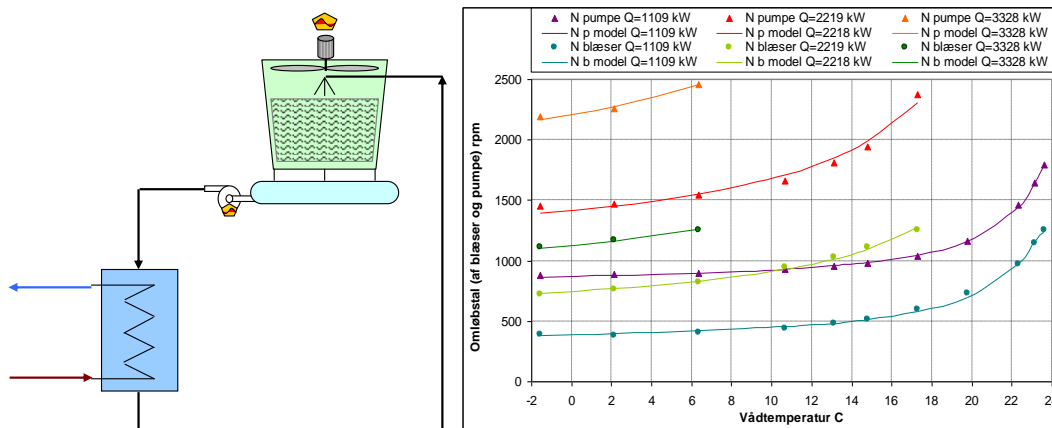


Energieffektivisering gennem modelbaseret regulering og online optimering

ELFORSK 2007



Dato: 20-09-2012
Projektnummer: Journal nr. 339-053
Projektansvarlig: J. Sandvig

Weel & Sandvig
ENERGI OG PROCESINNOVATION

DIPLOMVEJ BYGNING 377
2800 KGS. LYNGBY

Tlf.: +45 2671 0045 eller +45 2671 0046
Email: weel-sandvig@weel-sandvig.dk
Web: www.weel-sandvig.dk

1	Resume	1
1.1	Projektindhold	1
1.1.1	Udvælgelse af standardløsninger	1
1.1.2	Analyse af udvalgte standardsituationer	1
1.1.3	Tilpasning af metoder til standardsituationer.....	1
1.2	Kølesystemer	1
1.3	Kraft-varmeanlæg	2
1.3.1	Afprøvning af løsning	2
1.4	Formidling.....	3
2	Indledning - baggrund.....	3
3	Metoder til modelbaseret regulering	4
4	Afprøvning af udvalgte standardløsninger	4
5	Standardløsninger for kølevandssystemer	5
5.1	Optimering af kølevandssystemer.....	6
5.1.1	Flaskehalse i et system, der køler flere processer	7
5.1.2	Udnyttelse af alle varmeoverførende flader i køleanlægget	7
5.2	Frikøling kontra køleanlæg	9
5.3	Frikøling via havvand, søvand eller grundvand	10
5.4	Frikøling med tørkølere via udeluft.....	10
5.4.1	Modeludvikling af tørkøler.....	10
5.4.2	Driftsdata	12
5.4.3	Optimeringsmodel - reguleringsstrategi	13
5.5	Frikøling med køletårne.....	14
5.5.1	Modelformulering af køletårn.....	15
5.5.2	Modellering af kølekreds med køletårn	17
5.6	Mekaniske kompressionskølere.....	17
5.6.1	Modelformulering af kølekompressor	17
5.7	Case: H. Topsøe - besparelspotentiale i kølesystem	19
5.7.1	Kølekapacitet og behov	19
5.7.2	Modellering af kølesystem og behov.....	19
5.7.3	Model af procesvarmevekslere	21
5.7.4	Modeltilpasning af procesvekslere ud fra registreret driftspunkt.....	21
5.7.5	Normal drift af køleanlægget.....	23
5.7.6	Driftoptimering med model – behovsstyring	24
5.7.7	Årsager til besparelspotentialet	26
5.7.8	Besparelse ved varierende vådtemperatur henover driftsåret	26
5.7.9	Konklusion på case undersøgelse	28
5.8	Afprøvning af potentiale i praksis.....	28
5.8.1	Fremgangsmåde	29
5.8.2	Reguleringsmodel	29
5.8.3	Konstant kølebehov med konstant temperaturniveau	29
5.8.4	Varierende kølebehov med konstant temperaturniveau	30
5.8.5	Generel model (GM-model) til optimal styring af køleanlæg	32
5.8.6	Resultater fra implementering af modelbaseret regulering	35
5.8.7	Procesændringer	37
5.8.8	ANN (kunstige neurale netværk).....	39
5.9	Fordeling af køleeffekt mellem frikøling og kompressionskøleanlæg.....	42

5.9.1	Optimal fordeling af frikøling og kompressionskøleanlæg	42
5.10	Arbejdsprocedure modelbas. regulering i køleanlæg.....	43
6	Standardløsninger for energianlæg.....	45
6.1	Optimering af energianlæg.....	45
6.2	Case: Kraftvarmecentral hos Novo Nordisk, Bagsværd.....	45
6.2.1	Problematik og situationsbeskrivelse.....	45
6.2.2	Standard tilfælde.....	46
6.2.3	Modelformulering.....	46
6.2.4	Model af gasturbine med dampkedel.....	47
6.2.5	Model af naturgasfyrede dampkedler	51
6.2.6	Implementering af model i pc-program og PLC.....	51
7	Konklusion.....	55
7.1	Er der tale om standardløsninger?	55
7.1.1	Køleanlæg med køletårne	55
7.1.2	Ressourcebehov ved implementering på køleanlæg	56
7.1.3	Bypass-regulering på kraftvarmeanlæg	56
7.2	Indgriben i eksisterende reguleringssystemer.....	56
8	Referencer.....	56
9	Appendix.....	57
9.1	App: Model af Vestas Aircoil køletårn.....	57
9.2	App: Supplerende simuleringsresultat	58
9.3	App: Optimering (ændret nedkølingskrav på processer).....	60

1 Resume

Projektets overordnede mål har været at udnytte metoder inden for modelbaseret regulering og online optimering til at øge industriens energieffektivitet. Modelbaseret regulering er en relativt ny teknologi, som kombinerer viden om processer og anlæg, teoretiske metoder og computers regnekraft i intelligente avancerede reguleringstekniske løsninger og metoder.

Metoderne har hidtil været anvendt med succes i nogle af de største procesindustrier, men praktisk taget ikke i mindre og mellemstore industrier. En væsentlig årsag hertil er at det hidtil ikke har været standardløsninger og derfor har krævet betydelige ressourcer at udvikle og implementere.

Målet med dette projekt er at medvirke til at modelbaseret regulering også finder udbredelse blandt de små og mellemstore virksomheder. Dette skal bl.a. ske ved at se hvorvidt det er muligt at tilpasse og standardisere metoderne, så de egner sig til implementering også i disse segmenter.

1.1 Projektindhold

Projektet har fokus på standardprocesser, som i typiske danske industrier bl.a. er inddampning, tørring, pumpning, køling og opvarmning.

1.1.1 Udvælgelse af standardløsninger

I projektet er der valgt at udvikle modelbaserede reguleringer til følgende standardsituationer, hvor man med fordel kan anvende sådanne metoder:

- Kølevandssystemer (optimering af samspil mellem køletårn/veksler, procesbehov og cirkulationsrater af kølevand og luft).
- Varmeanlæg (optimal driftsstrategi på varmeanlæg med forskellige komponenttyper).

Der er udvalgt 2 repræsentanter af standardsituationer, som behandles nærmere. Det er et energianlæg hos Novo Nordisk og et køleanlæg hos H. Topsøe.

1.1.2 Analyse af udvalgte standardsituationer

De udvalgte standardsituationer er analyseret – dels med hensyn til typiske eksisterende reguleringsformer og dels med hensyn til væsentlige systemsammenhænge.

Der er fokuseret på at opstille robuste modeller for de valgte standardløsninger, med henblik på senere anvendelse i de modelbaserede løsninger.

1.1.3 Tilpasning af metoder til standardsituationer

For hver standardsituation er der anvendt eller udviklet metoder, der vurderes at kunne fungere. Metoderne er afprøvet på reelle procesdata fra den givne proces ved hjælp af simulering af såvel processystem som reguleringskoncept.

1.2 Kølesystemer

Der er formuleret et modelbaseret simuleringssystem af et køletårn med et kølevandssystem. Der er endvidere formuleret modeller af kølevandssystemer med an-

dre former for køleanlæg, som tørkøler eller kølekompressor. Endvidere er der opbygget en model, hvor køletårne indgår i serie med et kompressionskøleanlæg, som gradvist kan indkobles, når kapaciteten på køletårne bliver for lav ved stigende vådtemperatur.

Med disse simuleringsmodeller er der fundet optimale driftspunkter for en række driftsmæssige betingelser. På basis af de optimale driftspunkter er der udviklet en model, som er i stand til at forudsige hvorledes anlægget skal køre for at opnå et tæt på minimalt samlet elforbrug til blæsere og pumper.

Den udviklede model har vist sig i stand til nøje at kunne regulere et kølevandssystem ganske tæt på det teoretisk minimale samlede elforbrug, ved varierende udetemperatur og varierende belastning fra processer, som kræver køling.

Når systemet er implementeret kræver det kun information om netop disse to parametre (dvs. udetemperatur (vådtemperatur i forbindelse med køletårn eller berislet køler) og kølebehov, som kan beregnes ud fra målte temperaturer i fremløb og retur og flowet af kølevand.

Modellen er robust, og kræver ikke nogen løsning af et ligningssystem. Proceskrav kan ændres uden at modellen nødvendigvis behøver at blive opdateret. Dette er tilfældet, hvis de ændrede proceskrav ikke giver anledning til væsentlige forskydninger i flaskehalse, eller at sådanne ændrede flaskehalse mere eller mindre kan elimineres ved delvis ombygning af anlægget.

I forbindelse med implementering af reguleringsmodellen kræves en kalibrering mod en række optimale (og helst repræsentative) driftspunkter for det aktuelle anlæg. Det er frembringelsen og identifikationen af disse optimale driftspunkter, der involverer langt det største analysearbejde med implementeringen og kan i visse tilfælde være en barriere.

1.3 Kraft-varmeanlæg

Desuden er der udviklet en modelbaseret styring til et varmeanlæg integreret med en kraftproducerende enhed. Modellen er i stand til at minimere produktionsudgiften for varme (damp) og kan alternativt anvendes til at minimere udledningen af CO₂ fra anlægget for at forsyne virksomheden med damp.

Modellen er implementeret og benyttes til at minimere produktionsomkostningen af damp og begrænser samtidig udledningen af CO₂ fra anlægget.

1.3.1 Afprøvning af løsning

På baggrund af resultater fra simuleringssøvelserne er løsningen udviklet til energianlæg blevet implementeret og afprøvet off-line på det aktuelle anlæg. Selvom løsningerne betegnes som "standardløsninger" er der i hvert enkelt tilfælde behov for specifik tilpasning af modellen til det aktuelle anlæg og specifik tilpasning af programmering i den aktuelle PLC-enhed.

Med off-line afprøvning menes at regulatorerne modtager procesdata fra anlæggene, mens de optimerede styresignaler blot beregnes og vises.

Der er implementeret off-line afprøvning på kedelcentralen hos Novo Nordisk bestående af 3 kedler (heraf to ens) og et gasturbineanlæg med røggaskedel.

Efter off-line forsøget er løsningen blevet fuldt implementeret ved at de beregnede signaler sendes til PLC'en som kontrollerer anlæggets komponenter (3 dampkedler og gasturbinen).

Denne løsning har betydet at gasturbinen hos Novo Nordisk i Bagsværd kan opretholde en bedre driftsøkonomi ved at sørge for en langt mere energioekonomisk drift i dellast situationer.

1.4 Formidling

Resultaterne er formidlet gennem denne tekniske slutrapport, der beskriver metodeudvikling og standardløsninger.

Desuden er modelleringen og optimeringsprogrammet til køleanlæg præsenteret over for Vestas Aircoil (som har vist interesse for projektet) og der er skrevet en artikel til DAU-bladet (Dansk Automationselskab).

2 Indledning - baggrund

Metoderne med modelbaseret regulering har i mange tilfælde vist sig overlegne ved regulering og overvågning af en række processtyper, som tidligere har forvoldt problemer for procesingeniører, reguleringsteknikere og procesoperatører.

Erfaringerne med indførelse af modelbaseret regulering og monitorering i industrien viser, at de økonomiske gevinster kan være meget store. Gevinsterne realiseres typisk i form af:

- forhøjet kapacitet,
- forbedret effektivitet (reduceret forbrug af energi og råvarer) på anlægget,
- forbedret produktkvalitet.

Udbredelsen af metoderne har dog hidtil været begrænset primært til de større petrokemiske procesindustrier, mens de typiske mindre og mellemstore danske virksomheder sjældent har de fornødne ressourcer til at gå i gang med sådanne aktiviteter.

Automatisk regulering har i industrien været et teknisk hjælpemiddel til at øge produktiviteten og effektiviteten i produktionen samt styrke virksomhedernes konkurrenceevne. Der er i dag en høj grad af automatisering i industrien og det er åbenlyst at dette har været en nødvendig teknologisk udvikling i virksomhederne.

Langt de fleste industrielle procesanlæg er således i dag udrustet med hel eller delvis automatisk regulering. Reguleringsystemer til de forretningskritiske processer findes jævnligt – specielt med henblik på at øge udbyttet og forbedre kvaliteten af produkterne.

Desværre hører mange energitunge processer ikke til i kategorien af forretningskritiske processer. Det gælder typisk hjælpestyr som kølevandssystemer og oparbejdningsanlæg.

Det betyder, at der efter en indledende fase, hvor anlæggene indstilles, efterfølgende ikke er meget fokus på anlæggene så længe de blot fungerer og opfylder nogle basale behov.

Samtidigt gælder det ofte for hjælpestyr at så længe kapaciteten eller ydelsen er rigelig virker det til at alt er i skønneste orden, især hvis der ikke konstateres flaskehalse. Imidlertid kan den rigelige leverede ydelse være meget dyr at opretholde og det at der aldrig konstateres flaskehalse for hjælpeanlægget kan være udtryk for at man kører med en urimelig høj kapacitet på anlægget.

Et hjælpeanlæg bør normalt ikke drives efter et formodet forsigtighedsprincip om at man opnår en stor sikkerhedsmargen eller størst mulig ydelse ved blot at skrue op

for ydelsen af een eller flere parametre. Forklaringen er at kompleksiteten i systemet kan betyde at hvis en ydelesesparameter justeres op ukritisk kan det give anledning til flaskehalse andre steder i hjælpesystemet og betyde at den faktiske ydelse hverken er maksimal eller effektivitetsmæssig optimal under de givne omstændigheder.

I praksis ses ofte at hjælpeanlæg kører med en mere eller mindre fast indstilling, som kan klare nogle sjældent forekomne spidsbelastninger eller er indstillet til de konditioner, som de er designet ud fra, selvom grundlaget for længst kan være ændret markant. Det er derfor ikke overraskende at man i sådanne tilfælde ofte er i stand til at påvise endog meget store energibesparelser ved at optimere indstillingerne i forhold til de løbende aktuelle betingelser og behov.

Optimerer man løbende reguleringssystemerne, kan man sikre sig at man altid ligger tæt på en optimal drift. Noget sådant er imidlertid ganske ressourcekrævende mht. teknisk indsigt og tid, med mindre der er tale om reguleringssystemer som af sig selv kan tilpasse sig forandringer.

I den sammenhæng er der en spændende udvikling i gang, hvor man benytter modeller til beregning af optimale sætpunkter. Teknologien anvendes i dag i en række specialapplikationer. Det er imidlertid stærkt ressourcekrævende at implementere sådanne modelbaserede regulatorer, hvilket specielt er hæmmende for anvendelse i mindre og mellemstore virksomheder.

Potentialerne ved den modelbaserede reguleringsteknologi er imidlertid så store at metoden fortjener en større udbredelse, som også omfatter mere perifere procesanlæg.

Hvis implementering af modelbaseret regulering skal opnå succes i mindre virksomheder er det imidlertid vigtigt at løsningerne er robuste, at de ikke kræver konstant overvågning af eksperter og ikke mindst at de kan leveres til en overkommelig pris for virksomheden.

Erfaringen indtil videre med modelbaseret regulering er desværre at det er vanskeligt at opfylde disse kriterier, hvilket har medvirket til at udbredelsen primært har været i forbindelse med forretningskritiske processer og som embedded løsninger i færdige produkter.

Der er således tale om væsentlige udfordringer i forbindelse med at udvikle gode og brugbare løsninger til de mindre og mellemstore virksomheder. Derfor er der i projektet fokuseret på at gøre løsninger så simple som muligt og at udarbejde løsninger, der kan anvendes på en serie af ensartede problemer, som optræder i forbindelse med typiske operationer.

3 Metoder til modelbaseret regulering

I projektet er udviklet egne optimeringsmodeller og der er desuden afprøvet en neural netværks model.

4 Afprøvning af udvalgte standardløsninger

På baggrund af resultater fra simulerede anvendelser af reguleringsmodeller er det intentionen at løsninger skal implementeres på reelle procesanlæg. Selvom løsning

gerne er "standardløsninger" er der i hvert enkelt tilfælde behov for specifik tilpasning af løsning til problemet.

De følgende anlæg har været inddraget som case studier:

- Køletårne hos Haldor Topsøe i Frederikssund.
- Kedelcentralen hos Novo Nordisk i Bagsværd.

Endvidere er modellen også anvendt til at identificere potentiale for besparelser på køleanlæg hos Novo Nordisk. Resultaterne fra denne undersøgelse ønskes dog ikke oplyst af Novo Nordisk så længe projektet ikke er afsluttet og potentialet verificeret.

Det har været tanken at de modelbaserede regulatorer i første omgang afprøves offline. Det vil sige at regulatorerne modtager procesdata fra anlæggene, mens de optimerede styresignaler blot beregnes og vises. Styresignalerne overvåges og analyseres. Hvis resultaterne er tilfredsstillende lukkes sløjfen og de modelbaserede regulatorer kobles ind. Hvis ikke gennemgås konceptet yderligere og forsøgene gentages.

Denne procedure blev gennemført på energianlægget hos Novo Nordisk i Bagsværd.

Hvad angår kølesystemerne er det ikke lykkedes at afprøve modellerne i praksis. På det ene anlæg var der problemer med at operere en pumpe, som var central i forhold til at opnå væsentlige besparelser. Desuden har vi manglet dokumentation af øjeblikkelige proceskrav for at kunne færdigudvikle modellen.

Det andet kølesystem, som er blevet inddraget, er ganske omfattende og kompleks med flere grupper af køletårne og kølekompresorer, som kan kobles på forskellig vis.

5 Standardløsninger for kølevandssystemer

I projektet er eet af fokusområderne standardløsninger for kølevandssystemer. Anlæg til kølevand kan opdeles på flere måder.

Fx. i teknologier som:

- mekanisk kompression
 - stempel
 - skrue
 - turbo
- termisk kompression (ejektor)
- absorption
- adsorption
- frikøling
 - tørkølere med luft
 - evaporationskølere i form af åbne køletårne med luft og vand, eller lukkede vådkølere (vandoverrislede køleflader)
 - køling via grundvand, havvand eller søvand

Da intentionen med projektet er at ramme et bredt anvendelsesområde er det de mest gængse typer af køleanlæg der er sigtet på. Der er derfor set på mekaniske kølekompresorer og frikøling i form af køletårn eller tørkøler.

5.1 Optimering af kølevandssystemer

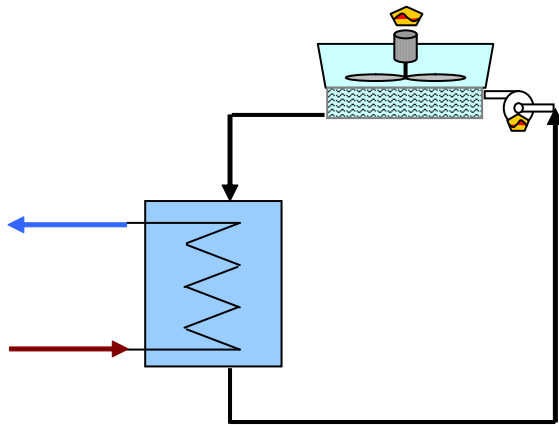
Fælles for de enkelte køleteknologier er at der er et procesbehov, som kan variere uafhængigt af omgivelsernes forhold og at omgivelsernes forhold i øvrigt vil påvirke køleanlæggenes ydeevne og performance. Kun i tilfældet med grundvandskøling vil variationer i de eksterne forhold (grundvandstemperaturen) normalt kunne negligeres.

I relation til energioptimal drift af køleanlæg kan efterfølgende eksempel illustrere en typisk problemstilling.

I Figur 1 er vist et simpelt arrangement med frikøling, hvor en proces køles ved hjælp af en tørkøler, som afgiver varme fra den cirkulerende brine til udeluften, som blæses igennem en varmeveksler.

I det viste arrangement er der to komponenter, der kræver arbejde. Den ene er pumpen til at cirkulere brine og den anden er blæseren til at skabe en tvungen konvektion på luftvarmeveksleren.

I praksis kan køleren dog godt afgive noget varme uden at blæseren kører (naturlig konvektion og lidt strålingsbidrag). Disse fænomener er dog ikke indregnet i nærværende eksempel.



Figur 1. Principdiagram af tørkøler i kølekreds med en procesvarmeveksler. Både blæser og pumpe er frekvensregulerede.

I dette eksempel består optimeringsopgaven i at minimere det samlede behov for eleffekt til at drive blæser og pumpe ved at finde hvor stor en mængde brine, der skal cirkuleres, og hvor stor en mængde luft der skal blæses igennem luftvarmeveksleren for en given ønsket afkøling af den tilkoblede proces.

Der vil gælde at jo mere luft, der sendes igennem luftveksleren, desto større afkøling vil der ske af brinen. Dermed kræves der et mindre flow (og dermed mindre pumpeeffekt) i brinekredsen, for at overføre den samme varmeeffekt i varmeveksleren. Den mindre pumpeeffekt opnås på bekostning af en større mængde luft og dermed større elbehov til luftblæseren. Effektbehovet til både pumpe og blæser er tilnærmelsesvis proportional med flowmængden i 3. potens. Det er derfor ret afgørende for den samlede krævede effekt, at de to strømme optimeres mht. flowmængder.

5.1.1 Flaskehalse i et system, der køler flere processer

Ofte er der flere processer, som kan have vidt forskellige krav til nedkølingstemperatur, der serviceres med det samme kølesystem. I et sådant system kan der let optræde markante flaskehalse på een eller flere processtrømme, som betyder at hele systemet må køre i et driftspunkt, som ligger langt fra det optimale driftspunkt, hvis de nævnte flaskehalse ikke var til stede. Flaskehalsene kan både være temperaturmæssige og flowmæssige.

I sådanne tilfælde er det vigtigt at varmevekslere og rørføringer dimensioneres hensigtsmæssigt for det samlede system.

Ligeledes er det relevant at overveje om alle processer skal serviceres med kun et kølesystem eller om det er fordelagtigt at anvende forskellige systemer (fx. systemer med to eller flere temperaturniveauer på kølevandet, og evt. også forskellig type af køleanlæg). Endvidere kan det være relevant at indbygge frekvensregulerede boosterpumper i parallelstrengene til enkelte varmevekslere. Herved opnås en væsentlig større fleksibilitet på kølesiden for det samlede system, som kan give mulighed for en betydelig mere energieffektiv køling.

Hvis temperaturkrav på processer varierer, er dette et yderligere komplicerende aspekt, som taler for at have flere temperaturniveauer og evt. boosterpumper til rådighed på kølevandssiden. Det er som oftest flaskehalse (uhensigtsmæssig dimensionering og valg af køleløsning) der giver anledning til at kølesystemer kører med en urimelig lav COP eller manglende fokus på at optimere anlæggets drift. I relation til evt. indførelse af modelbaseret regulering og optimering, vil det være relevant samtidigt at afhjælpe de mest markante flaskehalse.

5.1.2 Udnyttelse af alle varmeoverførende flader i køleanlægget

Et køleanlægs opgave er at flytte varme fra et medium til et andet. Varmen overføres ved hjælp af varmeoverførende flader. Jo større flade desto mindre temperaturforskel kræves for at overføre den samme varmeeffekt i varmevekslingen.

Jo mindre temperaturforskel der varmeveksles over desto mindre destruktion af exergi finder sted og dermed mindre behov for tilførsel af exergi til køleanlægget. Exergi kan oversættes med arbejds potentiale, og vil i nærværende sammenhæng i praksis være nært knyttet til behov for arbejde eller elektricitet til eksempelvis kølekompressorer, pumper og blæsere i køleanlægget.

Jo mere varmeoverførende areal et køleanlæg har, desto bedre effektivitet vil køleanlægget i princippet kunne opnå. Det er imidlertid dyrt og upraktisk med meget store varmeoverførende arealer, så i praksis er det en afvejning mellem størrelse, investering og driftsudgifter.

Køleanlæg kan være opbygget i moduler, som kan kobles ind og ud efter behov. I relation til ovenstående er det her ganske afgørende for anlæggets effektivitet at det udnytter de installerede varmeoverførende flader også under delast. Derved vil anlægget kunne opnå en meget høj effektivitet (COP) i delast.

I praksis vil der dog være forhold som trækker i modsat retning og som betyder at der vil være en grænse for hvor lav fladebelastning det kan betale sig at benytte.

For et kølekompressionsanlæg, som består af flere parallelle kompressorer, fordampere og kondensatorer betyder det konkret at i delast, hvor man eksempelvis kun har behov for at benytte een af kompressorerne, bør man stadigvæk benytte flere eller evt. alle fordampere og kondensatorer hvis muligt, for derved at få mindst mulig temperaturforskel i varmevekslingerne og dermed mindst mulig trykforskel over kompressoren og på vandsiden gennem fordampere, som igen vil betyde mindst mulig behov for eleffekt til kompressoren og pumpe.

For stempelkompressorer med mange cylindre er der ofte mulighed for at udkoble cylindre parvis, således at kapaciteten, også selvom der kun er en kølekompressor, kan justeres i forhold til behovet.

For tørkølere, køletårne eller havvandsvekslere er fordelene ved at udnytte hele kølefladen at man kan minimere massestrømme af de medier, der skal afgive og optage den varme, der ønskes fjernet. Dermed bliver det nødvendige arbejde til pumpe/blæser ligeledes minimalt. Det forudsætter at pumper og blæsere kan omdrejningsreguleres.

En strategi som førnævnte, er dog langt fra den gængse. Hvis man har flere individuelt styrbare celler (af tørvekslere eller køletårne) i et køleanlæg, er strategien i bedste fald snarere at celler indkobles sekventielt, således at det udnyttede varmeoverførende areal er nogenlunde proportionalt med belastningen end at samtlige celler nedreguleres til lav last. Tilsvarende vil det krævede arbejde til pumper og blæsere for at transportere de varmeoverførende medier være nogenlunde proportionalt med kølebehovet.

I værste fald kobler man ikke en gang celler ud men alle kører blot på et fast omløbstal og med høj cirkulationsrate af vand uanset om der er behov for det eller ej.

Da effektbehovet til transport af et varmebærende medium igennem et givent system er proportional med flowet i 3. potens er der overordentlige store gevinster forbundet med at kunne reducere disse mængder for at opnå mindst muligt behov for arbejde til køleprocessen.

5.1.2.1 Eksempel med udnyttelse af 3 i stedet for 2 enheder

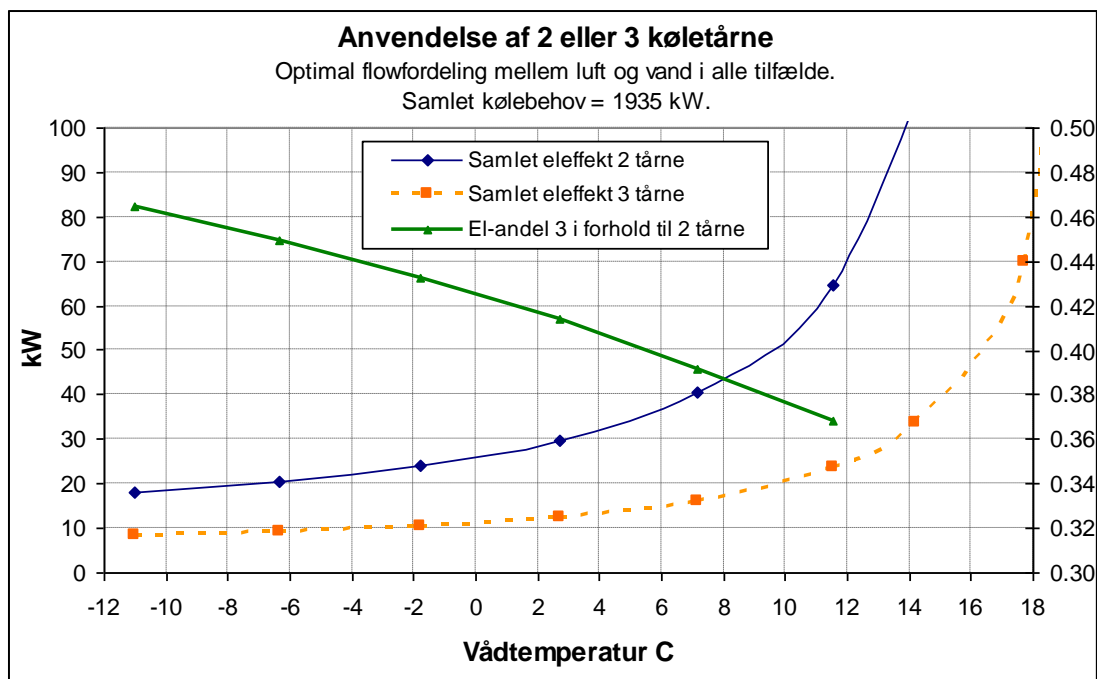
Som et eksempel betragtes et køleanlæg bestående af 3 ens køletårne (3 styk Vestas Aircoil OCT04HB01-1-120), som skal nedkøle en processtrøm fra 40 til 26 C. Processen kræver en køleeffekt på 1935 kW. Kølingen foregår ved at kølevand cirkuleres gennem køletårnet og direkte ind i en modstrømsvarmeveksler, som derved nedkøler processen. Så længe vådtemperaturen er under 14 C (svarende til en lufttemperatur på cirka 18 C og 65% RF), er der tilstrækkelig kapacitet på køletårnene til at to tårne alene kan klare opgaven.

I Figur 2 er vist behovet for el i tilfældet hvor alle 3 køletårne udnyttes og i tilfældet hvor kun de to tårne benyttes for varierende vådtemperatur. I begge tilfælde er flowet af luft og kølevand optimeret så det samlede effektbehov bliver mindst muligt.

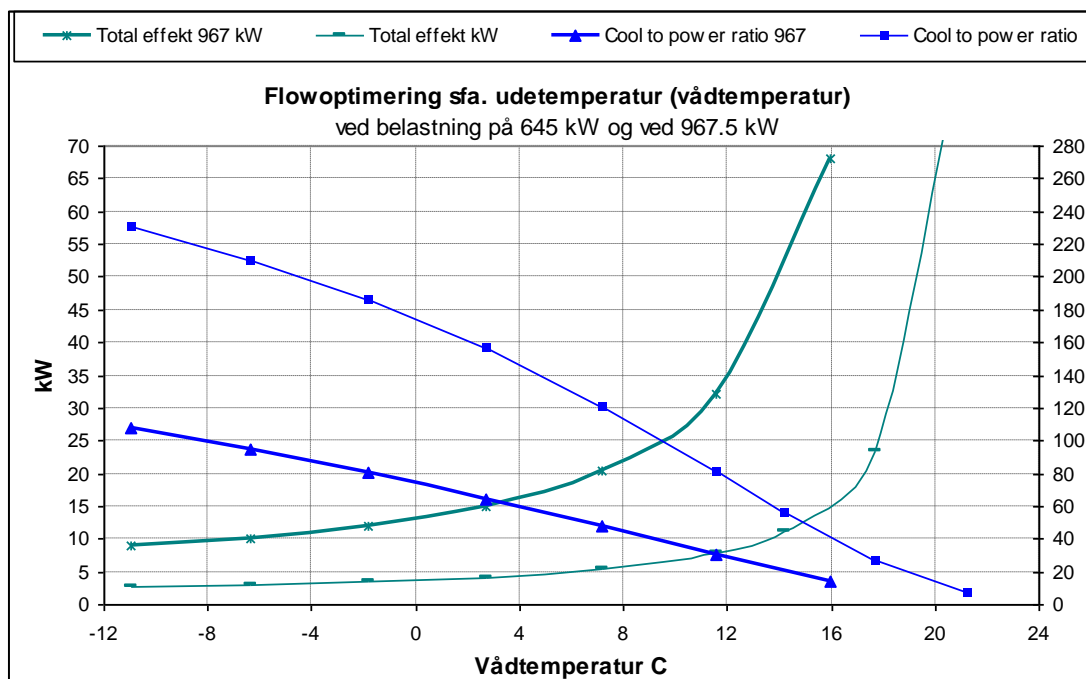
Endvidere er på den højre akse vist elbehovet med 3 tårne i drift i forhold til elbehovet med 2 tårne i drift ("El-andel 3 i forhold til 2 tårne"). Denne kurve viser at elbehovet med 3 tårne i drift kun kræver mellem 46% og 37% af elbehovet når kun 2 tårne er i drift. Dvs. besparelsespotentialet alene ved dette skift er på mellem 54% og 63% i den pågældende driftssituation.

Af Figur 2 ses, med 3 tårne kan varmen fjernes ved en vådtemperatur på 10 C med et samlet elbehov på cirka 20 kW. Med kun 2 tårne skal vådtemperaturen være helt nede på -7 C for at opgaven kan klares med det samme elbehov.

I Figur 3 er vist elbehovet for eet af køletårnene ved de to aktuelle lastsituationer sammen med kurver for forholdet mellem køleeffekt og elbehov.



Figur 2. Besparelsespotentialet på el ved anvendelse af alle 3 tilgængelige køletårne i stedet for kun de 2.



Figur 3. Effektkurver for et køletårn i de to belastninger, som er aktuelle i Figur 2. Forholdet mellem køleeffekt og elbehov er vist på den højre akse.

5.2 Frikøling kontra køleanlæg

Anvendelse af et reservoir (medium) direkte ved den naturligt forekommende temperatur til at køle med betegnes frikøling.

Reservoir (medier) som hører til frikøling er vand i omgivelser (havvand, søvand eller grundvand), jorden (via køleslanger) eller udeluften via tørkøler eller køletårn. Køletårnet kræver dog også tilførsel af vand og betyder at det ofte er muligt at køle til en

temperatur, som ligger lidt lavere end temperaturen af luften i omgivelserne. Hvis det er muligt er frikøling normalt langt den billigste måde at køle på.

Når der skal køles til temperaturer nær ved eller under omgivelsernes temperaturer benyttes køleanlæg, som kræver tilførsel af exergi (arbejdsenergi). Det kan være et kompressionskøleanlæg der kræver arbejde til kompressoren (eksempelvis med en elmotor) eller et absorptionskøleanlæg der kræver exergi både i form af varme og arbejde til interne pumper.

5.3 Frikøling via havvand, søvand eller grundvand

I princippet er det de samme forhold der gør sig gældende for de tre typer af reservoir bortset fra at temperaturen på grundvand normalt kan betragtes som værende uden sæsonmæssige variationer i temperatur. Alle reservoirtyper antages tilpas store til at køleeffektens indflydelse på reservoirtemperaturen kan negligeres.

Installationen og driften i forbindelse med havvands- eller søvandskøling er en simpel og billig løsning når placeringen er i umiddelbar nærhed af reservoir.

Optimeringsproblematikken er forholdsvis simpel og meget lig den situation der beskrives i det efterfølgende med en tørkøler, idet varmen blot overføres til vand som pumpes fra vandreservoir i stedet for luft som blæses hen over en varmeoverførende overflade.

5.4 Frikøling med tørkølere via udeluft

I en tørkøler overføres varmen direkte til den omgivende luft ved at lede luften hen over de varmeoverførende overflader.

Installationen og vedligehold er ganske enkel, idet kølekredsen normalt blot skal frostsikres og der skal sørges for at der er fri adgang for udeluften til at kunne passere gennem blæseraggat og selve kølerelementet.

5.4.1 Modeludvikling af tørkøler

Der er udviklet en model i regneark, som beregner den samlede eleffekt til pumpe og blæser, når der specificeres en fremløbstemperatur på processen, der skal køles, og en given luftstrøm gennem luftblæseren.

I modellen er tillige angivet temperatur og relativ fugtighed af luft og for processen indtil procesveksleren er angivet flow, varmekapacitet og temperatur. Desuden er der specificeret en pumpekurve og modstandstal for brinekredsen.

For luftkøleren er der specificeret designdata i form af forholdstal for varmeoverførende arealer og varmeovergangstal på luft- og væskeside for et givent sæt temperaturer af luft og brine med angivet tilhørende flow, ydelse og elforbrug.

For procesvarmeveksleren er designet fastlagt ud fra varmeoverførende areal og angivelse af varmeovergangstal ved referenceflow. For begge varmevekslere korreleres varmeovergangstallet (h) i forhold til designpunktet med en angiven eksponent f som:

$$h_{aktuel} = h_{design} \cdot \left(\frac{Vol.flow_{aktuel}}{Vol.flow_{design}} \right)^f$$

Eleffekten til blæseren og til pumpen stiger med god tilnærmelse proportionalt med luftflowet eller vandflowet i 3. potens. Denne ulinearitet gør det vigtigt at de to strømnes flow er rimeligt afbalanceret, så det samlede effektbehov bliver mindst muligt.

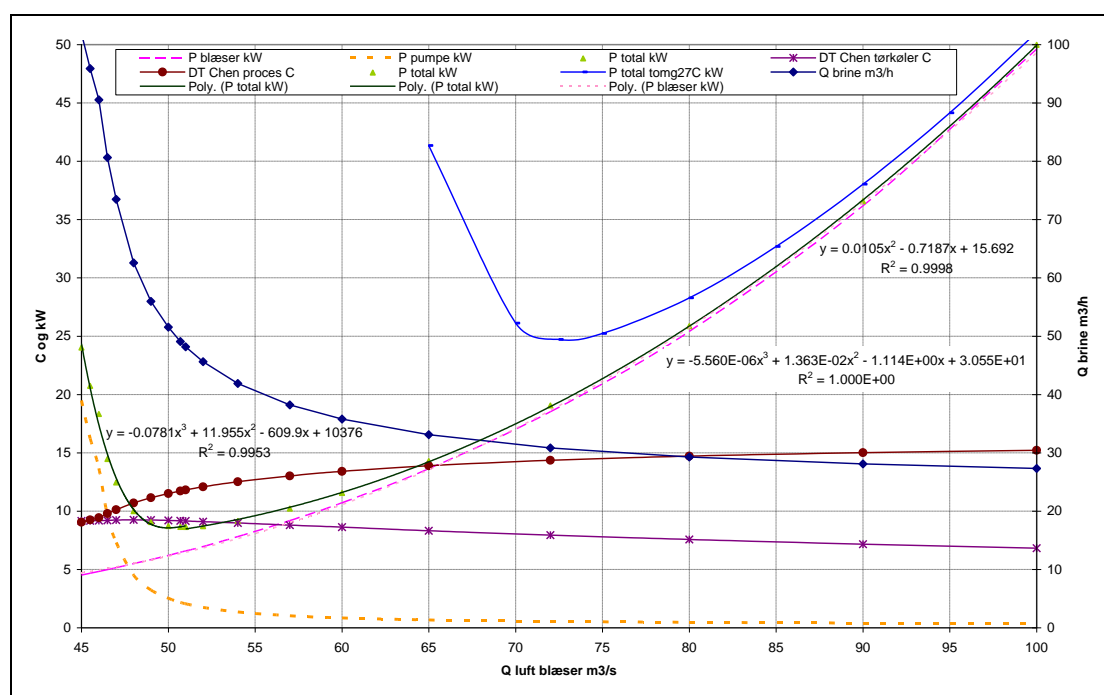
Det optimale driftspunkt (forstået som optimal flow af luft og væske i kølekreds for et givent fast kølebehov og temperatursæt på processen og luft) kan findes ved at udregne den samlede effekt for forskellige luftflow gennem tørkøleren.

I Figur 4 er optegnet effekt til blæser og pumpe sammen med den totale effekt, som kun har eet minimum som ligger ved et luftflow på cirka 51 m³/s.

Det tilhørende nødvendige flow af brine er også vist med den mørkeblå kurve (med skala på højre akse).

Endelig er vist middeltemperaturdifferenser i de to varmevekslere. Kurverne gælder for en udetemperatur på 22 C.

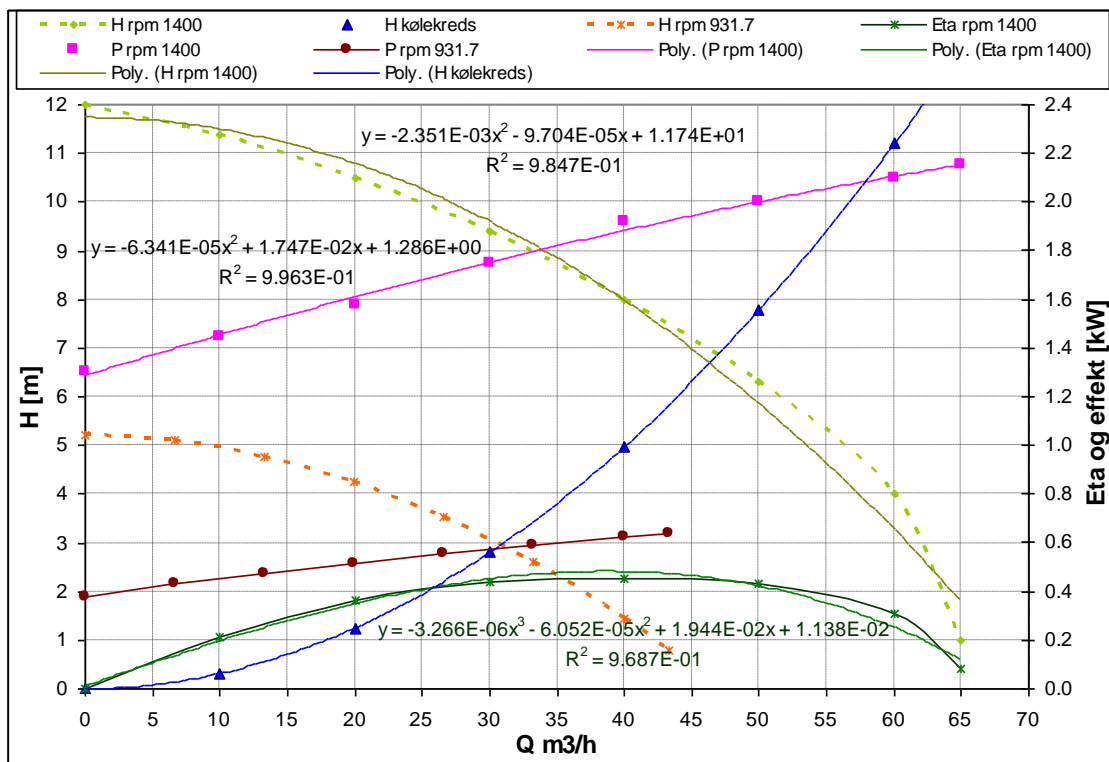
I diagrammet er også vist det totale effektbehov til blæser og pumpe, når udetemperaturen i stedet for 22 C er 27 C (blå kurve) og kølebehovet i processen er uændret. Det optimale driftspunkt ændres betydeligt mht. fordelingen og mængder af blæserluft og brine der cirkuleres.



Figur 4. Sammenhæng mellem bl.a. eleffekt og luftflow gennem tørkøler.

I Figur 5 er for pumpen vist karakteristikkurven ved fuldt omløbstal (1400 rpm) [H rpm1400] og fittede kurver for karakteristisk [Poly.(H rpm1400)] og effekt [Poly. P rpm1400]. Virkningsgraden [Poly.(Eta rpm1400)] er også vist sammen med karakteristisk for brinekredsen [Poly.(H kølekreds)].

I samme figur (Figur 5) ses endelig pumpekurven og effektkurven for et nedreguleret omdrejningstal (rpm 931.7), som benyttes i beregningerne.

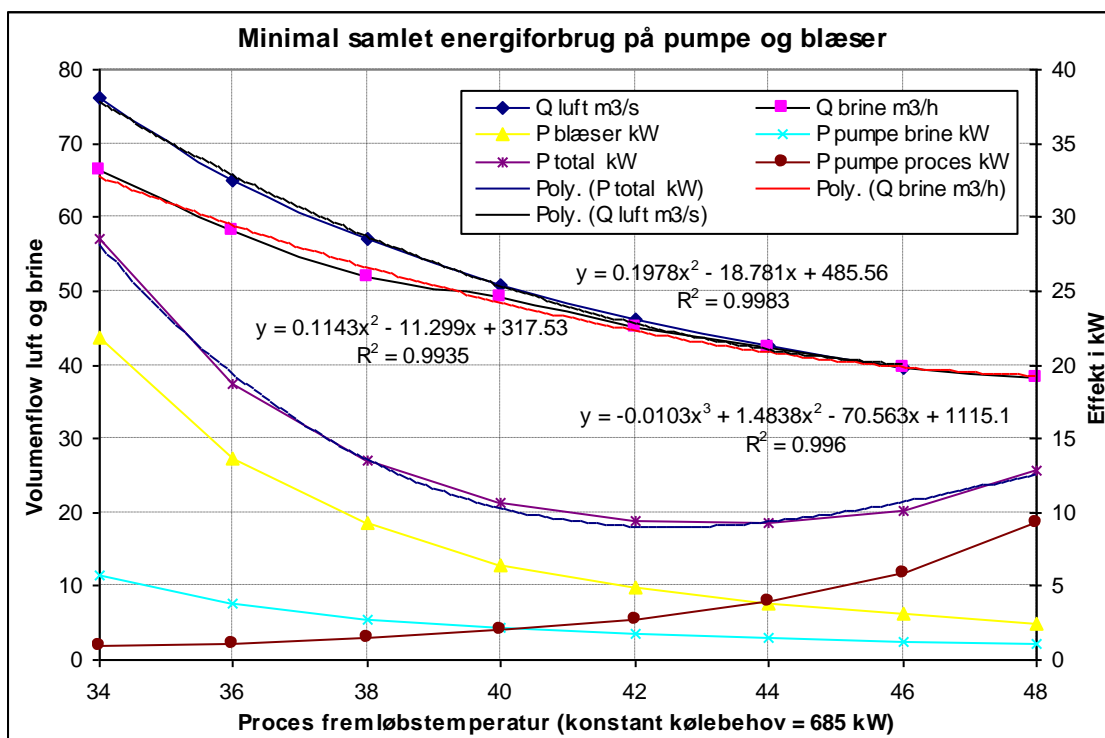


Figur 5. Beregnet driftspunkt for pumpe med frekvensregulering. Kurven for pumpeeffekt er ligeledes beregnet.

5.4.2 Driftsdata

Problemstillingen udvides nu til også at inddrage pumpeeffekten til cirkulering af processtrømmen, idet det antages at det er en batchproces med en ekstern køler og et fast kølebehov (effekt). Der er således nu ikke et krav om en bestemt temperatur af processen ud af proceskøleren, men derimod et krav om en bestemt køleeffekt i proceskøleren.

I Figur 6 er vist det samlede effektbehov til blæser og to cirkulationspumper som funktion af den temperatur, som processen nedkøles til. Kurven for den samlede effekt viser at der er et minimum, svarende til at processen skal nedkøles til en temperatur på cirka 43 C i dette tilfælde.



Figur 6. Effektforsøg i kølesystem inklusive pumpeeffekt til cirkulering af processtrøm, som funktion af nedkølingstemperatur af proces. Der er konstant kølebehov på processen, således at jo mindre processen afkøles desto større flow kræves (er relevant ved køling af fx en batchreaktor, hvor der cirkuleres gennem en ekstern køler).

5.4.3 Optimeringsmodel - reguleringsstrategi

I det foregående tilfælde, hvor der kun indgik minimering af eleffekt til brinepumpe og luftblæser er der ikke lokale minima men kun eet globalt minimum. En simpel procedure til at fastholde driften tæt på det eneste minimum kan derfor være med jævne mellemrum at ændre luftflowet (justere omdrejningstallet på ventilatoren på tørkøleren) og se hvilken konsekvens det har for den samlede eleffekt på blæser og pumpe. Flowet af brine (brinepumpen) vil med reguleringen rette sig ind, så der opnås den specificerede køling af processen. Hvis en stigning i luftflow betyder et fald i den samlede eleffekt fortsættes med at øge luftflowet indtil den samlede eleffekt begynder at stige. Omvendt hvis den første stigning i luftflow resulterer i en stigning i eleffekt reduceres i stedet på luftflowet så længe at det resulterer i en faldende samlet eleffekt. Derefter fastholdes positionen et stykke tid indtil den næste ændring afprøves.

Hvor ofte der skal forsøges med ændringer og hvor hurtigt stigninger/reduktioner i luftflow skal foregå er et spørgsmål om tidskonstanter i anlægget og hvor meget behovet fluktuerer. Hvis der er lange tidskonstanter i systemet i forhold til de behovsændringer der løbende kan forekomme, vil det være problematisk med en sådan procedure. Her vil det være mere hensigtsmæssigt med en egentlig model til at forudsige hvilke indstillinger der er mest optimale for de pågældende driftsbetingelser.

Parametre som det optimale driftspunkt er afhængig af er:

- Temperatur (og i minimal grad relativ fugtighed af udeluften)
- Temperaturdifferens mellem afkølet proces og omgivelsernes temperatur.
- Behov for køleeffekt (temperatur og flow af proces).
- Pumpekarakteristik.

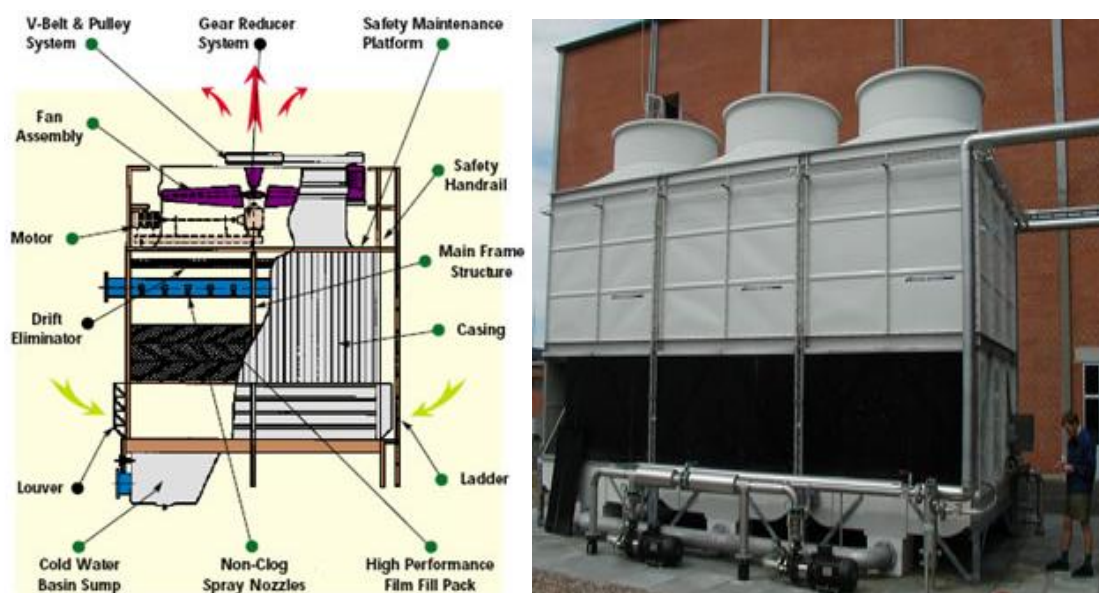
- Blæserkarakteristik.
- Karakteristik af kølekreds.
- UA -værdier for varmevekslere med de pågældende medier.

5.5 Frikøling med køletårne

I et køletår overføres varmen fra vandet der køles direkte til den omgivende luft og noget vand, som fordamper.

Køletårnet benytter sig af den afkølede effekt der optræder når vand fordamper i luft. Køletårnet kan således køle ned til en lidt lavere temperatur end den omgivende lufttemperatur og har dermed i visse situationer en fordel over for tørkølere.

Temperaturgrænsen kaldes vådtemperaturen og afhænger af luftens temperatur og relative fugtighed. Jo lavere relativ fugtighed og højere lufttemperatur, desto større forskel mellem luftens temperatur og vådtemperaturen.



Figur 7. Skitse af et køletårn (www.truwater.com) og billede (Vestas Aircoil).

Køletårne er i mange tilfælde en billig køleteknologi både i installation og drift. Der kræves forsyning af vand til fordampering og normalt et beskedent arbejde (elforbrug). Elforbruget går til cirkulation og overrisling af fyldlegemer med vand og, med mindre der er tale om store køletårne med naturligt træk, også til at trække luft gennem fyldlegemerne.

Køletårne er normalt mere komplekse med vedligehold end de øvrige typer frikøling idet der kræves vandtilførsel og vandbehandling samt løbende kontrol med vandkvaliteten i systemet for bl.a. at undgå dannelse af belægninger på fyldlegemer og belægninger eller korrosion i varmevekslere.

Belægninger kan skyldes opkoncentrering af mineraler og salte og algevækst. Derfor har man et dræn, hvor en del (10-70%) af det tilførte vand ledes bort igen for at kunne holde opkoncentreringen af mineraler og salte på et acceptabelt niveau.

5.5.1 Modelformulering af køletårn

Også med hensyn til beskrivelse af de ydelsesmæssige forhold er køletårnet mere komplekst end de tidligere beskrevne typer af frikøling.

Der er taget udgangspunkt i en modelformulering, som gør det muligt direkte at beregne effektiviteten uden iteration. Modellen er beskrevet i Ref. 1, og gælder for både krydsflow og modstrømsflow i et køletårn.

For at modellen skal passe til et bestemt køletårn (fysisk størrelse, strømningsprincip og udformning), er det nødvendigt på forhånd at kende køletårnets performance i en række driftspunkter (se Tabel 1), som helst skal være fordelt godt ud over det driftsområde, som jævnlige kan forekomme.

		Driftspunkter performance (målte)					
Input variable		1	2	3	4	5	6
Massestrøm luft (>0)	m _a	10.7	15.1	19.5	23.9	28.3	32.7
Massestrøm vand (>0)	m _w	21.7	21.7	21.7	21.7	21.7	21.7
Temperatur vand ind	T _{w_i}	38	38	38	38	38	38
Vådtemperatur	T _{wb}	30	30	30	30	30	30
Hjælpevariable							
MR (Masseforhold):	m _a / m _w	0.493	0.696	0.899	1.101	1.304	1.507
T _{app} (Temperatur approach):	T _{w_i} - T _{wb}	8	8	8	8	8	8
Effektivitet epsilon _a	Målt, T _{wb} = 30	0.620	0.450	0.370	0.300	0.240	0.215
Effektivitet epsilon_a	Beregn., T_{wb} = 30	0.607	0.473	0.367	0.290	0.240	0.218
		7	8	9	10	11	12
	m _a	10.7	15.1	19.5	23.9	28.3	32.7
	m _w	21.7	21.7	21.7	21.7	21.7	21.7
	T _{w_i}	38	38	38	38	38	38
	T _{wb}	26	26	26	26	26	26
	m _a / m _w	0.493	0.696	0.899	1.101	1.304	1.507
	T _{w_i} - T _{wb}	12	12	12	12	12	12
	Målt T _{wb} =26 C	0.690	0.520	0.420	0.350	0.290	0.240
	Bereg.T_{wb}=26 C	0.680	0.538	0.424	0.338	0.280	0.250

Tabel 1. Seks driftspunkter (1-6) ved en vådtemperatur på 30 C og seks driftspunkter (7-12) ved en vådtemperatur på 26 C til fastlæggelse af modelkoefficienterne (c₀-c₁-c₂-c₃-c₄-c₅). Driftspunkterne er fra Ref. 1.

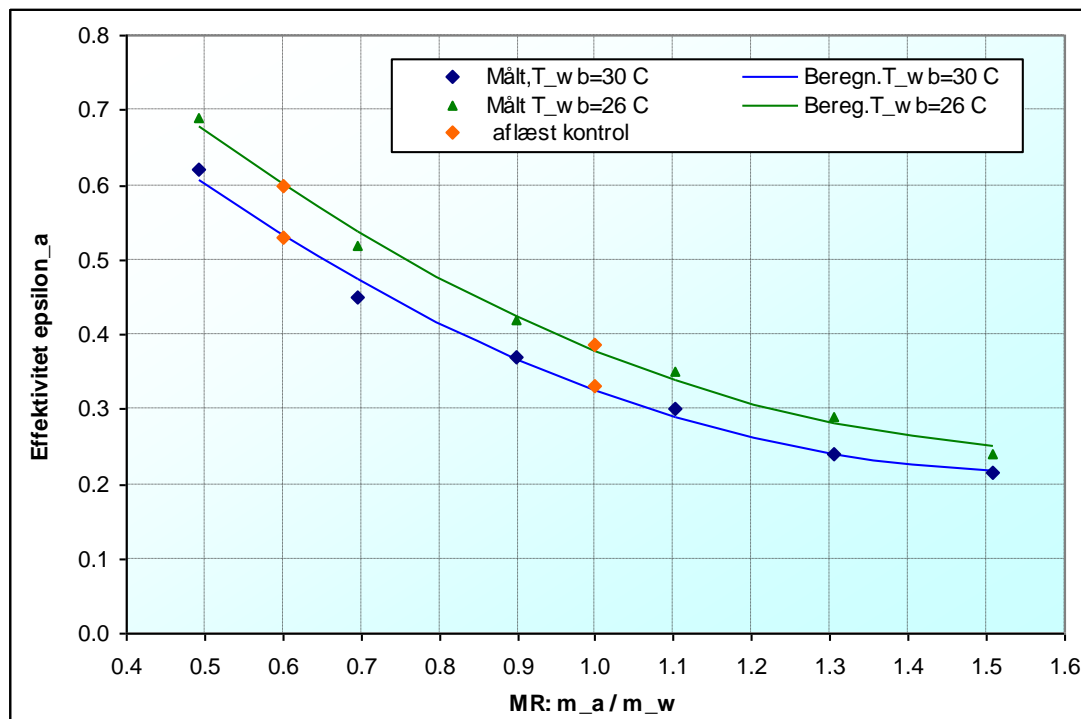
På basis af driftspunkterne tilpasses modellen ved bestemmelse af seks koefficienter (c₀-c₁-c₂-c₃-c₄-c₅), som indgår i modelberegningen af effektiviteten henregnet til luftsiden (*Epsilon_a*) som:

$$Epsilon_a = c_0 + c_1 \cdot MR + c_2 \cdot T_{approach} + c_3 \cdot MR^2 + c_4 \cdot T_{approach}^2 + c_5 \cdot MR \cdot T_{approach}$$

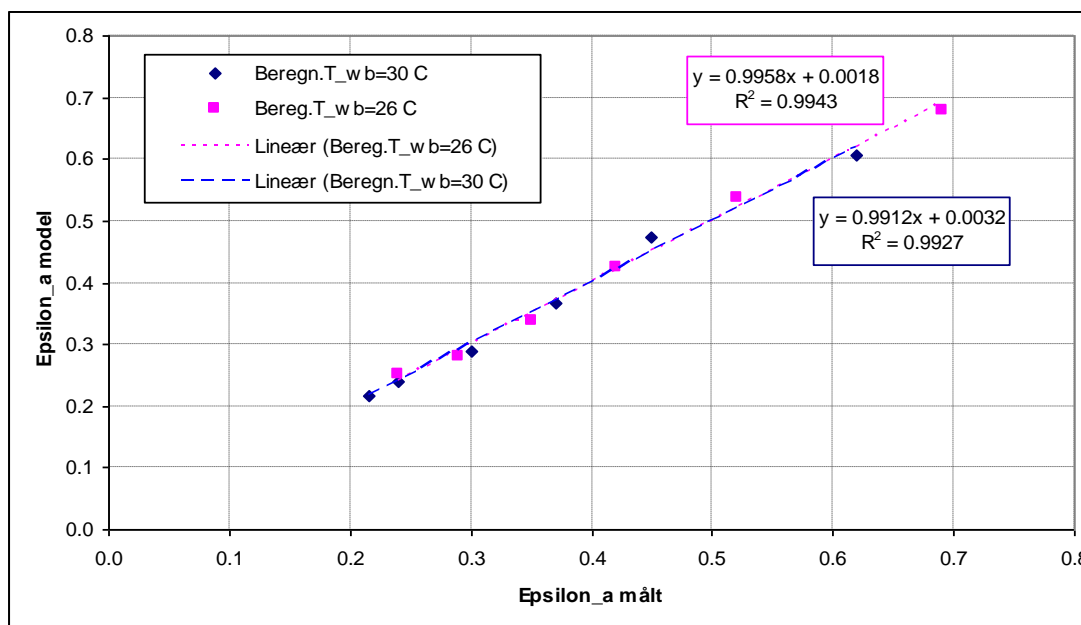
Det ses, at modellen kun indeholder to variable. Den ene variabel (*MR*) er forholdet mellem massestrømme af luft og vand gennem køletårnet og den anden variabel (*T_{approach}*) er temperaturforskellen mellem vandet ind i tårnet og den tilførte lufts vådtemperatur.

I Figur 8 er effektiviteten afbildet mod massestrømsforholdet *MR* for de to sæt driftspunkter ved vådtemperaturer på 26 C og 30 C. De målte driftspunkter ses som punktmarkeringer, mens modelberegningen svarer til de optegnede kurver for de to vådtemperaturer. Der ses at modellen giver en god tilpasning (fit) til de målte driftspunkter.

Dette bekræftes i Figur 9, hvor den modelberegnete effektivitet er afbildet mod den målte effektivitet for de to vådtemperaturer. Der er næsten tale om sammenfaldende trendlinier for de to sæt af driftspunkter, som begge er tæt korrelerede til en ret linie med hældningen 1 og skæring gennem 0.0.



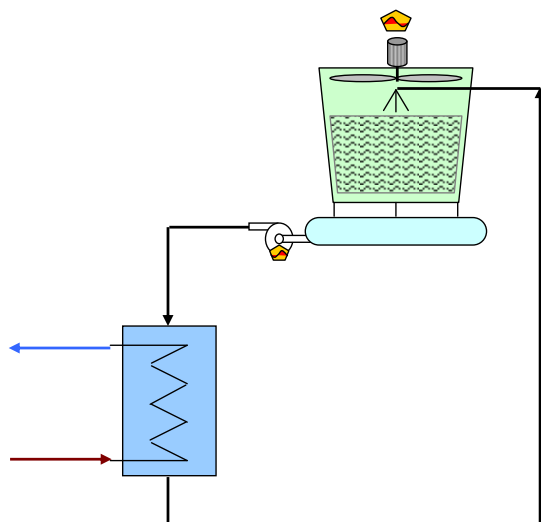
Figur 8. Effektivitet målt (som punkter) og efter modelberegning (kurver) for de to vådtemperaturer. Driftspunkterne er fra Ref. 1.



Figur 9. Sammenligning af effektivitet, som målte værdier og som modelberegnete. Driftspunkterne er fra Ref. 1.

5.5.2 Modellering af kølekreds med køletårn

Der er opbygget en model i regneark af et køletårn, der indgår i en kølekreds med en procesvarmeveksler. Modellen af køletårnet er baseret på beregnede driftspunkter af et Vestas Aircoil køletårn (OCT04HB01-1-120), som Vestas Aircoil har været så venlig at stille til rådighed (se App: Model af Vestas Aircoil køletårn).



Figur 10. Modellskitse af køletårn og proceskøler.

5.6 Mekaniske kompressionskølere

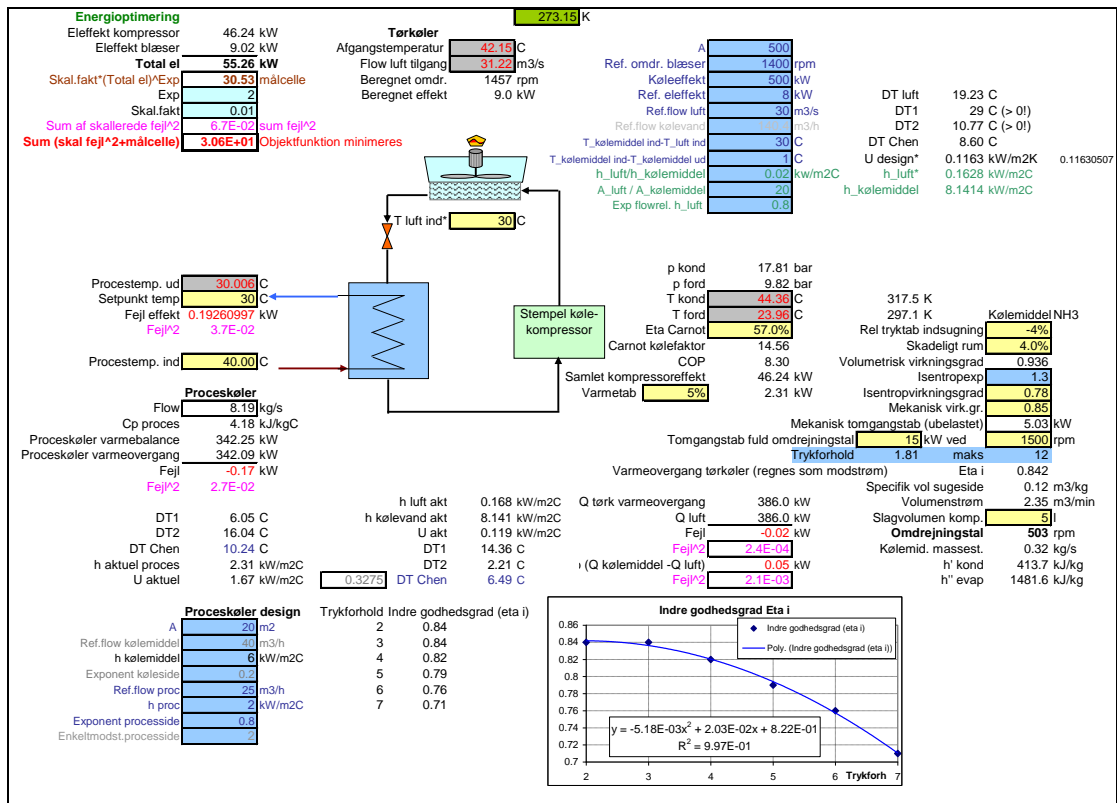
Teknologien er udbredt, når der skal køles til en temperatur, som ligger tæt på eller lavere end de temperaturer der forekommer i omgivelserne.

Tidligere var det stempelkompressorer der dominerede, men i dag anvendes ofte også skrue-, scroll- eller centrifugalkompressorer.

Teknologien er i forhold til alternativer kendetegnet ved at være relativt billig i installation og relativt dyr i drift, idet processen udelukkende drives med mekanisk arbejde (ofte vha. el).

5.6.1 Modelformulering af kølekompressor

Der er ligeledes i et regneark formuleret en model (se Figur 11) af et kompressionskøleanlæg. Modellen beskriver eleffekt til blæser i tørkøler (kondensator for kølemiddel) og eleffekt til kølemiddelkompressor, som funktion af trykket i fordamper og kondensator og medregner volumetrisk virkningsgrad for kompressoren. Modellen kan minimere den samlede eleffekt.



Figur 11. Model af kompressionskøleanlæg med ammoniak som kølemiddel.

5.7 Case: H. Topsøe - besparelspotentiale i kølesystem

Hos katalysatorfabrikken Haldor Topsøe A/S i Frederikssund er der fire separate kølesystemer med køletårne. Systemerne er primært opdelt efter hvilke produktionsmæssige og geografiske områder de servicerer og ikke efter temperaturkrav. De fleste steder forsynes et fabriksafsnit således kun med een type kølevand (een temperatur) fra en central pumpestation ved køletårnet.

Mange af proceskølerne er uregulerede og indikerer at der ikke er særligt præcise krav til hvilke temperaturer disse processer skal afkøles til, mens nogle få processer optræder med temperaturkrav og derved let bliver flaskehalse, der i væsentlig grad kan indskrænke frihedsgraderne på temperatur og flow af kølevandet.

Som case er udvalgt eet af de fire kølesystemer (system 1), hvor varmen fjernes i køletårne. Dette kølesystem omfatter 4 afdelinger (F, K1, K2 og M) med flere forbrugssteder i hver afdeling. Der er således mange forbrugssteder.

5.7.1 Kølekapacitet og behov

For at kunne fastlægge en optimal drift af køleanlægget er det nødvendigt dels at kende køleanlæggets kapacitet og at kende hvilke krav der er til køling af processtrømme.

I en intern rapport fra september 2006 fremgår at køletårnet er lagt ud med følgende designdata:

- Fremløbstemperatur 25 C
- Returtemperatur 35 C
- Vådtemperatur 20 C
- Køleeffekt 4656 kW, svarende til et kølevandsflow på 400 m³/h.

Mht. kølekrav er der i dette tilfælde ikke umiddelbart specifikke krav tilgængelige på processiden. Imidlertid fremgår af førnævnte interne rapport at en tilfredsstillende fremløbstemperatur af kølevandet er 25 C, som også er den fremløbstemperatur der indgår i designdata.

På basis heraf er derfor antaget at procesvarmevekslere skal kunne køle processerne tilstrækkeligt hele året med en sådan fremløbstemperatur.

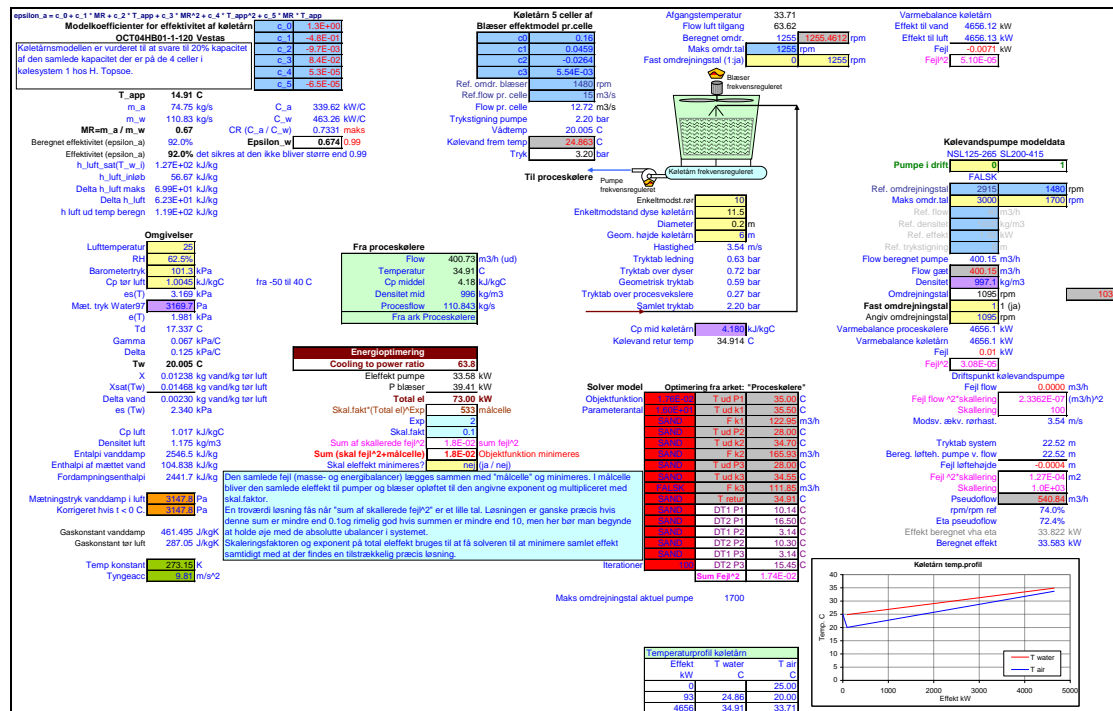
Det har imidlertid senere vist sig at der er en mindre proces (flow på 4 m³/h) som har et sætpunkt på afkøling til 20 C. I første omgang er der dog set bort fra dette.

5.7.2 Modellering af kølesystem og behov

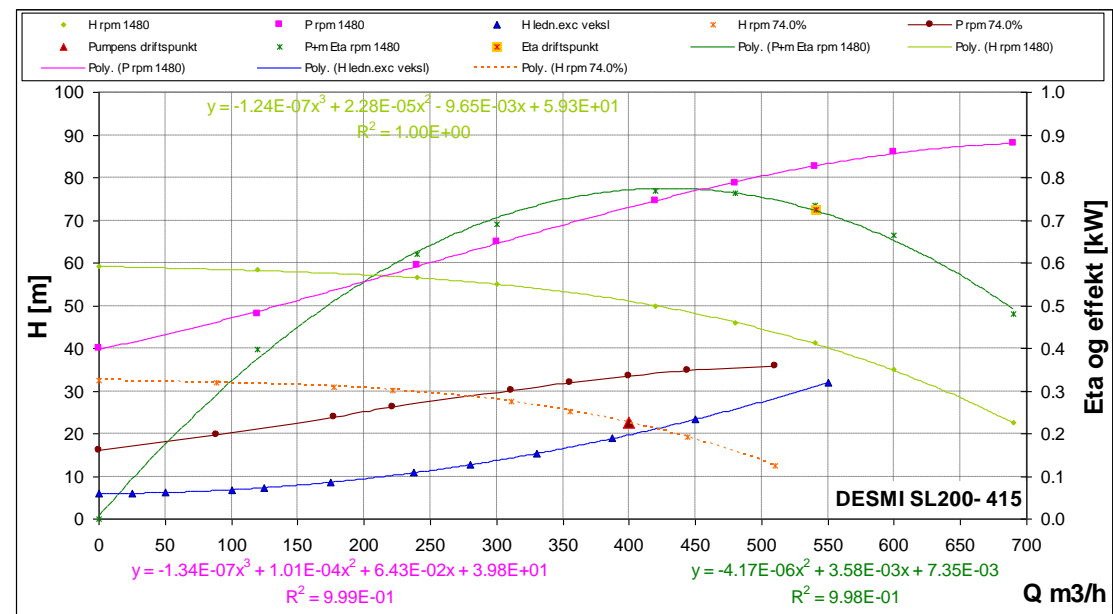
Der er specificeret en simplificeret model i regneark, som inkluderer 3 procesvekslere (forbrugere). Alle procesvekslere anvender kølevandet direkte fra køletårnet. Kølevandet kan cirkuleres med 3 pumper koblet parallelt. Der er to ens ikke frekvensregulerede pumper (SL200-415 på hver 90 kW, den ene som reserve) og en noget mindre frekvensreguleret (NSL125-265 på 45 kW), som benyttes når der kun er delvis produktion. Pumpekarakteristikkerne for de to typer pumper er lagt ind i modellen.

Køletårnet består af 4 ens celler (Vestas Aircoil 2909B4-2). Ved skallering af modellen baseret på en Vestas Aircoil OCT04HB01-1-120 enhed er der fundet frem til at den samme kapacitet kan nås med 5 celler af den type som modellen gælder for (OCT04HB01-1-120). Til modellen for køletårnet angives temperaturen af udeluften sammen med relativ fugtighed.

Modellen af køletårnet er i stand til at beregne pumpens og køletårnets driftspunkt for en given kølebelastning fra processerne. Modellen kan også minimere det samlede elforbrug til cirkulationspumpen og blæser i køletårnet. Modellen med indstilling af kølevandsflow og luft på køletårn er tilpasset designdata (se Figur 12 og Figur 13).



Figur 12. Model af køletårnet i kølesystem 1 med designdata for køletårn.



Figur 13. Driftspunkt (rød trekant) ved køletårnets designdata med pumpe (DESMI SL200-415, her med frekvensregulering for at kunne simulere køletårnets designflow).

5.7.3 Model af procesvarmevekslere

Modellen er opbygget med 3 procesvekslere, som kan simulere varmeveksling ved 3 temperaturniveauer. Den enkelte varmeveksling specificeres ved at angive temperatur ind og sætpunktstemperatur ud, flow, densitet og varmfylde for processen.

For selve varmeveksleren angives desuden designdata (se Tabel 2) i form af varmeoverførende areal (A), varmeoverføringskoefficienter på proces og kølevandsside (h_{proc} og $h_{køl}$) ved tilhørende referenceflow (Ref.fl_proc og Ref.flow_køl). Desuden angives hvilken eksponent forholdet mellem aktuelt flow og reference flow skal opløftes med for at korrelere varmeovergangstallet til det aktuelle flow. Endelig angives en diameter med tilknyttet modstandstal for bistrengen til kølevand inklusive varmeveksler.

Veksler model: 3			
Varmeoverførende areal	A	165	m ²
Referenceflow processide	Ref.fl. proc.	30	m ³ /h
Varmeovergangstal processide ved ref.flow	h_{proc}	1.5	kW/m ² C
Referenceflow kølevandsside	Ref.flow køl.	150	m ³ /h
Varmeoverg. kølevandsside ved ref.flow	$h_{køl}$	2	kW/m ² C
Exponent flowforhold	Exponent	0.8	
Enkeltmodstand køler + bistræng	Modst.eks. vent.	6	
Referencediameter af enkeltmodstand	Diameter	0.12	m

Tabel 2. Model af en procesvarmeveksler.

5.7.4 Modeltilpasning af procesvekslere ud fra registreret driftspunkt

Ligesom modellen for selve køletårnet blev tilpasset den virkelige installation, skal også beskrivelsen af procesvarmevekslinger svare til den virkelige situation for at dens samlede model afspejler performance af det virkelige system.

Med et givet kendt driftspunkt for køleprocessen, hvor temperaturerne kendes af kølevandets fremløb og retur sammen med flow og dermed køleeffekt, kan man formulere en model af procesvarmevekslingerne.

Da det samtidig vides at der opstår en flaskehals mht. at kunne nedkøle processerne tilstrækkeligt, når fremløbstemperaturen af kølevandet overstiger 25 C antages at 2 af de 3 processer skal nedkøles til en temperatur på 28 C. De 28 C er fremkommet ved at antage en mindste temperaturdifferens på 3 C i situationen, hvor fremløbstemperaturer på 25 C bliver en flaskehals.

Fra en intern rapport er oplyst et driftspunkt (juli 2006) med een af de store ikke frekvensregulerede pumper i drift, som giver et flow på 550 m³/h ved en løftehøjde på 41 mVs. Effektforbruget på pumpen er her 83 kW el ifølge pumpekurve. Dette driftspunkt svarer til situationen vist i Figur 16.

Kølevandstemperaturerne blev samtidigt registreret til 15.5 C i fremløb og 18.2 C i returtemperatur, svarende til en køleeffekt på 1700 kW (se Figur 14).

Da fremløbstemperaturen er over sætpunktet på de oplyste 15 C betyder det at blæserne på køletårnet kører med maksimalt omløbstal og med et effektforbrug på knapt 40 kW.

Procesvarmevekslerne simuleres, som nævnt tidligere, med kun tre varmevekslere (se Figur 15). Procesflow og designdata for de tre varmevekslinger er nu tunet således at køleeffekt, og de registrerede data for kølevandet passer.

I kraft af at varmevekslerne og processtrømmene i simuleringen netop er indstillet således, vurderes simuleringen med god tilnærmelse at afspejle situationen og det behov der reelt er til stede til køling af processer.

Denne vurdering bestyrkes af den tidligere omtalte interne rapport som anfører at hvis fremløbstemperaturen af kølevandet kommer over 25 C begynder der at opstå problemer med at kunne afkøle processerne tilstrækkeligt.

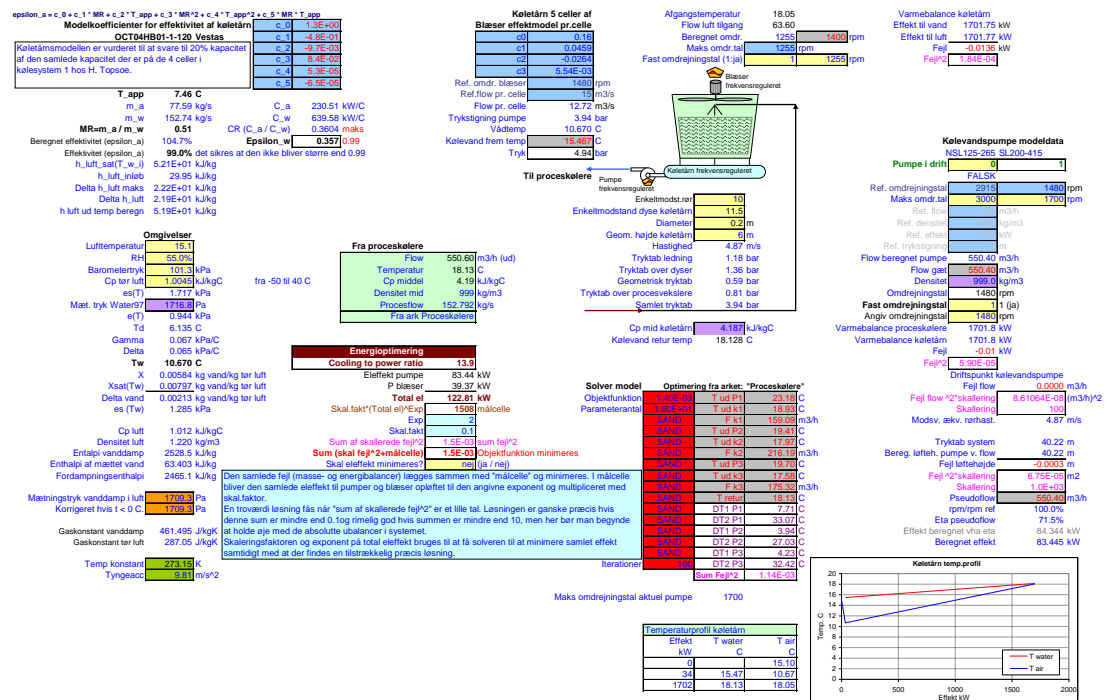
En simulering (se Appendix 9.2) med en vådtemperatur på cirka 23 C resulterer i en fremløbstemperatur af kølevand på 25 C og viser at de to processer, som skal nedkøles til 28 C, da netop kun lige kan afkøles til denne temperatur.

Bemærk at systemkarakteristikken, vist i Figur 16, ikke indeholder tryktabet over de 3 parallelle strenge med procesvarmevekslerne, eftersom den relative fordeling af flow i de tre strenge ikke nødvendigvis er fast (hvis der er regulering på processernes afkøling ved hjælp af drøvling, og dermed varierende modstandskoefficienter i de enkelte strenge). Derfor ligger driftspunktet markeret med rød trekant (se Figur 16) lidt over systemkarakteristikken (blå kurve).

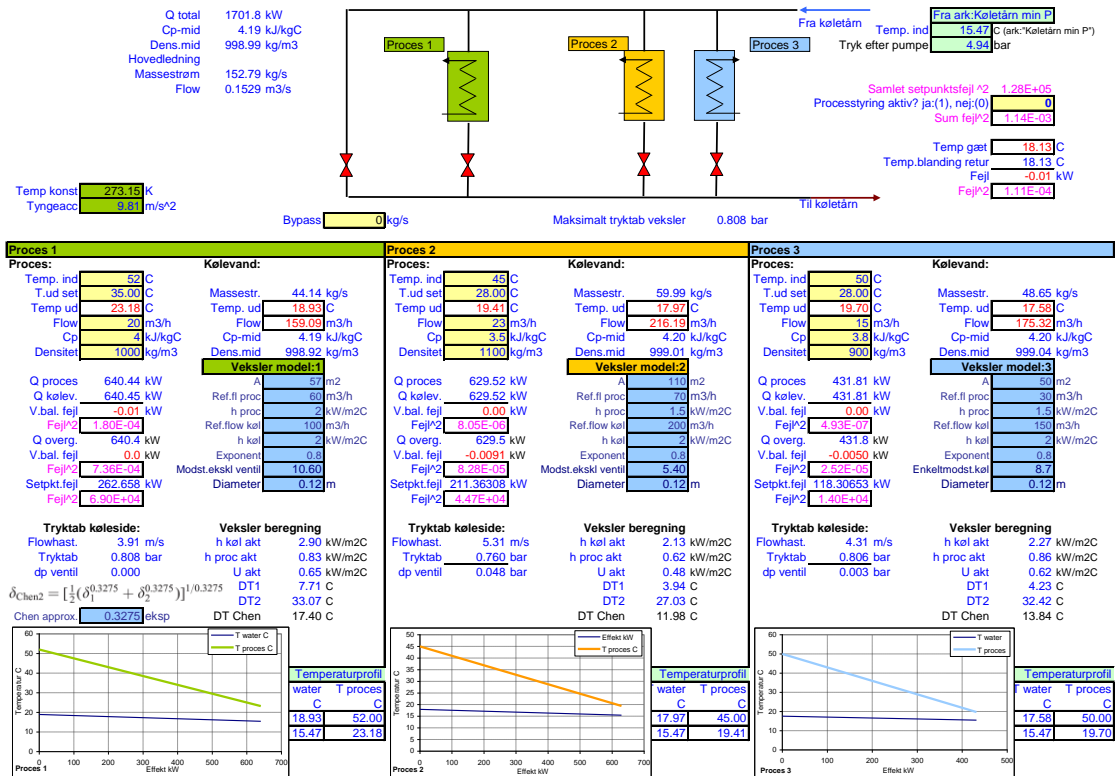
Den gennemførte simulering viser et "Cooling to power ratio" eller coefficient of performance (COP) på 13.9 svarende til en samlet eleffekt til pumpe og blæsere på 123 kW. Der er nået frem til at vådtemperaturen af udeluften har været 10.7 C, svarende til eksempelvis 15.1 C og 55% relativ fugtighed, som der er benyttet i simuleringen.

Det bemærkes at der er en meget lille opvarmning af kølevandet i alle 3 procesvarmevekslere, og at processerne køles længere ned end det der reelt er kravene (se Figur 15).

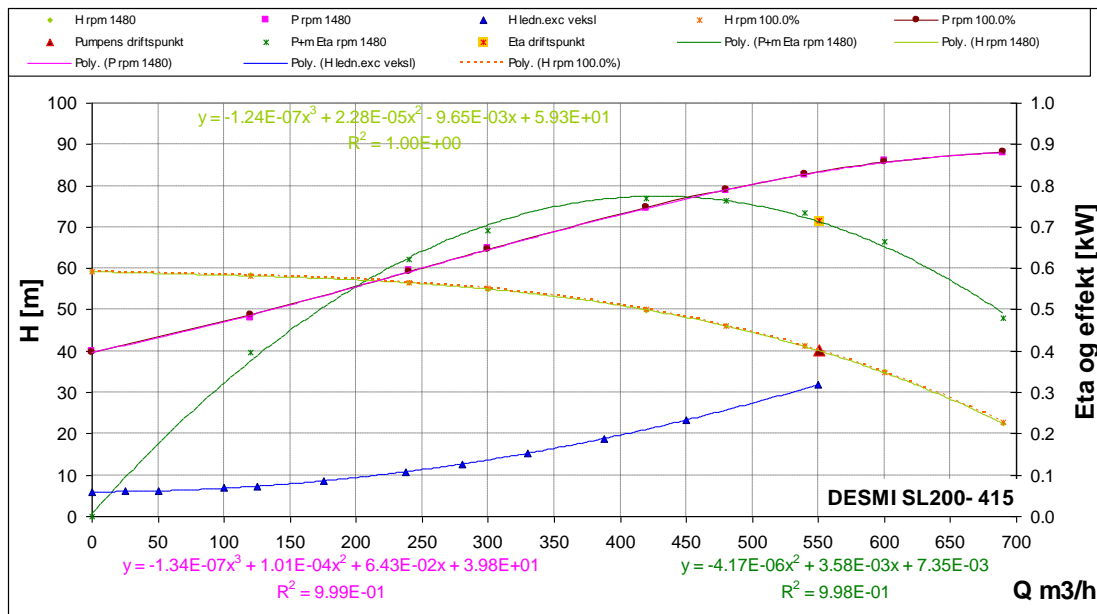
Med disse antagelser vurderes at modellen med god tilnærmelse kan beskrive de ydelses- og flaskehalsmæssige forhold, som vil gøre sig gældende i kølesystemet ved variation af diverse parametre.



Figur 14. Beregning af driftspunktet juli 2006 på køletårnet.



Figur 15. Beregning af driftspunktet juli 2006 på procesvekslere.



Figur 16. Pumpens driftspunkt, som registreret juli 2006.

5.7.5 Normal drift af køleanlægget

Ved lav kølebelastning (ingen eller kun delvis produktion) anvendes normalt kun den mindre frekvensregulerede pumpe, som da omdrejningsreguleres efter et tryksætpunkt på 4.2 baro.

Ved normal produktion benyttes en af de store uregulerede pumper, og blæsere på køletårnet styres efter en fremløbstemperatur af kølevandet på 15 C.

5.7.6 Driftoptimering med model – behovsstyring

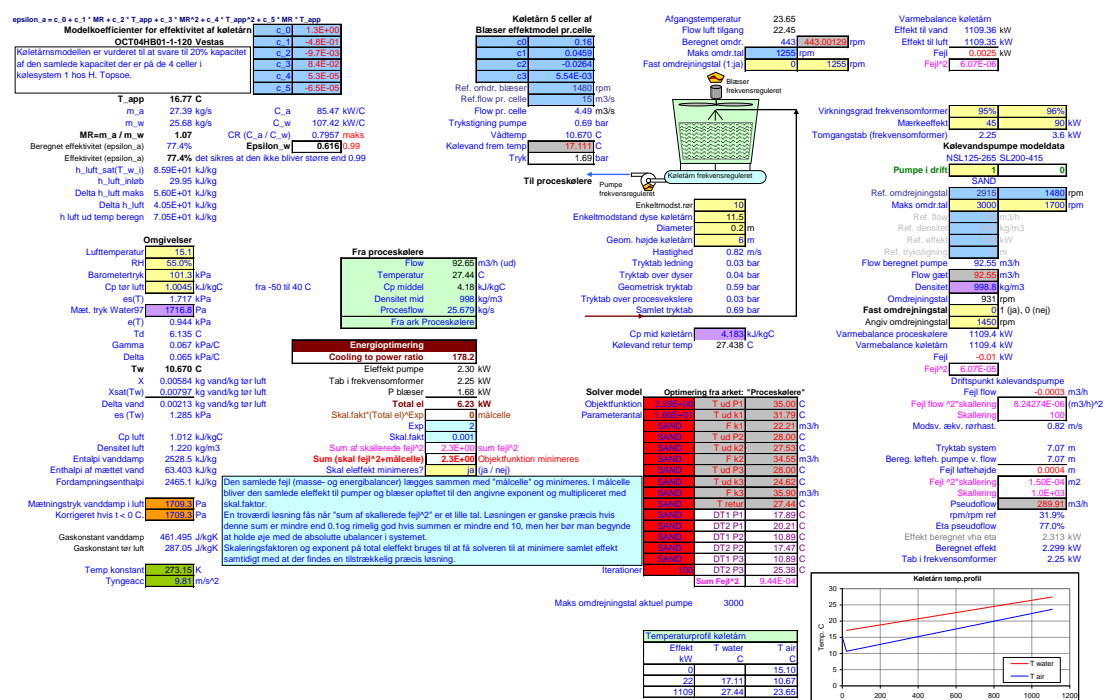
Eftersom kølesystemet næsten er ureguleret (kun blæserne på køletårnet nedreguleres, hvis fremløbstemperaturen af kølevandet bliver lavere end 15 C), betyder det at processerne med den anvendte styringsstrategi vil blive kølet til en lavere temperatur om vinteren end om sommeren.

Der er imidlertid ikke oplyst at der skulle være et krav til en lavere nedkøling af processerne om vinteren. Derfor bør der være et potentiale for at nedregulere køleanlægget (blæserne) om vinteren. Ligeledes bør der være et besparelsespotentiale ved at nedregulere pumpen, idet det som nævnt er konstateret en meget lille opvarmning af det cirkulerede kølevand.

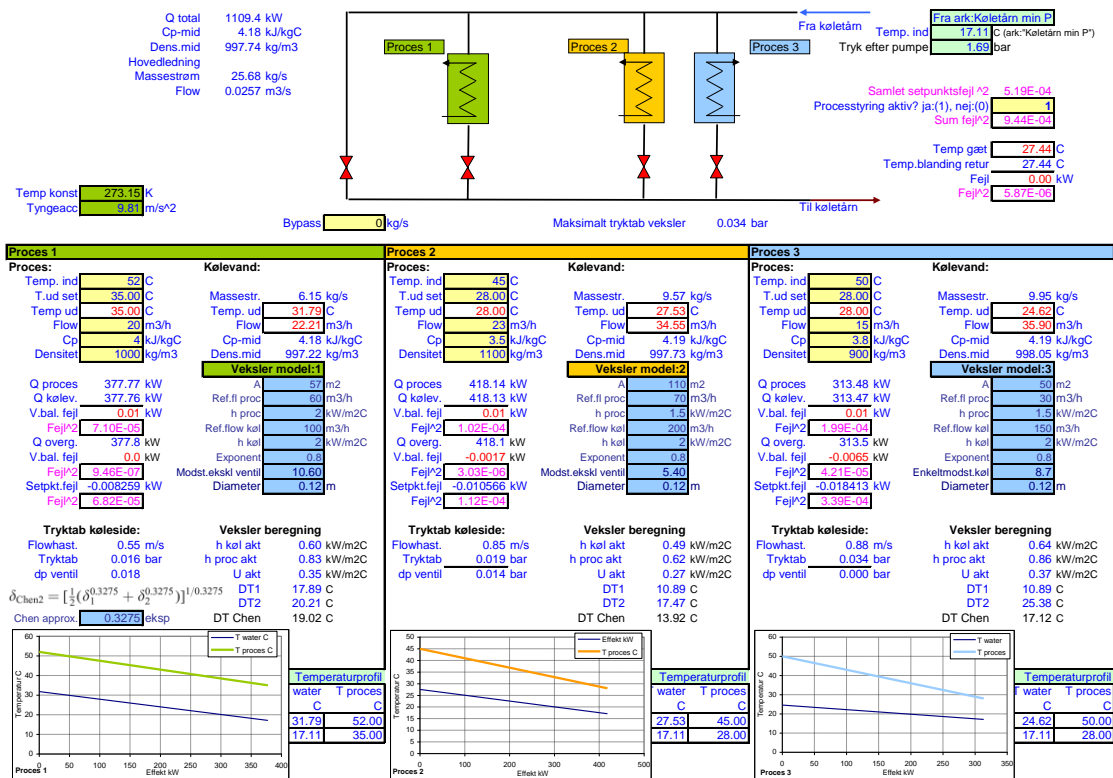
I den følgende optimering af den førmtalte registrerede driftssituation antages følgende ændringer:

- Man skifter om til den mindre pumpe, som allerede er udstyret med frekvensomformer.
- Der indføres temperaturstyring af procesafkølingen, således at der kun cirkuleres den mængde vand, der er nødvendigt for netop at kunne tilfredsstille alle processers behov for afkøling. Om dette vil være nødvendigt i praksis vides ikke, men for at kunne beregne potentialet for besparelse og samtidigt sikre at alle processer netop afkøles tilstrækkeligt, er styringen indført i simuleringen her.
- Endelig justeres blæserne på køletårnet således at den samlede eleffekt til pumper og blæsere minimeres.

Det bemærkes at der ikke er ændret på processtrømme, varmevekslere eller noget andet anlægsspecifikt i systemet. Optimeringens resultater er vist i Figur 17, Figur 18 og Figur 19.



Figur 17. Køletårnet ved optimeret drift, svarende til omgivelsesbetingelser "juli 2006".

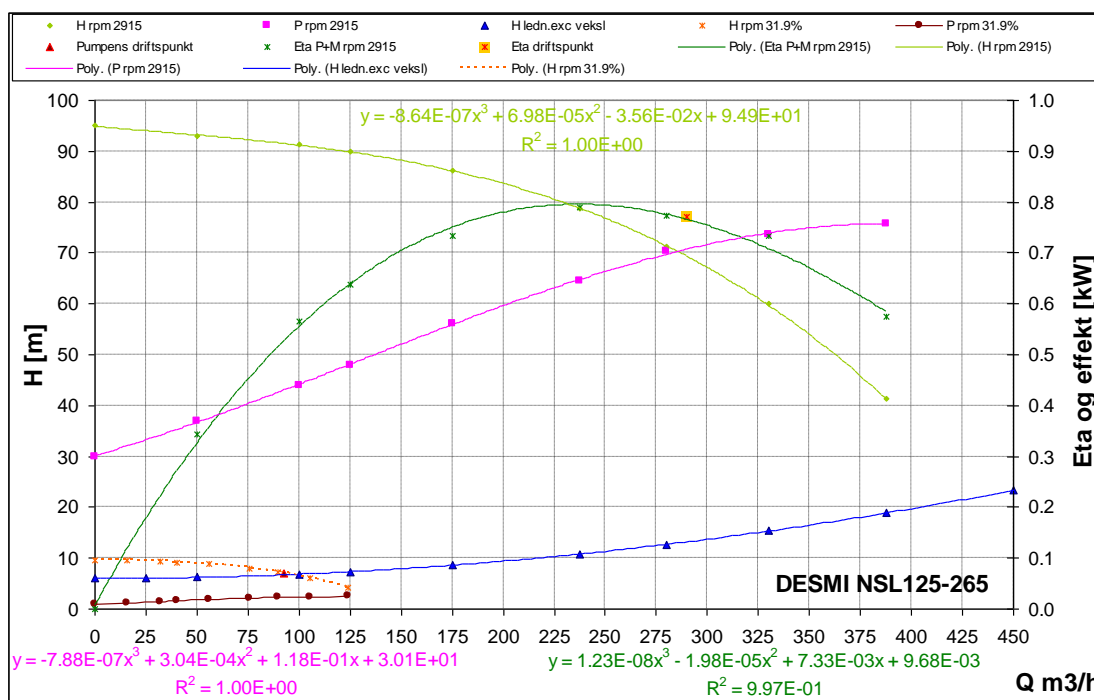


Figur 18. Procesvarmevekslinger ved optimeret drift og omgivelsesbetingelser "juli 2006".

Af resultaterne ses, at det i princippet er muligt at opnå en overordentlig stor relativ elbesparelse. Elbehovet er reduceret fra 122.8 kW til nu kun 6.23 kW, svarende til en relativ besparelse på næsten 95 %. COP faktoren for køleprocessen er øget fra 13.9 til 178.

I den optimerede drift er der tale om meget kraftige reduktioner i flowrater i forhold til det nuværende driftsmønster. Beregningerne må derfor forventes at være behæftet med en stor relativ usikkerhed. Sandsynligvis kan anlægget i praksis ikke køre hensigtsmæssigt ved så lave flowrater. Usikkerheden på korrelationer af flowforhold i pumpe og blæsere kan være betydelige ved så kraftig nedregulering. Endvidere vil de uregulerede flowmængder til de enkelte varmevekslere være følsomme over for de meget lave tryktab, der nu er i systemet.

Der må også forventes nogen usikkerhed på de korrelerede varmeovergangsforhold og tryktab for så store reduktioner, idet strømningsmønsteret kan være ændret. Med den meget lave belastning på motorerne i forhold til deres normeffekt udgør tomgangstab i frekvensomformer og motorer nu langt hovedparten af strømforbruget. I den optimerede drift er tryktabet i rør- og vekslersystemet meget lavt, og langt det meste af pumpens løftehøjde går til at overvinde det geometriske løft (fri faldhøjde) i køletårnet (se Figur 19).



Figur 19. Pumpens driftspunkt ved optimeret drift, svarende til omgivelserbetingelserne "juli 2006". Det ses at trykøgningen over pumpen nu næsten alene går til at overvinde den geometriske faldhøjde i køletårnet.

5.7.7 Årsager til besparelespotentialiet

En del af besparelespotentialiet skyldes at selve køleydelsen bliver mindre ved optimeret behovsstyring, hvor processen kun nedkøles til et fastsat sætpunkt.

I den omtalte drift fra juli 2006 bliver køleeffekten således reduceret fra 1700 kW til godt 1100 kW, som følge af at processerne ikke køles længere ned end designkravet (hvad der antages at være tilstrækkeligt).

Langt den overvejende del af besparelsen på el skyldes dog at når processerne ikke køles til lavere temperatur end nødvendigt, bliver der betydeligt større temperaturforskelle i vekslere og dermed er der frihedsgrader til at sænke flowrater af vand og luft i kølesystemet.

Endelig opnås en del af besparelsen ved at balancere flow af luft og vand hensigtsmæssigt i forhold til hinanden.

Med en lav fremløbstemperatur af kølevandet er det muligt at opnå både en høj returtemperatur og et lavt flow af kølevandet (se Figur 18), når processen afkøles efter behov (til fast temperatur sætpunkt). Dermed reduceres pumpearbejdet. Samtidigt mindsker den høje returtemperatur af kølevandet behovet for luft igennem køletårnet, idet luften kan optage væsentligt mere vanddamp når luften varmes mere op af det varmere indløbsvand. Derved reduceres også blæsearbejdet til at trække luft gennem tårnet.

5.7.8 Besparelse ved varierende vådtemperatur henover driftsåret

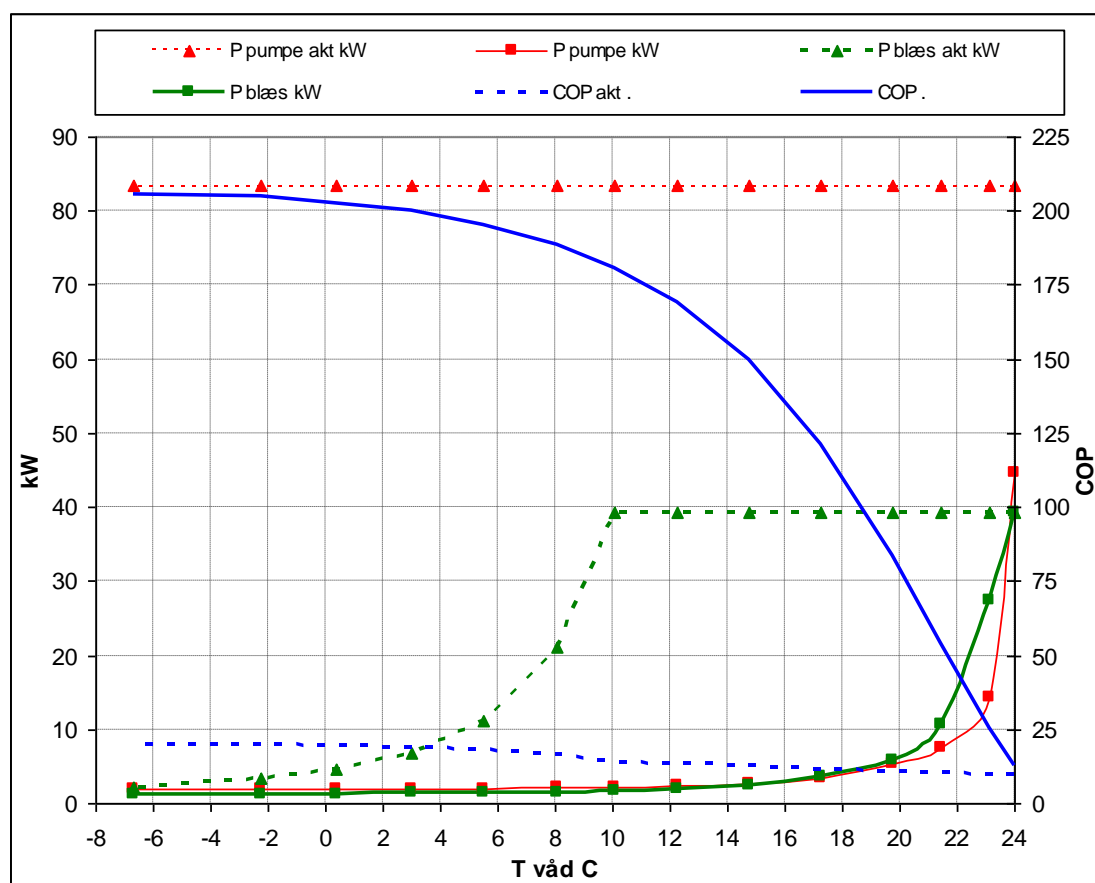
Det bemærkes at ovennævnte besparelespotentialer er påvist på en dag i juli måned, hvor vådtemperaturen ifølge simuleringen er estimeret til knapt 11 C, hvilket er

betydeligt højere end årsgennemsnittet for vådtemperaturen (vurderet til mellem 7 og 8 C).

I størstedelen af året bør der således (om end nok kun i teorien) kunne påvises endnu større relative besparelser, men virkningen herfra vil dog under alle omstændigheder være uvæsentlig da det allerede påviste besparelspotentiale er så massivt og en væsentlig del af elforbruget i det optimerede system er nu tomgangstab, som ikke kan ændres uden at købe nyt udstyr.

Til gengæld vil der være nogle dage om året (formodentlig mindre end 50), hvor vådtemperaturen er højere end den aktuelle dag, som undersøgelsen har taget udgangspunkt i, og her vil besparelspotentialet så for de allervarmeste dage være noget mindre.

I Figur 20 og Figur 21 er som funktion af vådtemperaturen vist simuleringresultater af kølingen, som den sker aktuelt og som den vil se ud ved behovsstyring og med effektbehovet til pumpe og blæsere minimeret. Kølebehovet i processerne er antaget at være som det der svarer til den tidligere omtalte konstaterede driftssituation i juli 2006.

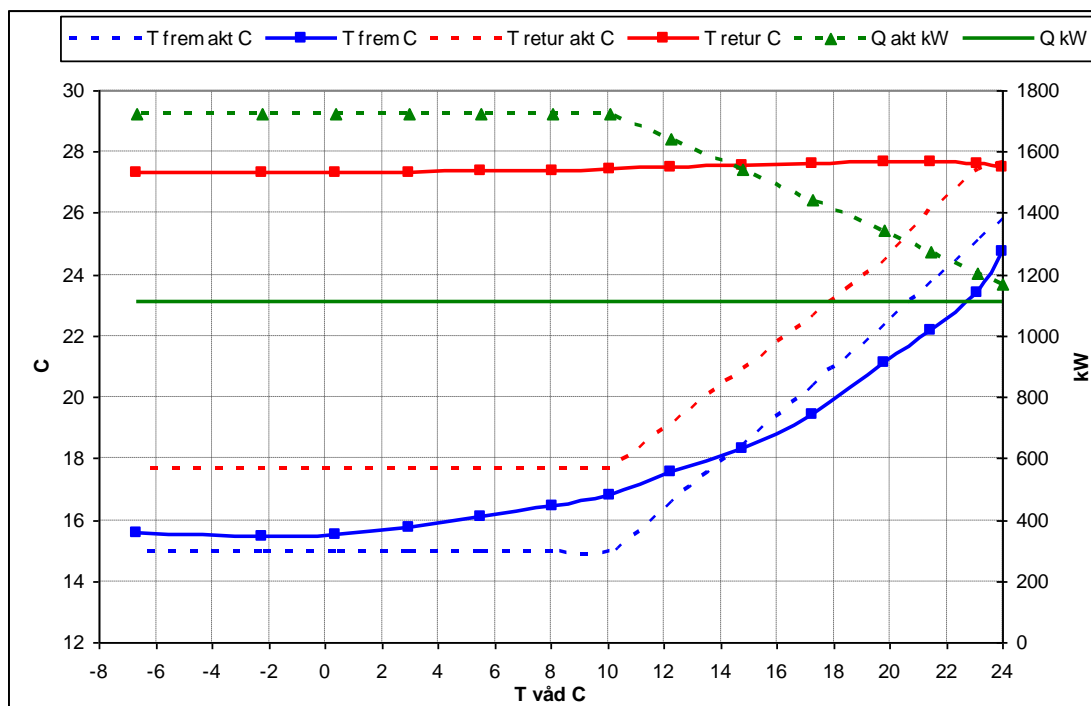


Figur 20. Aktuell drift og behovsstyret optimeret drift. Eleffekter for pumpe og blæsere er vist sammen med COP for kølingen. Styling af blæsere aktuelt sker efter en fremløbstemperatur med sætpunkt på 15 C. Dvs. blæsere kører maksimalt omløbstal, hvis temperaturen er over 15 C.

Det ses at for vådtemperaturer fra cirka -7 C til 24 C, som omfatter praktisk taget hele driftsåret, er der et overordentlig stort besparelspotentiale under de opstillede antagelser. Først ved vådtemperaturer over cirka 20 C begynder det optimerede køleanlægs elforbrug at stige væsentligt.

Det bemærkes at fremløbstemperaturen af kølevandet (se Figur 21) i det optimerede tilfælde og i den nuværende drift ligger ret tæt på hinanden. Endvidere bemærkes at returtemperaturen af kølevandet er meget konstant i det optimerede tilfælde, hvor variationen er mindre end 0.4 C.

Som nævnt i starten af beskrivelsen af denne case, har det senere vist sig krav til en noget lavere temperatur på en mindre proces. Der er derfor foretaget en tilsvarende undersøgelse med det lavere temperaturkrav på een af processerne. Derved bliver besparelsespotentialt mindre især for høje vådtemperaturer. Undersøgelsen er vist i Appendix 9.3.



Figur 21. Kurver for aktuell drift og behovsstyret drift. Temperaturer i fremløb og retur af kølevandet og den bortkølede effekt på processerne.

5.7.9 Konklusion på case undersøgelse

Med denne case konkluderes at for at et køletårnsanlæg skal kunne opnå en gennemsnitlig høj effektivitet (COP) over et driftsår, må systemet være fleksibelt, så det ikke låses i uheldige flaskehalse og samtidigt skal det styres efter behov. Førstnævnte er primært en dimensioneringsopgave, mht. at vælge hensigtsmæssige teknologier, enkeltkomponenter, systemsammensætning og reguleringsstrategier. Sidstnævnte kræver at man til stadighed har fokus på driftsoptimering eller at anlægget er udstyret med en eller anden form for automatisk optimeringsrutine som fx. er modelbaseret.

5.8 Afprøvning af potentiale i praksis

Med et identificeret potentiale for så massive besparelse er det oplagt at afprøve, hvor stor en besparelse, der i praksis kan påvises, under de reelle forhold. Potentialt vil være følsomt over for hvad det faktiske krav er til afkøling af processer. Med meget lave strømningshastigheder og trykforskelle i fordelingsystemet til kølevand kan der opstå ændringer i fordelingen i forhold til når der er et meget større flow.

Derved kan nogle processer komme til at mangle køleeffekt. Dette kan muligvis kompenseres ved at justere på ventiler i systemet.

5.8.1 Fremgangsmåde

Der er fire frekvensregulerede blæsere i køletårnet, som styres efter en temperatur på 15 C i bundkarret. Sætpunktet på denne temperatur ændres, så det svarer til det optimeringen viser er optimalt ved den aktuelle vådtemperatur. Den lille pumpe, som kan frekvensreguleres, reguleres derefter ned til det omdrejningstal som beregningerne har vist er optimalt eller indtil at der opstår problemer med afkølingen ude i systemet. Man kan dermed afprøve hvor stor en del af det påviste besparelspotentiale der er muligt at nå, før der bliver problemer med at opfylde kølebehovet.

H. Topsøe var villige til at forsøge at køre anlægget sådan som de optimerede resultater fra den modelbaserede løsning foreskrev, for at få en indikation af hvor stort besparelspotentialet var i praksis.

Desværre viste det sig at man hos H. Topsøe ikke var i stand til at få den lille pumpe, som skulle benyttes i den optimerede drift, sat i drift.

Det er med beklagelse at vi må konstatere at afprøvningen af modellen i praksis dermed desværre ikke kunne gennemføres.

5.8.2 Reguleringsmodel

I det forudgående er med modelberegning påvist at der kan være meget store relative besparelspotentialer forbundet med at optimere driften af et kølesystem med køletårn.

Udfordringen er nu hvorledes reguleringsstrategien kan implementeres, således at man sikrer at anlægget altid kører hensigtsmæssigt og rimelig tæt på en energioptimal måde.

De modeller, der er anvendt til at beskrive køletårnet, pumpesystemer og specielt varmevekslere og proceskrav, kræver adgang til en del datamateriale, som i praksis forekommende situationer sandsynligvis kun vil være delvist til rådighed.

Det kan derfor være en barriere at implementere så komplekse modelformuleringer, som endvidere også kan stille ganske store krav til løsning af modellerne. Dette er særlig kritisk hvis der til tider kan optræde bratte ændringer som fx. skift mellem forskellige enheder eller opstart efter en periode med stilstand.

Undersøgelserne har endvidere påvist at de tilfælde hvor optimeringen går på en balanceret af flow af luft gennem et køletårn og flow af kølevand i en kølekreds er optimum ret fladt, forstået således at den effektforøgelse der optræder ved at det ene flow øges vil næsten modsvares af en tilsvarende effektbesparelse, som følge af at det andet flow vil blive reduceret og vice versa.

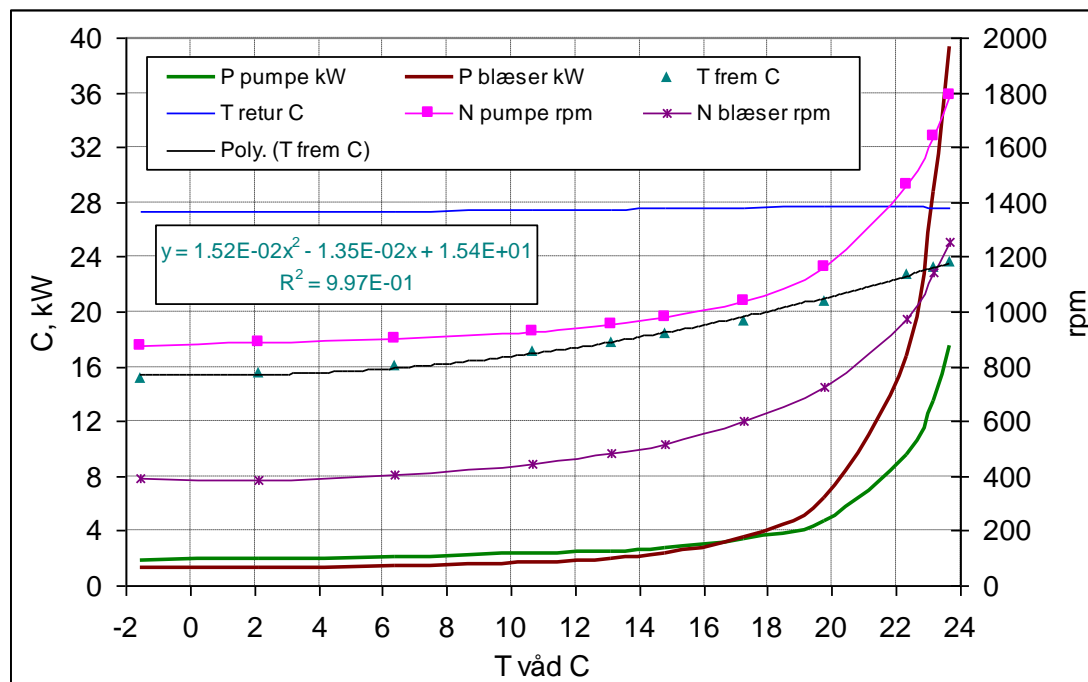
5.8.3 Konstant kølebehov med konstant temperaturniveau

Hvis der er tale om en situation hvor kølebehovet er nogenlunde konstant ved et fast temperaturniveau vil det være muligt på forhånd at fastlægge et optimalt sæt af driftsindstillinger på enten blæsere eller pumpe som funktion af vådtemperaturen.

På basis af en løbende målt vådtemperatur fastlægges så eksempelvis blæsernes omløbstal mens pumpen omdrejningsreguleres i forhold til krav til afkølingstemperaturer af processer eller - som en mere indirekte metode - fremløbstemperatur af kølevand.

Alternativt kan den omvendte strategi benyttes hvor i stedet pumpens omløbstal fastlægges ud fra vådtemperaturen mens blæsernes omløbstal efterfølgende reguleres for at tilfredsstille processernes afkøling.

Hvis ikke der er så præcise krav til afkølingsniveauet kan modellen evt. fastlægge omdrejningstal på både blæser og pumpe, og således eliminere temperaturstyringen.



Figur 22. Optimal parametre sfa. vådtemperatur for et konstant kølebehov på 1109 kW.

5.8.4 Varierende kølebehov med konstant temperaturniveau

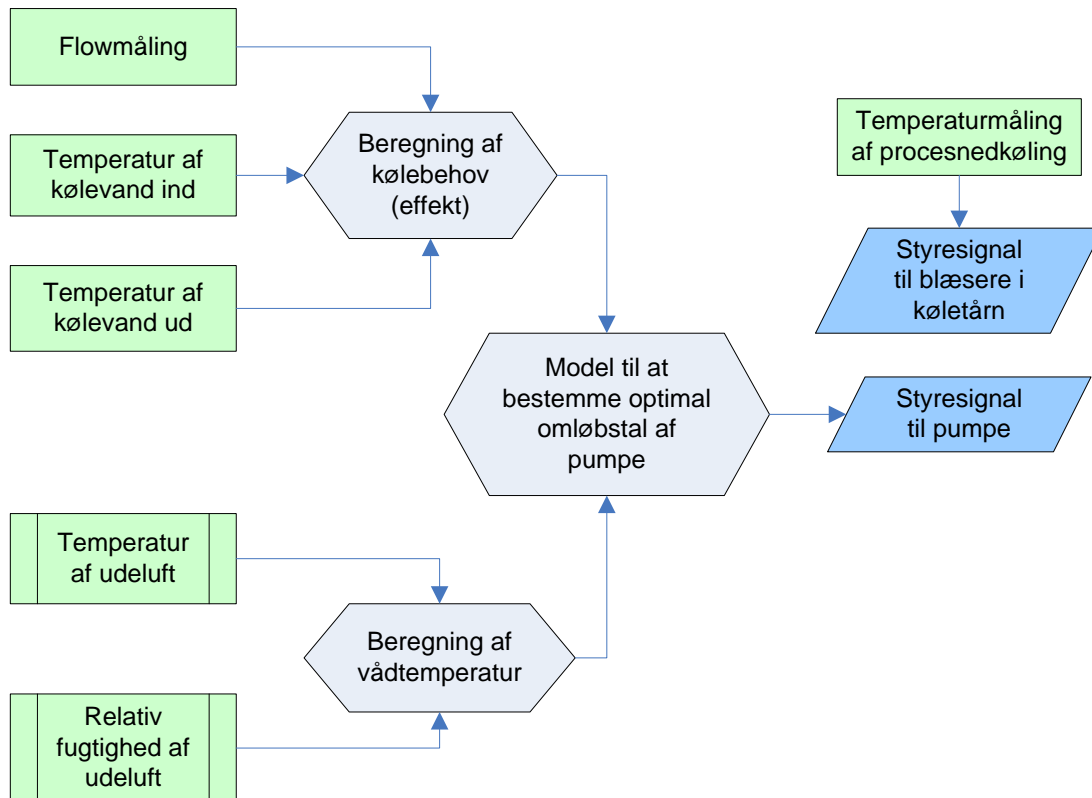
I tilfældet, hvor en række processer året rundt skal køles til det samme temperaturniveau og hvor køleeffekten kan variere (fx som følge af varierende antal produktionslinier i drift), kan man på forhånd udregne optimale sammenhørende sæt af fremløbstemperatur og mængde af kølevand i systemet, som funktion af vådtemperaturen i omgivelserne og behovet for køleeffekt. Fremløbstemperaturen kan hensigtsmæssigt transformeres til et bestemt omdrejningstal på køletårnsblæsere.

Den modelbaserede regulering vil fungere bedst ved alene at fastlægge den ene modelparameter (flow af kølevand eller omløbstal på køletårnets blæsere), som funktion af nu to variable: vådtemperaturen og det konstaterede kølebehov.

Hvis modellen eksempelvis fastlægger flowet af kølevand via omløbstal på pumpe skal køletårnets blæsere da justeres således at proceskravene opfyldes (se Figur 23). Med en sådan direkte regulering efter proceskrav sikres at modellen altid kan opfylde kølebehovene, selvom modellen ikke er helt præcis.

Praksis viser at optimum er fladt, så det er uvæsentligt om pumpen kører lidt hurtigere end det sande optimum idet det ekstra pumpearbejde forbundet hermed næsten vil blive kompenseret af et næsten tilsvarende mindre blæsearbejde.

Kølebehovet registreres eksempelvis ved at måle flow og temperaturstigning på kølevandet. Hvis modellen i stedet fastlægger omløbstallet på køletårnets blæsere, skal pumpen omdrejningsreguleres så kølebehovene (evt. fremløbstemperatur) opfyldes.



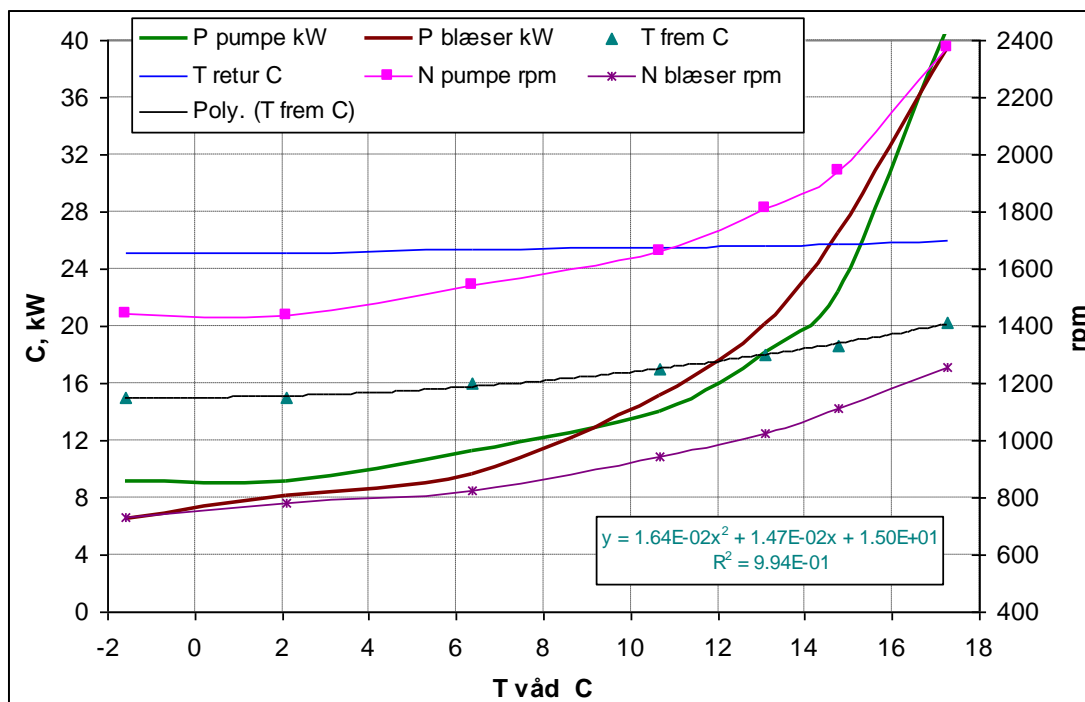
Figur 23. Skematisk model til optimal drift ved fastlæggelse alene af optimal pumpeflow, mens blæsere i køletårne reguleres direkte efter processens temperaturkrav.

5.8.4.1 Model fastlægger både pumpens og blæseres driftspunkter

Alternativt, om end det vurderes mindre hensigtsmæssigt, kan modellen fastlægge både pumpens og blæsernes driftspunkter (omløbstal).

Denne metode stiller for det første større krav til præcision af modellen for at temperaturkrav i processerne kan opfyldes tilstrækkeligt præcist. Desuden vil metoden give anledning til forskydninger i hvor meget processer med forskellig afkølingsgrader vil blive afkølet, når temperatur og flow af kølevand varierer, med mindre at denne metode kombineres med temperaturstyret drøvleregulering af kølevandet ved proceskølerne for at sikre at kølevandet fordeles hensigtsmæssigt. For det tredje bør effektbehovet nu ikke beregnes, som i det forudgående, ud fra flow og temperaturstigning af kølevandet, idet modellen da vil påvirke sig selv og kan få behovet til at skride. I stedet skal behovet i dette tilfælde beregnes ud fra processiden – dvs. der skal være sensorer på processiden. Denne implementeringsmetode vurderes ikke at være så hensigtsmæssig.

I Figur 24 er vist tilsvarende parametre som i Figur 22, men med det dobbelte procesflow gennem de samme procesvarmevekslere. Det bemærkes at den optimale fremløbstemperatur næsten ikke påvirkes af denne ændring (sammenligning af Figur 22 og Figur 24).



Figur 24. Samme varmevekslere men med dobbelt flow (kølebehov) i forhold til Figur 22.

5.8.5 Generel model (GM-model) til optimal styring af køleanlæg

Der er formuleret en model, som egner sig til implementering i en modelbaseret regulator. Modellen kan forudberegne en indstilling, der er tæt på det optimale, af pumpe og blæsere i et kølesystem, der består af pumpe som cirkulerer kølevand og blæsere som trækker den luft, hvortil varmen skal afsættes, forbi de varmeoverførende flader.

Modellen gælder således både for køletårne, tørkølere og overrislede køleelementer, hvor der er varierende kølebehov med et nogenlunde konstant temperaturniveau, som der skal nedkøles til.

I det følgende gennemgås og demonstreres modellen på det forudgående case med optimering af driften.

Der er først fundet et antal optimale driftspunkter for anlægget ved hjælp af den udviklede simuleringsmodel af anlægget. Ved 3 belastninger (køleeffekter) er fundet samhörørende optimale omdrejningstal af pumpe og blæsere, som funktion af vådtemperaturen. Resultaterne herfra ses i Tabel 3 og Figur 25 (vist med trekantede eller runde markører – ikke kurverne). For de høje belastninger er det ikke muligt at opnå tilstrækkelig kølekapacitet ved de høje vådtemperaturer.

I Figur 25 er samtidigt afbildet (med fuldt optrukne kurver) modellens forudsigelse af de optimale driftspunkter. Der er en meget god overensstemmelse mellem modellens forudsigelse og de fundne optimale driftspunkter.

Q last		1109.4 kW										
T luft	C	0	5	10	15.1	18	20	23	26	29	30	31
RF	%	70%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	53%
T våd	C	-1.57	2.11	6.37	10.67	13.1	14.77	17.275	19.78	22.3	23.14	23.64
Pumpe flow	m ³ /h	79.22	81.72	84.77	92.55	98.39	104.5	116.64	140.1	191.9	220.6	244.5
N pumpe Q=	rpm	878	887	899	931	956	983	1041	1164	1464	1641	1792
P pumpe	kW	1.85	1.93	2.03	2.3	2.52	2.78	3.36	4.77	9.57	13.49	17.56
Blæser flow	m ³ /h	19.92	19.51	20.68	22.45	24.46	26.13	30.39	36.83	49.25	57.91	63.6
N blæser Q=	rpm	393	385	408	443	483	516	600	727	972	1143	1255
P blæser	kW	1.37	1.33	1.45	1.68	2.01	2.335	3.54	6.4	16.72	28.79	39.4
T frem	C	15.2	15.62	16.08	17.11	17.77	18.41	19.4	20.83	22.68	23.28	23.7
T retur	C	27.26	27.31	27.35	27.44	27.49	27.55	27.6	27.66	27.67	27.62	27.6

Q last		2218.8 kW											Q last			3328.2 kW		
T luft	C	0	5	10	15.1	18	20	23	26	29	30	31	0	5	10			
RF	%	70%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	55%	53%	70%	55%	55%			
T våd	C	-1.57	2.11	6.37	10.67	13.1	14.77	17.275	19.78	22.3	23.14	23.64	-1.57	2.11	6.37			
Pumpe flow	m ³ /h	191.5	193.7	206.1	225.2	249.2	269.9	336.4	308.76	319.1	350	350	308.76	319.1	350			
N pumpe Q=	rpm	1455	1469	1544	1662	1813	1945	2378	2191	2258	2461	2461	2191	2258	2461			
P pumpe	kW	9.41	9.67	11.23	14	18.16	22.4	40.81	31.95	34.97	45.21	45.21	31.95	34.97	45.21			
Blæser flow	m ³ /h	36.53	38.58	41.67	47.79	52.05	56.53	63.6	56.31	59.13	63.6	63.6	56.31	59.13	63.6			
N blæser Q=	rpm	721	761	822	943	1027	1115	1255	1111	1167	1255	1255	1111	1167	1255			
P blæser	kW	6.23	7.43	9.58	15.12	20.14	26.55	39.37	26.21	30.86	39.37	39.37	26.21	30.86	39.37			
T frem	C	15.19	15.33	16.05	16.99	17.97	18.67	20.31	20.31	14.58	14.96	15.99	20.31	14.58	14.96			
T retur	C	25.17	25.19	25.32	25.48	25.64	25.75	26	23.86	23.94	24.18	24.18	23.86	23.94	24.18			

Table 3. Optimal operating data (minimal total power requirement) at different wet temperatures and cooling loads.

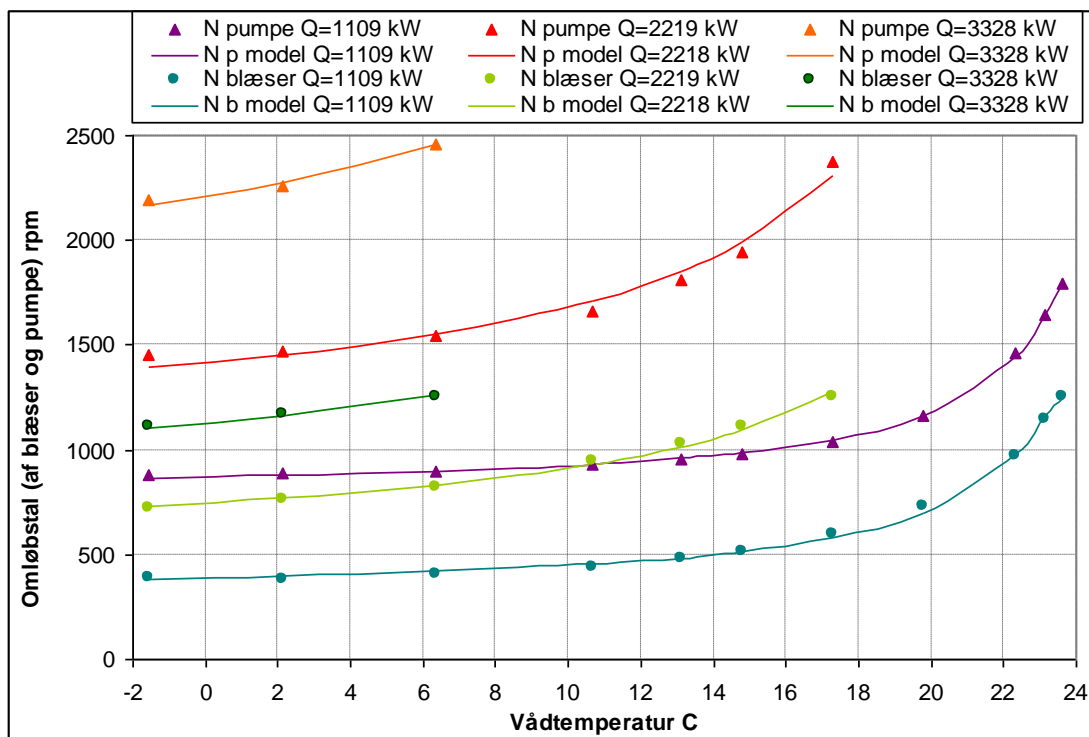


Figure 25. With the triangular or round markers it is shown the optimal RPM (from Table 3) of the cooling water pump and the cooling fan blowers for minimal total power consumption for pump and blower at 3 load points and different wet temperatures. The plotted curves show the model's prediction of the optimal RPM for pump and blower.

The model, which can predict the optimal operating points, is described by only two input parameters in the form of cooling load (Q_R) and a characteristic temperature ratio (T_R). The model is formulated so that the input parameters are dimensionless. The characteristic temperature ratio contains a characteristic temperature ($T_{\text{karakteristisk}}$), which reflects a temperature-related bottleneck in the system and is closely related to a limit level in temperature, which the process can be cooled to. This limit temperature ($T_{\text{karakteristisk}}$) can be solved in connection with the model fitting.

Til fastlæggelse af modellen, som kan forudbestemme den optimale drift, skal som nævnt anvendes et sæt af optimale driftspunkter. De nødvendige data for hvert optimalt driftspunkt består af følgende fire parametre:

1. Kølebelastning
2. Vådtemperatur (evt. temperatur af omgivende luft)
3. Omløbstal af pumpe
4. Omløbstal af blæser

Med et sæt af optimale driftspunkter for kølesystemet er det nu muligt at fastlægge en model, som kan forudbestemme pumpens optimale omløbstal ved bestemmelse af en række koefficienter i et beregningsudtryk. En tilsvarende model med andre koefficientværdier er udviklet til at bestemme blæserens optimale omløbstal.

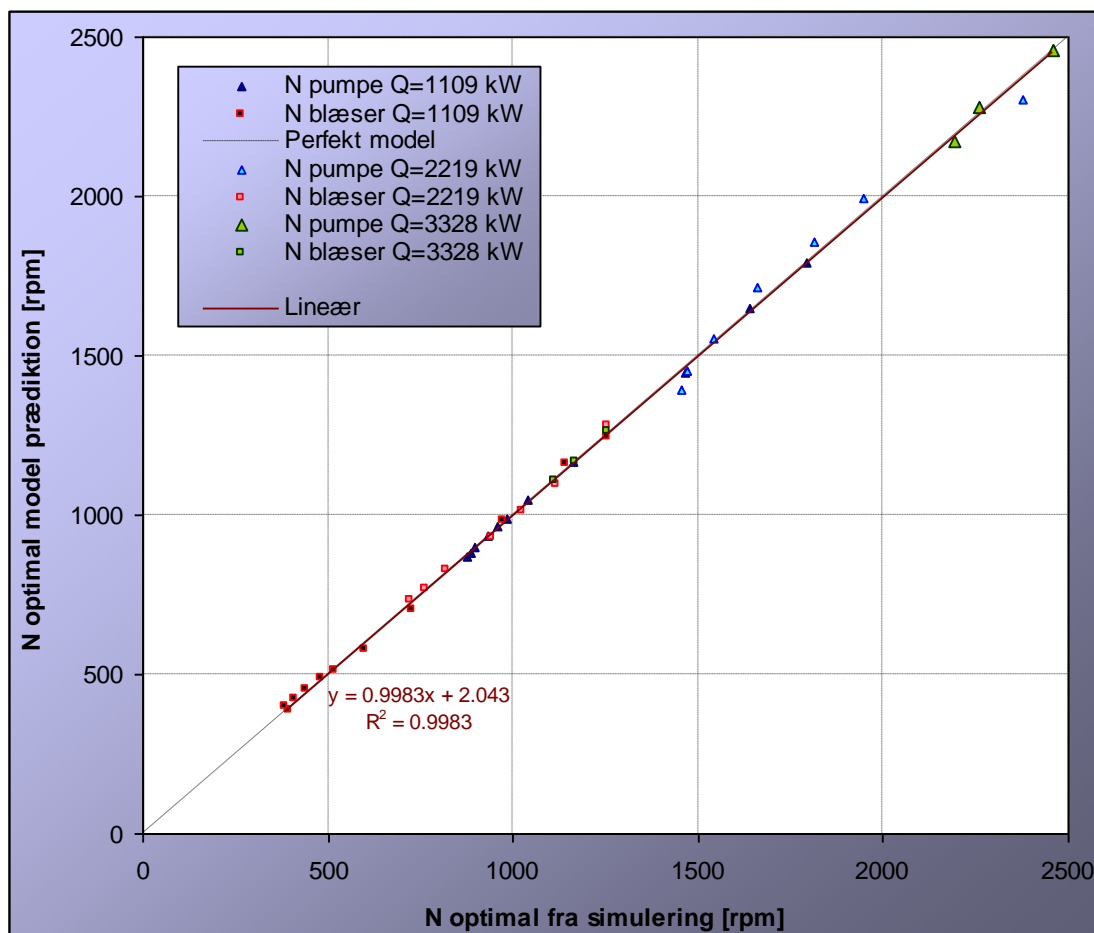
Afhængig af om modellen skal fastlægge både omløbstal for pumpe og blæsere eller kun fastlægge den ene (hvor den anden da indreguleres ved at styre direkte efter eksempelvis udløbstemperatur på processen) bestemmes alle koefficienter eller kun det ene sæt.

Modellen er velegnet til implementering i en modelbaseret regulator, eftersom de to indgangs størrelser, der kræves til modellen, umiddelbart vil kunne registreres på køleanlægget. Det ene er luftens vådtemperatur og det andet er den øjeblikkelige køleeffekt, som kan beregnes ud fra en flowmåling af kølevandet og temperaturforskellen mellem frem- og returløb af kølevandet.

I Figur 26 er vist hvor godt modellen er i stand til at forudsige de optimale driftspunkter, der er vist i Tabel 3. Figuren viser data fra begge modeller (blæsere og pumpe). Det ses at alle punkter ligger meget tæt på linien, som angiver den perfekte modeltilpasning.

Da hvert enkelt driftspunkt ligger i et fladt optimum, konkluderes at modellen er rigelig god til at kunne fastlægge en drift, som vil være meget tæt på den bedst mulige drift.

Den lille uoverensstemmelse mellem model og de fundne optimale driftspunkter kan endog skyldes at de fundne driftspunkter ikke er helt præcist optimerede, eftersom ligningsløseren i regnearket har svært ved at finde det absolutte minimum i det ret flade minimum.



Figur 26. Optimale omløbstal sammenholdt med modellens omløbstal. Det ses at punkterne ligger tæt omkring linien, der angiver den perfekte modellering.

5.8.6 Resultater fra implementering af modelbaseret regulering

Den modelbaserede regulering, som er i stand til at forudsige driftspunkter som er tæt på optimale, er afprøvet på processystemet.

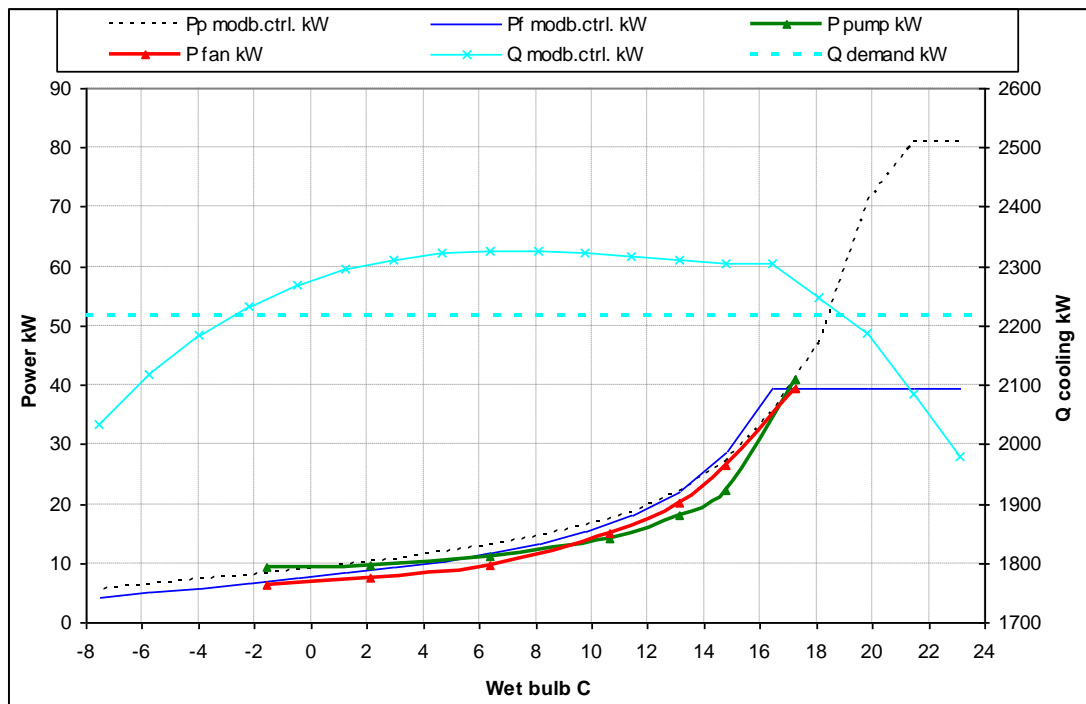
Resultaterne er fremkommet ved at modellen fastlægger både omløbstal på cirkulationspumpen i kølevandssystemet og blæsere i køletårnet. Dvs. der er ingen temperaturregulering af processerne ved styring af flow til de enkelte processer.

Omdrejningstallene bestemmes alene ud fra vådtemperaturen og den køleeffekt, som løbende måles på kølevandet (i denne test fås køleeffekten fra ligningsløseren, der løbende beregner massestrøm og temperatur i fremløb og retur).

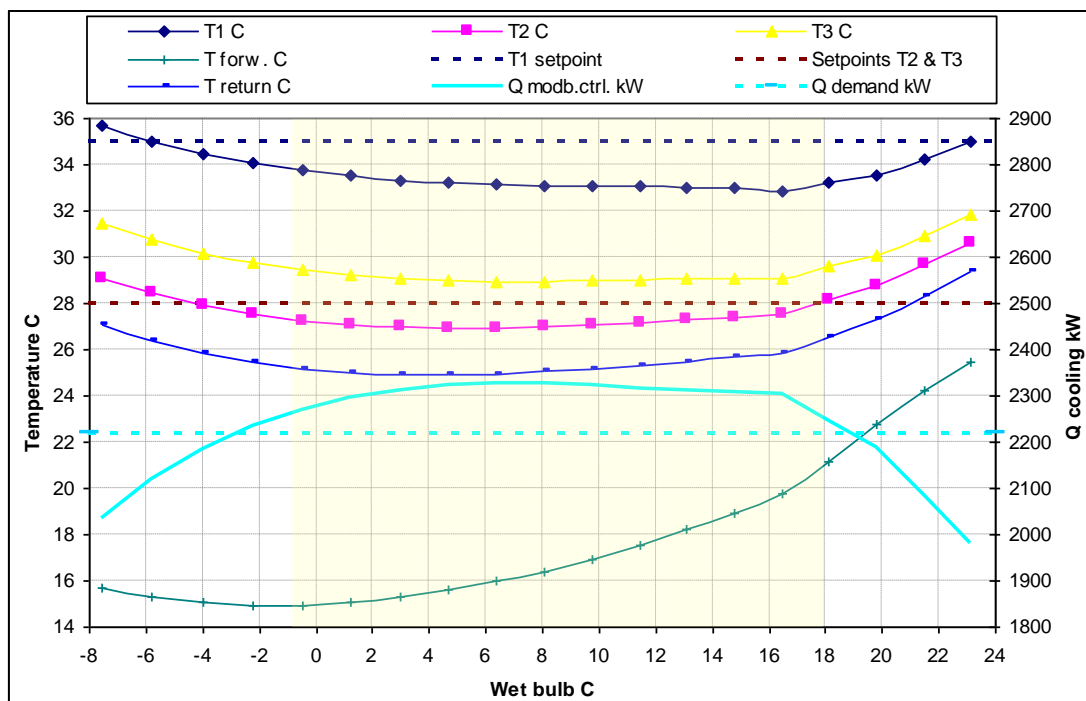
I denne undersøgelse er der kun påvist mulighed for yderst marginale forbedringer af driften i de driftspunkter, som modellen har forudsagt som optimale.

Systemet har vist sig robust i forhold til historikken i undersøgelsen. Ligningsløseren, der løser simuleringmodellen med de modelbaserede omdrejningstal, har vist sig i stand til at klare store spring i ændringer af vådtemperaturer (fx. 5 C af gangen) og man når frem til stort set samme data (alene betinget af løsningsnøjagtigheden) når man finder løsninger hvor vådtemperaturen varieres op til en høj værdi og tilbage igen.

Det bemærkes at den modelbaserede regulator når den implementeres i praksis ikke kræver en ligningsløser, men alene simple aritmetiske beregninger hvori indgår aktuell kølebelastning og vådtemperatur.



Figur 27. Sammenligning af pumpeeffekt, blæsereffekt og køleeffekt ved regulering efter model af optimale driftdata (uden temperaturstyring) og når effekten er minimeret samtidigt med at der er temperaturstyring på processer.



Figur 28. Sætpunktstemperaturer af de tre processer og de faktiske opnåede nedkølinger af processerne ved regulering efter model for optimal drift uden temperaturstyring.

Ved meget lave vådtemperaturer ses (af Figur 28) paradoksalt nok at systemet ikke afkøler tilstrækkeligt på trods af at det kræver minimal eleffekt. Dette skyldes at modellen kun er baseret på data fra 17.3 ned til -1.6 C og bliver derfor noget fejlbehæftet uden for dette område. I praksis vil der dog forinden ssv. være andre begrænsninger, som gør at pumpe og blæsere ikke ønskes reguleret så langt ned i omløbstal. Alternativt kan modellen tilpasses optimale driftsdata, som dækker hele det område, som realistisk kan forekomme, for at minimere for store afvigelser fra den optimale drift i ekstreme situationer.

Det må være op til en vurdering i den konkrete situation om modellen bør give meget næroptimale driftspunkter i de hyppigst forekommende driftssituationer på bekostning af lidt mindre præcise optimeringer i ekstreme og sjældent forekommende situationer frem for at have en lidt mindre præcis optimering i hele driftsområdet. Hvis førstnævnte forhold foretrækkes bør man undlade at inddrage ekstreme driftspunkter i modeltilpasningen.

Undersøgelsen har endvidere vist at modellen faktisk er i stand til at kontrollere procestemperaturer ganske godt med fast indstilling af ventiler og uden nogen form for direkte temperaturstyring.

Det bemærkes at de optimale driftsdata, som modellen er tilpasset efter, er baseret på temperaturstyring af processerne ved regulering af kølevandets fordeling til de enkelte processer, så alle processer netop afkøles til sætpunktstemperaturen.

Endelig bemærkes at undersøgelsen her er med en belastning (2218 kW), som er der hvor modellen passer dårligst til de simulerede optimale data.

5.8.7 Procesændringer

Der er undersøgt, hvor god modellen er til at håndtere ændringer på proceskrav. I dette tilfælde er temperaturen, som den ene proces skal nedkøles til, blevet sænket fra 28 C til 20 C, med deraf følgende større kølebehov. Den store forskel ligger dog i indførsel af en væsentlig temperaturmæssig flaskehals, når processen skal nedkøles til 20 C.

Ved de ændrede krav vil afkølingen af processen kræve betydeligt mere kølevand end tidligere og betydeligt mere varmeoverførende areal for at kølingen kan ske hensigtsmæssigt. Det antages derfor at der sker en ombygning af anlægget ved den aktuelle varmeveksler, så varmevekslingen nu kan beskrives med en varmeveksler med det dobbelte areal og hvor samlet modstandstal i vekslere og lokale forgreninger er reduceret fra 8.7 til 3.

Modellen er bibeholdt uændret, og resultater herfra vil således kun påvirkes af en større afgiven varmeeffekt fra processiden.

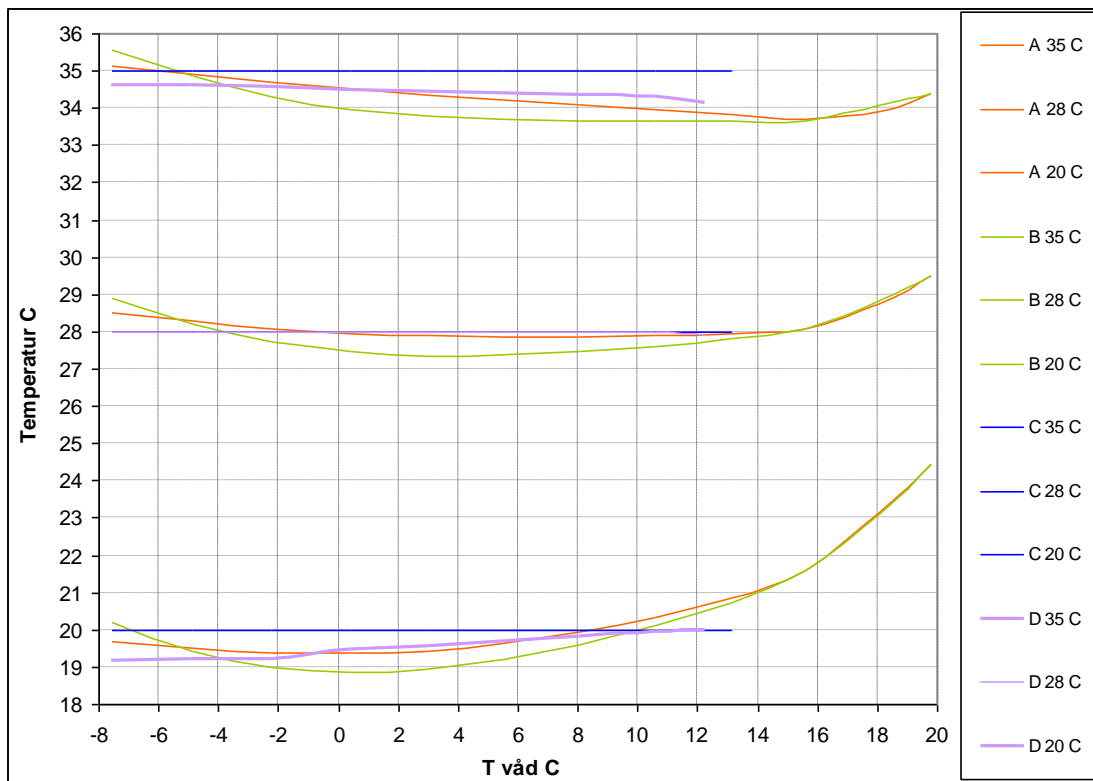
Undersøgelsen omfatter 4 scenarier:

- A. Model med faktiske behov for køleeffekt som input.
- B. Model med målte (dog her ud fra løbende beregnede) parameterverdier, der indgår i bestemmelse af køleeffekt, som input.
- C. Optimeret med temperaturstyring.
- D. Optimeret uden temperaturstyring.

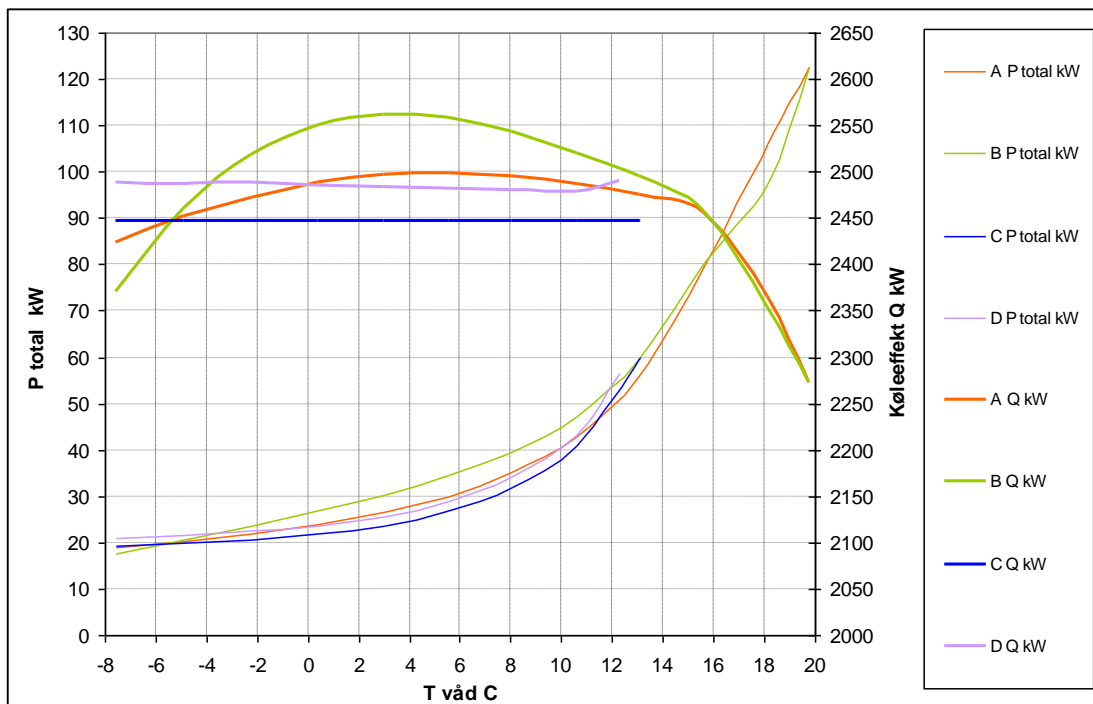
I A og B reguleres således efter den eksisterende model. I scenarium A udregnes kølebehovet ud fra processernes flow, varmeyfælde og afkølingskrav, mens i B findes kølebehovet ud fra registrering af kølevandsflow og temperaturforskellen mellem fremløb og retur af kølevandet.

Scenarium C udtrykker den ideelle optimering, hvor procesbehov lige akkurat tilfredsstilles med mindst mulig eleffekt.

I scenarium D er der som i C foretaget nyoptimering (minimering af samlet eleffekt), men her er der ikke individuel temperaturstyring af processer (alle ventiler fuldt åbne). Kun de processer der ikke nedkøles tilstrækkeligt giver anledning til straf i optimeringen.



Figur 29. Temperaturer som de tre processer nedkøles til i de fire tilfælde (A, B C og D).



Figur 30. Samlet eleffekt (venstre akse) og samlet køleeffekt (højre akse) på de tre processer i de fire tilfælde (A, B C og D).

Med den antagne ombygning af varmeveksleren på den proces, som fik ændrede afkølingskrav, er det stadigvæk muligt at regulere effektivt efter den eksisterende model, som er baseret på den oprindelige proceskonfiguration (se Figur 29 og Figur 30). Det bemærkes at der har været tale om indførsel af en væsentlig temperaturmæssig flaskehals i dette tilfælde.

På basis heraf forventes i mange tilfælde at det ikke er nødvendigt at beregne nye modelkoefficienter til en eksisterende model, selv i tilfælde af at proceskrav ændres betydeligt, hvis vel at mærke der kan foretages en lokal ombygning af anlægget, som i rimelig grad kan kompensere for ændringen. Hvis de flaskehalsmæssige forhold er nogenlunde intakte efter en ombygning, er der grund til at forvente at den eksisterende model stadigvæk er fuldt brugbar, og kan sikre en effektiv regulering.

5.8.8 ANN (kunstige neurale netværk)

Det er afprøvet en applikation af en neural netværksmodel¹ (*Neural Network Model for Prediction* implementeret i Excel), for at se hvor effektivt denne metode er til at forudsige den optimale drift af køletårne og cirkulationspumper.

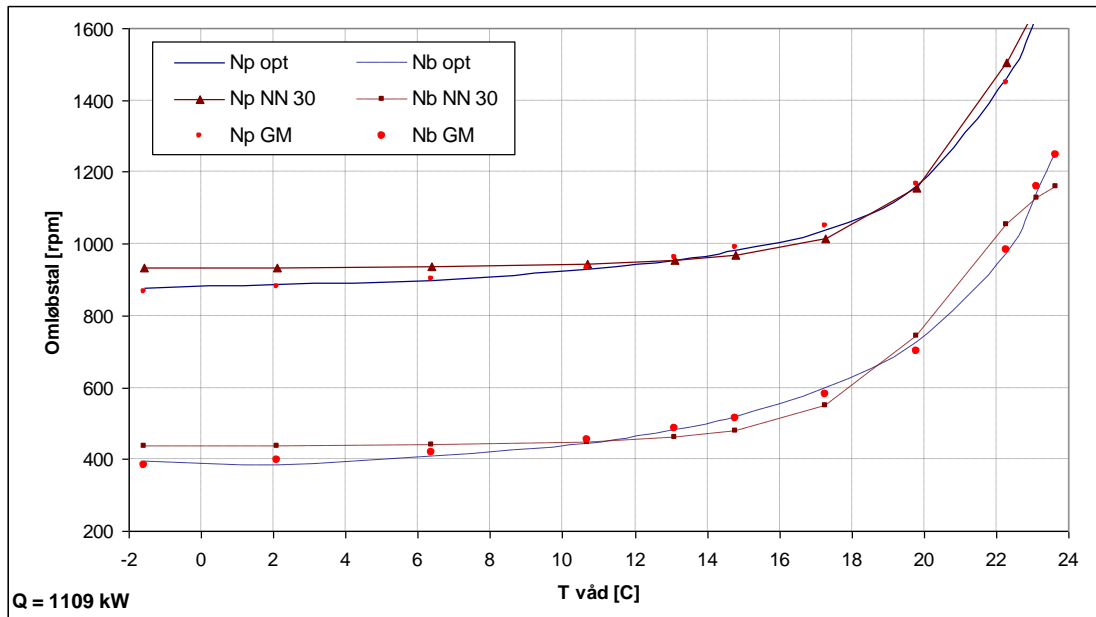
For sammenligningens skyld er de samme optimerede driftsdata anvendt, som blev anvendt i afprøvningen af GM-modellen, som er udviklet i dette projekt (se afsnit 5.8.5).

De prædikterede omløbstal sammenholdt med de beregnede fra optimeringen (se Tabel 4, Figur 31, Figur 32, og Figur 33) viser en mere præcis prædiktering med GM-modellen. Endvidere bemærkes at GM-modellen ved de største afvigelser har forskellige fortegn på fejlen på pumpe og blæserens omløbstal. Derved vil driften blive meget tæt på en optimal drift, hvis begge parametre fastsættes af modellen. Dette forklares med det flade optimum der er i det fysiske problem, hvor en lidt højere pumpehastighed end den optimale vil give anledning til en lidt lavere blæserhastighed. Denne tendens ses ikke i resultater fra NN-modellen. Det bemærkes at NN-modellen er fremkommet efter 30 successive gennemkørsler af træningsmodellen med 130 cykler i hver. Efter 4 gennemkørsler a 130 cykler var NN-modellen betydeligt mere upræcis (se Figur 34, Figur 35 og Figur 36). GM-modellen løses let for 2 x 5 variable med Solveren i Excel på basis af de optimerede driftspunkter.

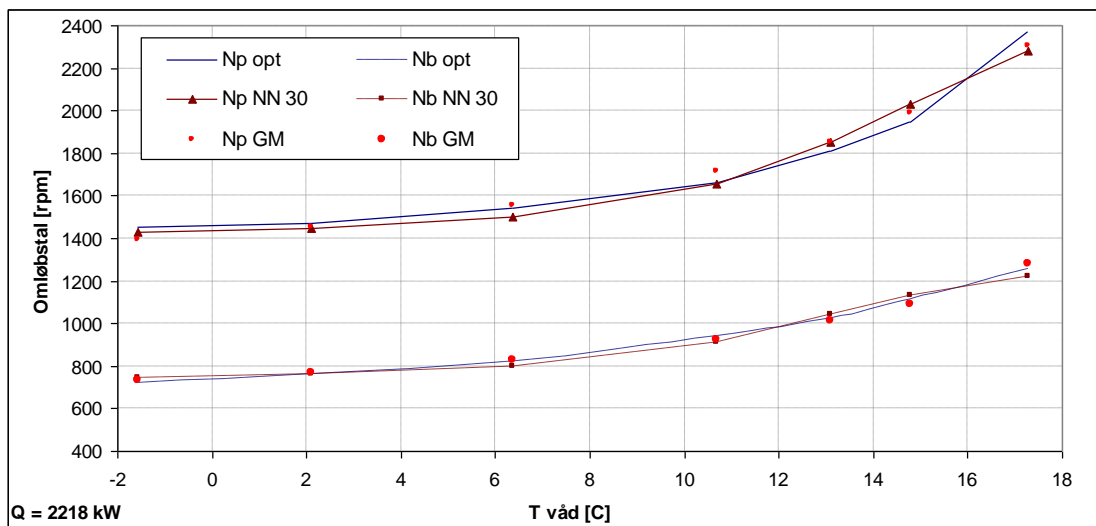
Køling Q T væd kW C	Optimale omløbstal		Neural Netværks model 30 kørsler a 130 cykler						GM-model (Heuristisk model)						
	N p	N b	N p rpm	Fejl	Rel fejl	N b rpm	Fejl	Rel fejl	N p rpm	Fejl	Rel fejl	N b rpm	Fejl	Rel fejl	
1109	-1.57	878	393	933	55	6.3%	436	43	11.0%	867	-10.7	-1.2%	384	-9.0	-2.3%
1109	2.11	887	385	934	47	5.3%	437	52	13.5%	880	-7.1	-0.8%	398	12.6	3.3%
1109	6.37	899	408	937	38	4.2%	439	31	7.7%	901	1.5	0.2%	420	11.9	2.9%
1109	10.67	931	443	943	12	1.3%	447	4	1.0%	933	2.3	0.3%	455	12.2	2.7%
1109	13.1	956	483	953	-3	-0.3%	460	-23	-4.7%	962	6.0	0.6%	486	2.8	0.6%
1109	14.77	983	516	967	-16	-1.6%	479	-37	-7.1%	989	6.1	0.6%	515	-1.2	-0.2%
1109	17.28	1041	600	1016	-25	-2.4%	548	-52	-8.6%	1050	9.5	0.9%	580	-20.0	-3.3%
1109	19.78	1164	727	1155	-9	-0.7%	742	15	2.1%	1165	0.9	0.1%	700	-27.3	-3.8%
1109	22.3	1464	972	1506	42	2.9%	1053	81	8.3%	1448	-15.6	-1.1%	983	10.9	1.1%
1109	23.14	1641	1143	1666	25	1.6%	1128	-15	-1.3%	1648	6.6	0.4%	1159	16.2	1.4%
1109	23.64	1792	1255	1763	-29	-1.6%	1160	-95	-7.6%	1792	0.3	0.0%	1246	-9.0	-0.7%
2219	-1.57	1455	721	1427	-28	-1.9%	748	27	3.7%	1393	-61.7	-4.2%	734	12.9	1.8%
2219	2.11	1469	761	1450	-19	-1.3%	763	2	0.2%	1454	-15.4	-1.0%	770	9.4	1.2%
2219	6.37	1544	822	1503	-41	-2.7%	801	-21	-2.6%	1553	9.1	0.6%	830	8.3	1.0%
2219	10.67	1662	943	1658	-4	-0.3%	914	-29	-3.1%	1713	51.5	3.1%	927	-16.4	-1.7%
2219	13.1	1813	1027	1851	38	2.1%	1040	13	1.3%	1855	42.2	2.3%	1011	-15.6	-1.5%
2219	14.77	1945	1115	2033	88	4.5%	1135	20	1.8%	1991	46.5	2.4%	1093	-22.4	-2.0%
2219	17.28	2378	1255	2283	-95	-4.0%	1224	-31	-2.5%	2306	-72.0	-3.0%	1279	23.8	1.9%
3328	-1.57	2191	1111	2259	68	3.1%	1151	40	3.6%	2172	-19.2	-0.9%	1106	-5.4	-0.5%
3328	2.11	2258	1167	2276	18	0.8%	1163	-4	-0.3%	2280	21.9	1.0%	1165	-2.2	-0.2%
3328	6.37	2461	1255	2329	-132	-5.4%	1197	-58	-4.6%	2458	-2.7	-0.1%	1263	7.6	0.6%
		Sum fejl*2		89251	54638		34613			21525	17381		4144		

Tabel 4. Prædikterede "optimale" driftspunkter fra Neural Netværks model og fra GM-modellen, der er udviklet i dette projekt.

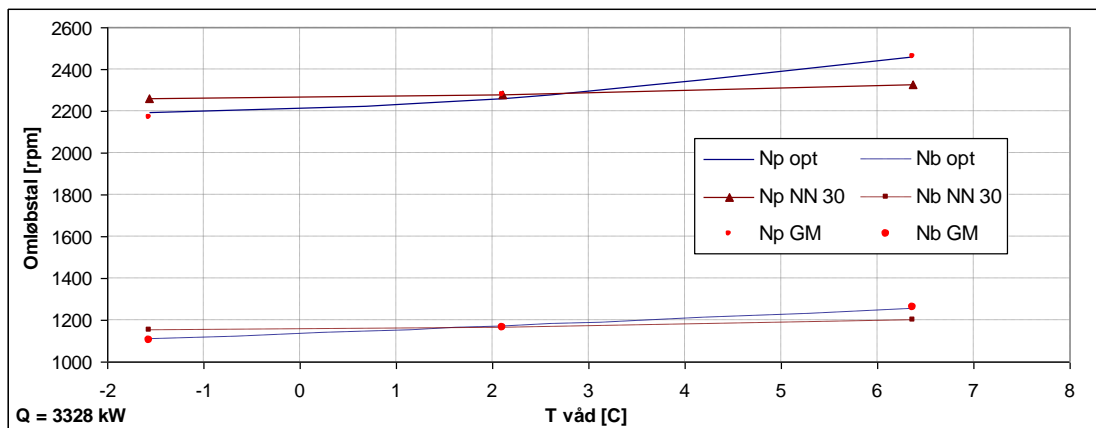
¹ Gratis program, som kan hentes fra <http://us.geocities.com/adotsaha/NNinExcel.html>



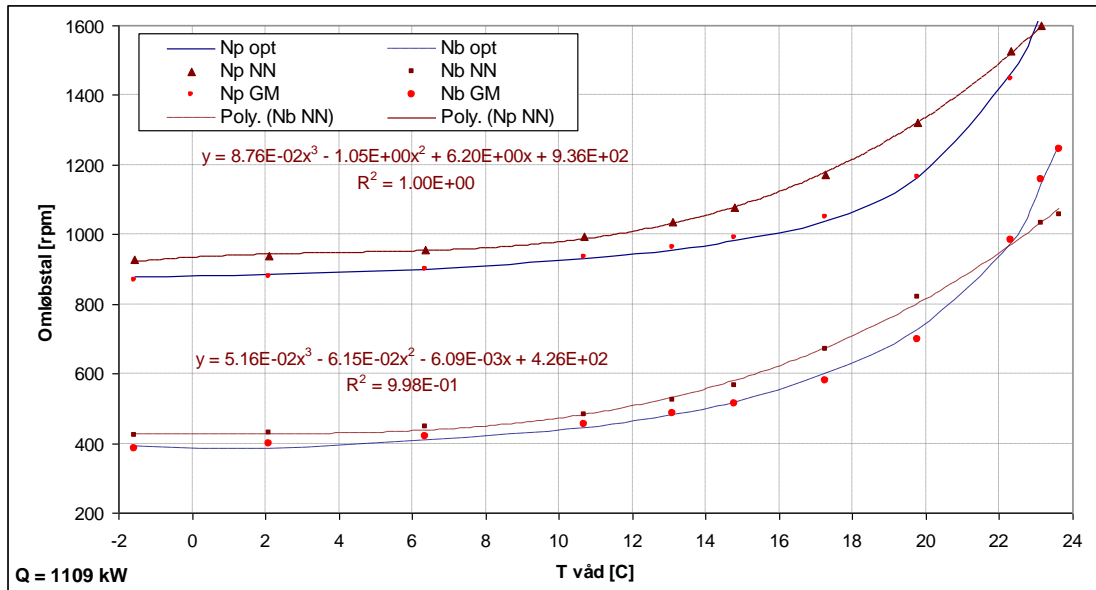
Figur 31. Sammenligning af optimale driftspunkter med prædikterede værdier fra model udviklet i dette projekt (GM-model) og fra NN-model. Kølebelastningen er her 1109 kW.



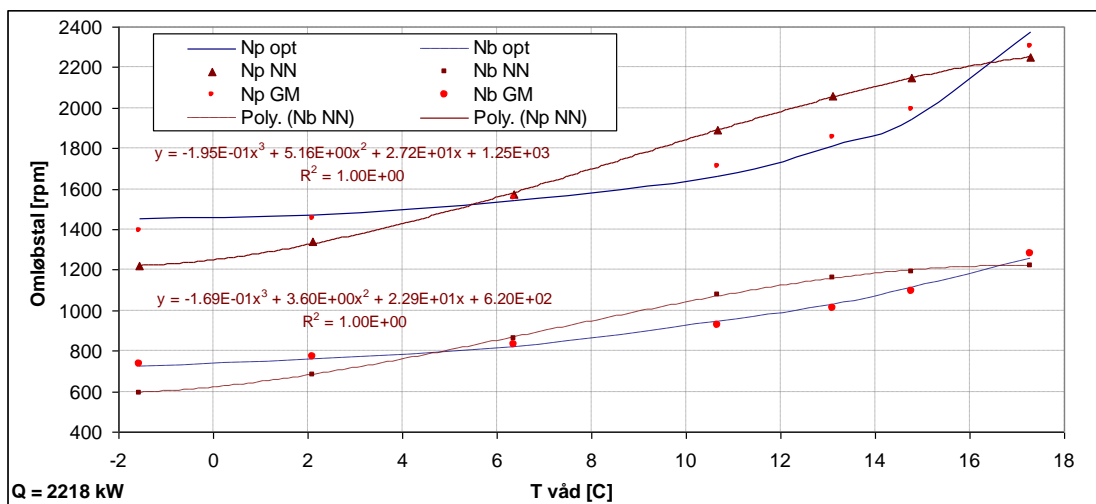
Figur 32. Sammenligning af optimale driftspunkter med prædikterede værdier fra model udviklet i dette projekt (GM-model) og fra NN-model. Kølebelastningen er her 2218 kW.



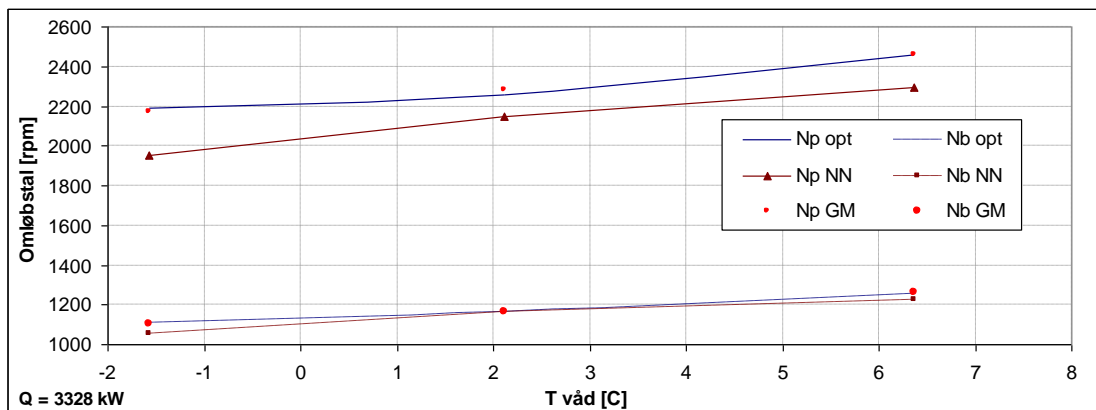
Figur 33. Sammenligning af optimale driftspunkter med prædikterede værdier fra model udviklet i dette projekt (GM-model) og fra NN-model. Kølebelastningen er her 3328 kW.



Figur 34. Som i Figur 31 men her efter kun 3 successive gennemkørsler af træningsmodellen hver med 130 cykler.



Figur 35. Som i Figur 32 men her efter kun 3 successive gennemkørsler af træningsmodellen hver med 130 cykler.



Figur 36. Som i Figur 33 men her efter kun 3 successive gennemkørsler af træningsmodellen hver med 130 cykler.

Det er godtgjort at neurale netværk kan være en mulighed og et alternativ til den i dette projekt udviklede GM-model til at forudsige optimale driftspunkter. Den neurale netværksmodel krævede lang træningstid i denne undersøgelse.

5.9 Fordeling af køleeffekt mellem frikøling og kompressionskøleanlæg

I mange tilfælde er der behov for nedkøling til forskellige temperaturniveauer. Det kølebehov, som ligger ved en temperatur der er tilpas højere end omgivelsernes, køles mest effektivt med frikølingsprocesser, hvor varmen uden opgradering i temperaturniveau bortledes fra mediet til omgivelserne.

Når der skal køles ved et temperaturniveau som ligger tæt på eller ved en lavere temperatur end det reservoir, hvortil varmen skal bortledes (fx. udeluften), er det nødvendigt at opgradere temperaturen på varmen, før den kan ledes til reservoiret.

Dette gøres ved at tilføre exergi, som normalvis er en relativ værdifuld ressource, til varmen ved hjælp af et egentligt køleanlæg. Man kan sige at varmen pumpes til en højere temperatur, så den igen af sig selv kan bortledes til omgivelserne.

Der er normalt betydeligt højere omkostninger forbundet med at anvende et egentlig køleanlæg (som eksempelvis en kompressionskøler) end med frikøling.

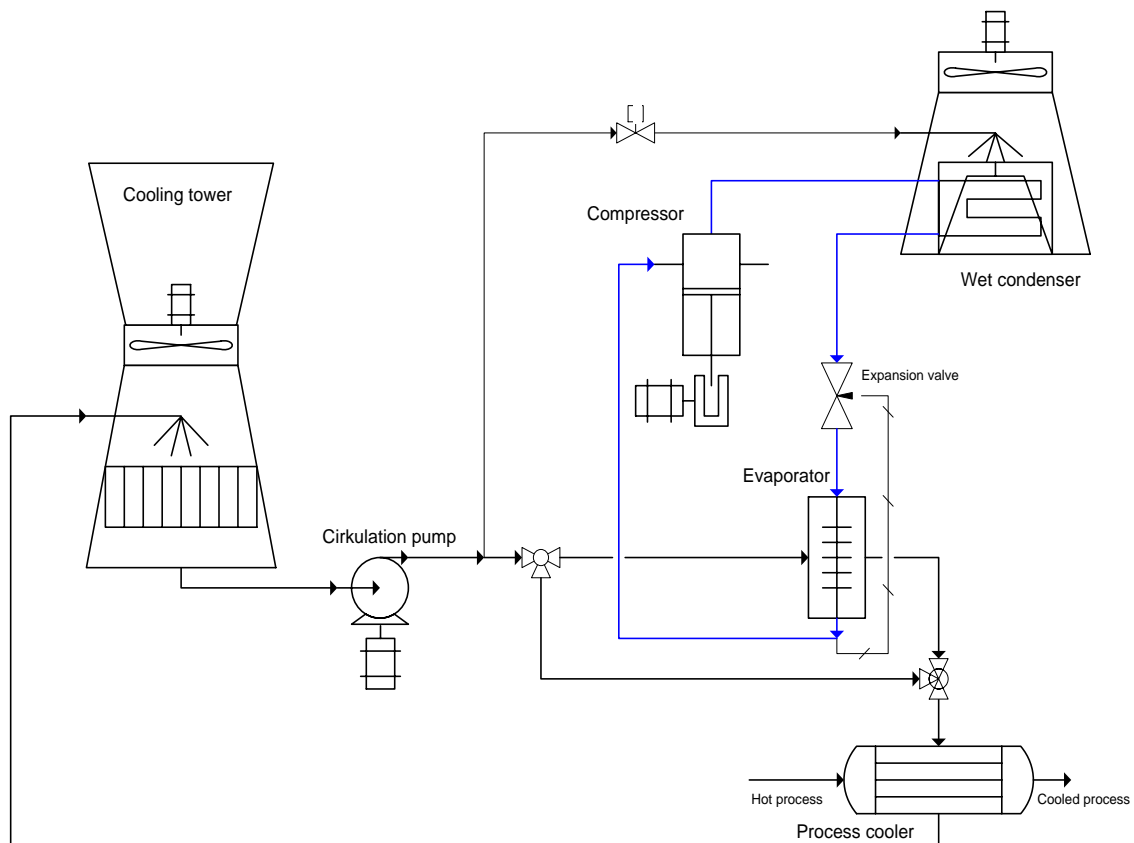
Driftsomkostninger består af tilførslen af exergi til transport af medier via pumper og blæsere og især i køleanlægget ved tilførsel af exergi til at opgradere varmen til et højere temperaturniveau enten i form af arbejde til kompression eller arbejde og varme, hvis der anvendes et absorptionskøleanlæg. En relevant parameter at sammenligne på er derfor COP-værdien.

Hvis en proces skal køles fra et temperaturniveau, som ligger noget over omgivelsernes, til en temperatur, som ligger under omgivelsernes, kan det være optimalt at benytte forskellige køleteknologier serielt. Den første del af kølingen sker da med frikøling til en passende lav temperatur og den sidste del af kølingen sker herefter med et egentligt køleanlæg.

5.9.1 Optimal fordeling af frikøling og kompressionskøleanlæg

Med seriel anvendelse af forskellige typer køleanlæg (se Figur 37) ligger der ud over parameteroptimering i de enkelte køleanlæg tillige en optimeringsopgave i bestemmelsen af hvor stor en del af den samlede køling, der optimalt foretages med den første frikøling? Denne fordeling kan beregnes ved at de marginale driftsomkostninger (her udtrykt ved marginal COP) på de to køleprocesser, skal være lige store hvis det viser optimalt at anvende begge anlæg samtidigt.

Når temperaturforskellen mellem proces og vådtemperatur af luft er i niveauer under 10 C, samtidigt med at køletårnskapaciteten er tæt på at være udnyttet, kan det meget vel være mere effektivt at køle den sidste del med en kompressionskøler. Den marginale COP for et køletårnsanlæg kan i sådan et tilfælde sagtens være lavere end 5.



Figur 37. Seriel arrangement af frikøling efterfulgt af kompressionskøling.

5.9.1.1 Model til optimal lastfordeling mellem køletårn og kompressorkøler

Modellen, der er udviklet til at bestemme optimale driftspunkter af pumpe og blæsere sfa. belastning og temperaturforhold, kan også bruges til at bestemme hvornår det vil være mere optimalt at flytte marginal køling over på et kompressionskøleanlæg, som forefindes.

Dette gøres ved at lave en delta QR beregning (evt. også med justering af TR) i modellen og på basis af de nye omløbstal kan modellen beregne hvilken effekt det vil kræve på pumpe og blæsere. Dette sammenholdes med en COP model af kompressionskøleren sfa. belastning, køletemperatur og omgivelsestemperatur.

Der er formuleret en samlet model i regneark af et kompressionskøleanlæg, som er sat i serie efter et køletårn. Modellen kan minimere det samlede elforbrug ved at fordele køleeffekt mellem kompressionskøleanlægget og køletårnet samt optimere pumpeflow og luftflow i blæsere på køletårn og køleanlæggets kondensator.

5.10 Arbejdsprocedure modelbas. regulering i køleanlæg

Køleanlæg til proceskøling kan være store og komplekse systemer. En høj kompleksitet er en barriere over for implementering af modelbaseret regulering. Det er resourcekrævende at afdække de faktiske driftsforhold, egentlige behov og flaskehalse i komplekse systemer, for dermed at kunne fastlægge frihedsgraderne for en optimeret drift. Det kan ligeledes være en udfordring at udvikle en simpel model som kan håndtere et komplekst system.

Proceduren i forbindelse med evt. indførelse af modelbaseret regulering i kølesystemer må derfor være:

1. Afdæk de grundlæggende kølebehov (dvs. de direkte kølebehov på processer).
2. Vurder om det nuværende eksisterende kølesystem og procesdesign er indrettet hensigtsmæssigt i forhold hertil. Hvis ikke: overvej at ændre kølesystemet først. Fokuser på fleksibilitet og eliminering af væsentlige flaskehalse for kølesystemet.
3. Med et hensigtsmæssigt procesdesign og fleksibelt kølesystem er der basis for yderligere besparelser gennem driftsoptimering af kølesystemet vha. modelbaseret regulering.
4. Opbyg en så simpel model som muligt af kølesystemet og processer som skal køles.
5. Optimer driften for nogle repræsentative driftstilstande.
6. På basis af optimale driftspunkter genereres en model som kan forudsige de optimale driftsparametre (eksempelvis omløbstal for pumper eller blæsere i køletårne) på basis af nogle få og let målbare størrelser (eksempelvis kølebelastning og vådtemperatur).

For at kunne udregne modelparametre kræves således adgang til designdata og/eller driftsdata, som kan beskrive systemets opførsel under forskellige repræsentative driftssituationer.

6 Standardløsninger for energianlæg

6.1 Optimering af energianlæg

Et energianlæg, der forsyner et område med varme og evt. også el kan bestå af flere enheder af fx. kedler, forbrændingsmotorer eller gasturbiner. Enhederne kan være ens eller forskellige. En enheds nyttevirkningsgrad vil normalt afhænge af lasten. Med flere enheder (ens eller forskellige) vil der være et optimalt antal enheder, der skal benyttes og en optimal lastfordeling. Når enhederne er ens er optimeringen mere enkel. Er der kun varmeproducerende enheder er problematikken betydeligt mere enkel end hvis der også kan fremstilles el.

6.2 Case: Kraftvarmecentral hos Novo Nordisk, Bagsværd

6.2.1 Problematik og situationsbeskrivelse

Kraftvarmecentralen består af to ens nye dampkedler og en noget ældre dampkedel, samt et gasturbinebaseret kraftvarmeanlæg med dampkedel.

Da gasturbineanlægget også producerer strøm kan det være lidt komplekst umiddelbart at afgøre hvilken drift der er optimal ved et givent varmebehov.

Problematikken er dels at der afgiftsmæssigt set produceres tre typer varme (til tung proces, til let proces og rumvarme), som har forskellige afgifter tilknyttet og at der på gasturbinen produceres el sammen med varme. En yderligere kompleksitet er at fordelingen mellem tung proces, let proces og rumvarme varierer hen over året.

Endvidere er gasturbinens effekt så stor at den i perioder må køre med dellast og i andre perioder kan den slet ikke køre, idet produktionen ved minimumslast er større end behovet. Dellast kan ske efter to principper. Hvert princip kan anvendes separat eller i kombination med det andet:

- a. Gasturbinen lastreguleres, dvs. indfyringen nedreguleres og dermed reduceres både varme- og elproduktionen.
- b. Gasturbinen bypass-reguleres, hvor en del af røggassen efter gasturbinen ledes uden om dampkedlen, hvorved varmeproduktionen reduceres med fastholdt indfyring og elproduktion på gasturbinen.

Virkningsgrader på dampkedler og gasturbineanlægget varierer med lasten og på gasturbineanlægget er virkningsgraden også afhængig af hvilken lastregulering der benyttes.

Det er derfor ikke umiddelbart gennemskueligt, hvorledes den optimale lastkonfiguration er for et givent sæt af varmebehov (tung proces, let proces og rumvarme) og priser på el og naturgas.

NOVO har ønsket at sikre sig at man til stadighed har den mest hensigtsmæssige og billigste produktion af varme på anlægget og samtidigt løbende kan overvåge hvor godt driften kører i forhold til alternative lastscenarier.

Intentionen med en modelbaseret styring af hvorledes anlægget skal køres er at sikre at anlægget til stadighed drives på en måde som er tæt på det der giver de laveste nettoudgifter.

6.2.2 Standard tilfælde

De fleste varmeanlæg i industrien producerer udelukkende varme i form af varmt vand eller damp og kun et mindre antal (typisk i de større energitunge industrier) producerer samtidigt kraft.

Industrielle kraftvarmeanlæg, som det hos Novo, er der således kun et ret begrænset antal af, men fælles for rene varmeanlæg og kraftvarmeanlæg er dog problematikken med lastfordeling på flere enheder, hvor virkningsgraden varierer med lasten. Problematikken i et almindeligt varmeanlæg (bestående af flere dampkedler eller varmtvandskedler) kan således betragtes som en meget forenklet udgave af problematikken hos Novo.

En model, der kan optimere driften i Novos tilfælde, vil således også kunne optimere driften i rene varmeanlæg bestående af flere kedler. Det skal dog tilføjes at lastoptimering på en gruppe af varmekedler i denne sammenhæng vurderes at være forholdsvis trivielt og med et ret begrænset potentiale for forbedret drift, med mindre der er tale om stærkt varierende behov, hvor een eller flere kedler kører intermitterende drift.

I Danmark er der et større antal decentrale kraftvarmeanlæg til fjernvarme. Produktionsenhederne er her hovedsageligt motorer drevet på naturgas, som er indstillet og optimeret til at køre fuldlast. Anlæggene producerer så vidt muligt varme og el i de perioder hvor strømprisen er høj. Varmen akkumuleres til næste døgn's behov. El-virkningsgraden på sådanne anlæg er tæt på maksimum ved den maksimale last. Der er derfor ikke umiddelbart et potentiale for at køre dellast.

Der er normalt olie- eller naturgasfyrede reservekedler på sådanne anlæg. Man kan forestille sig at elprisen i perioder fermover vil blive så lav at det ikke er rentabelt at køre med motorer men at det i stedet vil være mere rentabelt at producere varmebehovet alene på reservekedler. Den udviklede model vil kunne naturligt kunne forudsige sådanne tilfælde.

Incitamentet til at køre dellast på sådanne enheder vurderes til ikke at være til stede eftersom det vil være mere nærliggende at de enkelte anlæg kører fuldlast i en kortere periode og evt. tidsforskudte i forhold til andre anlæg.

6.2.3 Modelformulering

Der er formuleret en samlet model, som ud fra det øjeblikkelige varmebehov beregner hvilken driftsstrategi, der vil være den mest økonomiske.

Modellen er implementeret i en PLC, som styrer driften af de 3 dampkedler og gasturbineanlægget, og er i stand til løbende og automatisk at vælge hvilke anlægsdele der skal benyttes og hvilken driftsstrategi, som er mest optimal mht. driftsudgifter.

6.2.3.1 Varmebehov

Modellen skal kende det øjeblikkelige varmebehov for at kunne bestemme hvilke omkostninger der vil være forbundet med at dække dette behov med den ene eller anden driftsstrategi på anlægget. Varmebehovet beregnes ud fra den dampmængde der løbende registreres som leveret fra anlægget.

Imidlertid kan der også leveres varme fra kraftvarmeanlægget i form af varmt vand, som produceres på to røggasvekslere efter dampkedlen, der er knyttet til gasturbinen.

Denne varmemængde bliver registreret med tre energimålere, som måler varmforsyningen fra røggasvekslerne til tre separate områder. Disse energimålere indgår tillige i modellens registrering af det øjeblikkelige varmebehov. Modellen beregner et glidende gennemsnit af varmebehovet over et specificeret tidsrum.

Modellen er delt op i enkeltmodeller af gasturbinen med tilhørende dampkedel og røggasvekslere, som producerer varmt vand og modeller af de separate gasfyrede dampkedler.

For at sikre at modellen ikke for ofte anviser skift mellem driftsstrategier, som giver næsten samme nettoudgift, kræves en vis mindste besparelse for at skift tillades. Desuden anvendes middelvarmebehovet over et passende tidsrum (fx 15 minutter) i stedet for det øjeblikkelige, for at undgå at driftsstrategien pludselig ændres som følge af meget bratte og kortvarende variationer i varmebehovet,

6.2.4 Model af gasturbine med dampkedel

Efter dampkedlen, der er koblet til gasturbinen, er der 2 røggasvekslere, som kan producere varmt vand til rumvarme. Disse er ikke altid indkoblede (vandfyldte) og afhængig heraf giver de da et ekstra bidrag til varmeproduktionen, som registreres med førnævnte tre energimålere.

I modellen sker der en estimering af den varme der afsættes i dampkedlen efter gasturbinen.

Tilsvarende er der en model, der kan estimere den ekstra varmeproduktion, der finder sted, hvis een eller begge røggasvekslere er indkoblede. Denne model baserer sig på et fast flow og indløbstemperatur af vandet til varmevekslerne.

Imidlertid er der på de to røggasvekslere varierende forhold (flow og temperatur) også på vandsiden, som afhænger af hvilket behov der er for varme i de systemer, som vekslerne delvist forsyner.

Der er derfor nogen usikkerhed forbundet med at anvende en model, som antager et fast flow og indløbstemperatur af vand til vekslerne, til at forudsige hvor meget varme der kan forventes at blive produceret med røggasvekslerne hvis gasturbineanlægget startes.

Begge disse modeller er opdelt i undermodeller, som er gyldige i bestemte driftsstrategier for kraftvarmeanlægget i dellast.

6.2.4.1 Driftsstrategier for gasturbine

Kraftvarmeanlægget kan som tidligere nævnt køre dellast på varmeproduktionen ved:

- a) ”**Lastregulering**” med nedregulering af gasturbinens elproduktion, og dermed også varmeproduktionen.
- b) ”**Bypass-regulering**”, hvor en del af røggassen ledes uden om dampkedlen ved hjælp af et elektrisk justerbart bypass-spjæld.
- c) En kombination af ovenstående to mekanismer.

De nævnte sammenhænge mellem afsat varmemængde i dampkedel og røggasvekslere og gasturbinens last er fundet frem ved hjælp af simulering af gasturbinen og dampkedel med simuleringværktøjet GT-Pro.

Ud fra resultater fra nævnte simuleringer er der ved hjælp af kurvefit i regneark fundet funktionsudtryk, der beskriver sammenhængen.

De udviklede modeller, viser at der ikke kan være et optimum i dellast, som består af en kombination af delvis dellast og delvis bypass (tilfælde C). Dette forsimpler optimeringen en del og der skelnes derfor alene mellem de to primære laststrategier "lastregulering" eller "bypass-regulering".

For de tre tilfælde: 0, 1 eller 2 røggasvekslere indkoblet, er beregnet hvor megen varme der kan produceres på anlægget i følgende fire situationer:

1. Fuldlast uden bypass,
2. minimumslast uden bypass,
3. fuldlast med maksimal bypass,
4. minimumslast med maksimal bypass.

Ovenstående 12 (3 gange 4) værdier benyttes som tærskelværdier til at afgøre hvorvidt der vil være tale om en dellastsituation og i givet fald, hvorvidt denne dellast kan opnås ved alene bypass- eller alene lastregulering i de to reguleringsstrategier (primært lastregulering eller primært bypass-regulering).

Ad 1: Hvis dampbehovet er større end denne værdi, betyder det at gasturbinen kører fuldlast og det resterende varmebehov bliver dækket af naturgasfyrede dampkedler.

Ad 2: Hvis behovet er under denne tærskelværdi er man nødt til også at anvende bypass, idet potentialet i den primære laststrategi (lastregulering) er udtømt.

Ad 3: Hvis varmebehovet er mindre end denne tærskelværdi er man nødt til også at anvende lastregulering af gasturbinen, idet potentialet i den primære laststrategi (bypass-regulering) er udtømt.

Ad 4: Hvis varmebehovet er mindre end denne tærskelværdi er det slet ikke muligt at benytte gasturbinen.

I forbindelse med en økonomiberegning er det principielt ikke interessant at kende graden af bypass men alene lasten på gasturbinen og dermed forbruget af gas.

Til dette benyttes to sæt af funktionsudtryk. Hvert sæt består af tre funktionsudtryk gældende for om der er ingen, 1 eller 2 varmtvandsvekslere indkoblede.

Det ene sæt funktionsudtryk (se Figur 38) gælder for situationen, hvor driftsstrategien er "**Lastregulering**" og hvor varmebehovet betyder at der ikke er behov for bypass men alene lastregulering. Funktionsudtrykkene beregner i dette tilfælde hvilken last gasturbinen skal have for at kunne dække varmebehovet.

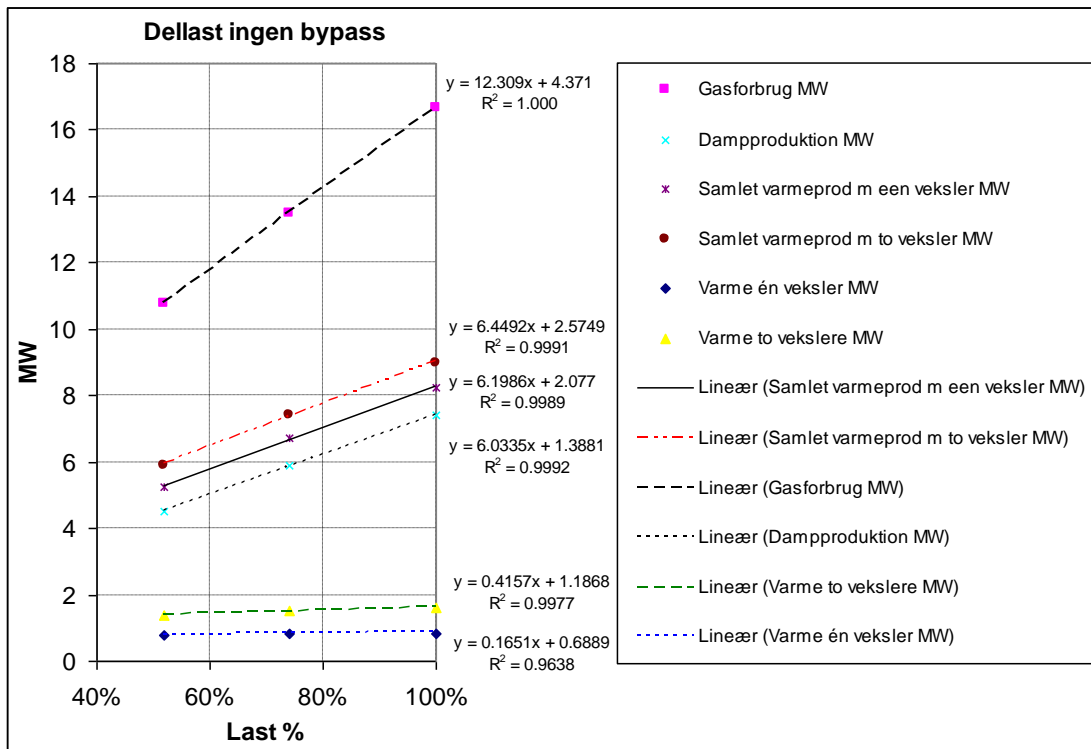
Det andet sæt funktionsudtryk (se Figur 40) gælder for situationen hvor driftsstrategien er "**Bypass-regulering**" og hvor varmebehovet er så lavt at der udover fuld bypass tillige er behov for nedregulering af gasturbinen. Funktionsudtrykkene beregner i dette tilfælde hvilken last gasturbinen skal nedreguleres til når der anvendes fuld bypass for at varmebehovet netop dækkes.

I de tilfælde, hvor varmeoptaget i kedel og varmtvandsvekslere justeres i forhold til varmebehovet ved at variere på graden af bypass, er driftsudgiften på gasturbinen upåvirket og gasforbruget er udregnet på forhånd. Derfor er der ikke behov for at have funktionsudtryk for beregning af omfanget af bypass i disse situationer.

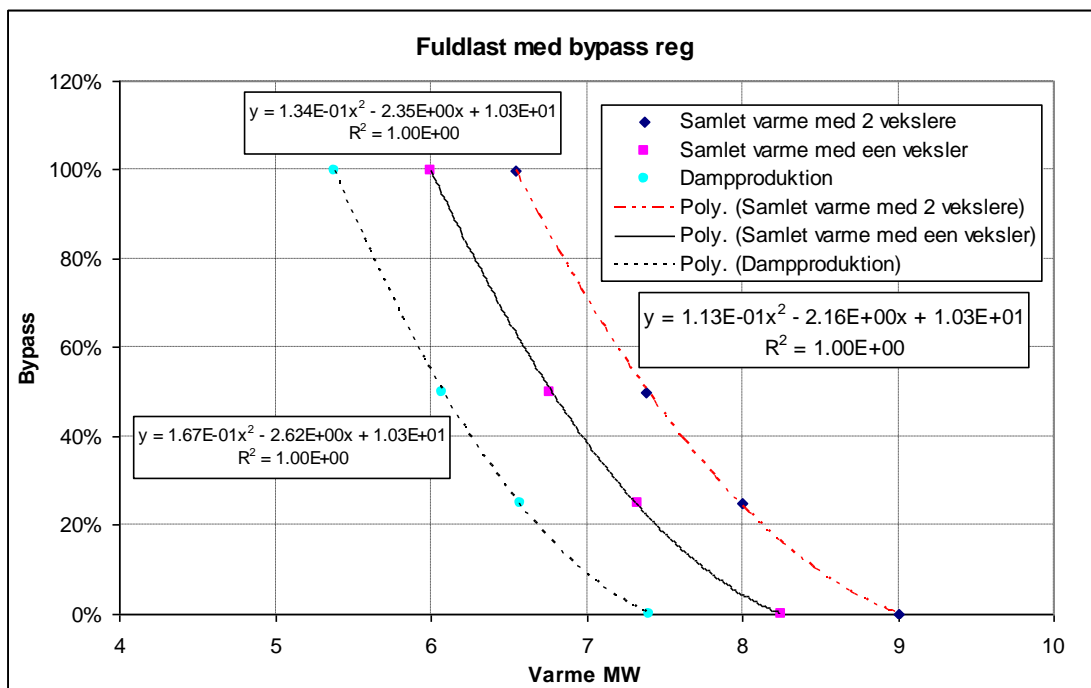
Der er i realiteten fire dellastsituationer (som er vist i de følgende fire afbildninger):

1. Dellast uden bypass (Figur 38)

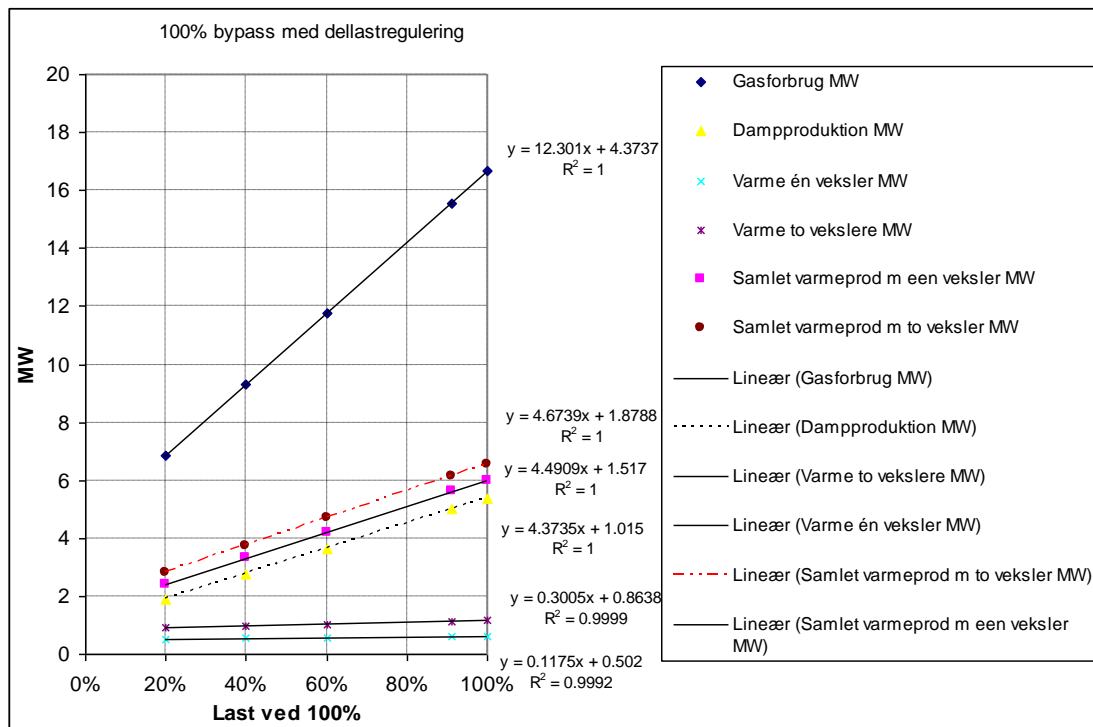
2. Fuldlast med bypass (Figur 39, funktionsudtryk anvendes ikke i beregning, idet gasforbruget er kendt og uafhængigt af bypass-positionen.)
3. Fuld bypass med dellast (Figur 40)
4. Minimumslast med bypass (Figur 41), funktionsudtryk anvendes ikke i beregning, idet gasforbruget (som i punkt 2) er kendt og uafhængigt af bypass-positionen).



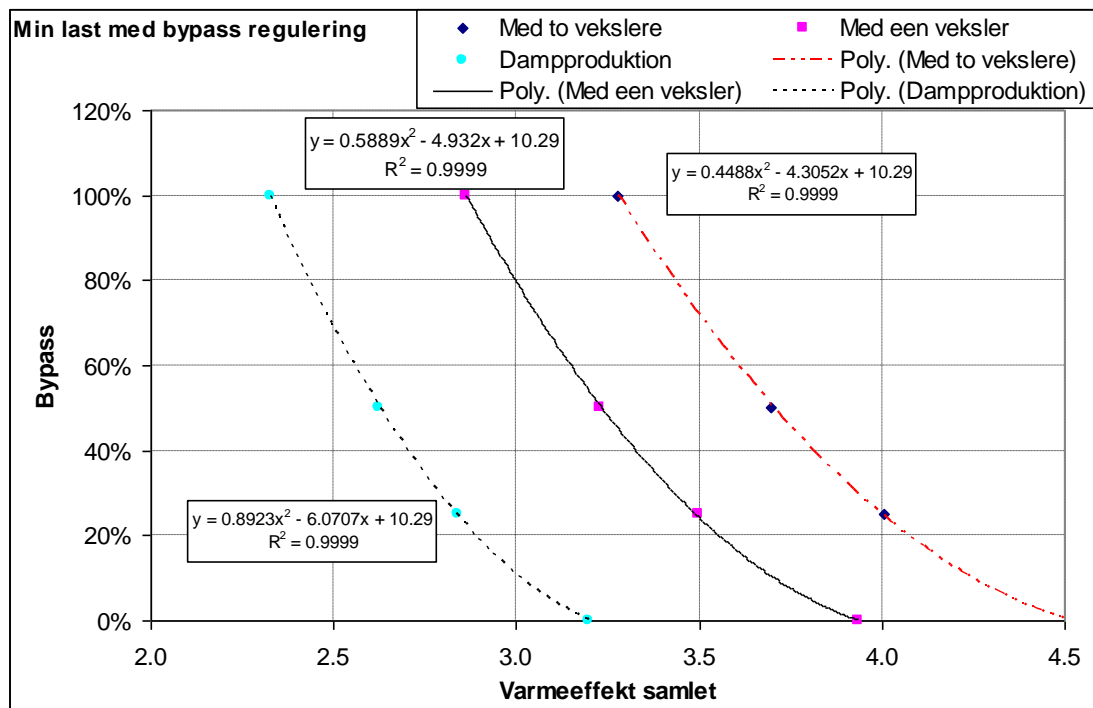
Figur 38. Beregning af last på gasturbine uden anvendelse af bypass. Funktionsudtryk for regressionslinierne "Samlet varmeprod m én veksler", "Samlet varmeprod m to veksler" eller "Damproduktion" benyttes i modellen.



Figur 39. Funktionsudtryk til beregning af bypass-position (med fuldlast på gasturbine) ud fra varmebehov ved 0, én eller to varmtvandsvekslere indkoblede.



Figur 40. Beregning af last med fuld bypass ud fra varmebehov. Funktionsudtryk for regressionslinierne "Samlet varmeprod m én veksler", "Samlet varmeprod m to veksler" eller "Damproduktion" benyttes i modellen.



Figur 41. Funktionsudtryk til beregning af bypass i minimum last ud fra varmebehov.

I optimeringsmodellen beregnes løbende hvilken last og/eller grad af bypass gasturbinen skal køre med for netop at dække varmebehovet. Varmebehovet bliver løben-

de registreret ved måling af den øjeblikkelige dampproduktion og de tre energimålere tilknyttet varmeoptaget på de to røggasvekslere.

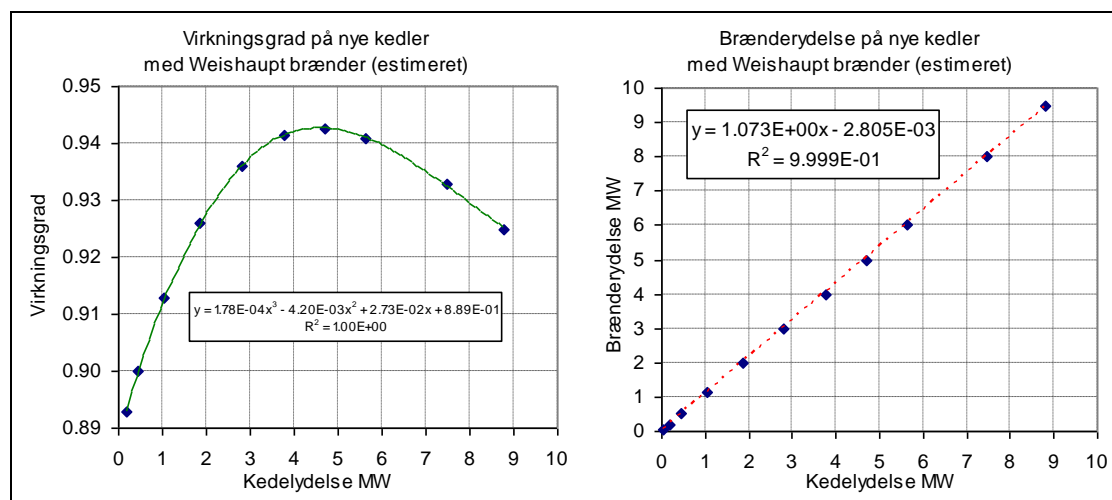
Indgangsstorrelsen er således den krævede varmeeffekt og lasten og bypass-graden findes da for de enkelte driftsstrategier og anlægsindstillinger (0, 1 eller 2 røggasvekslere indkoblet) ud fra de angivne funktionsudtryk.

Bypass-graden findes umiddelbart af de angivne funktionsudtryk (se Figur 39 og Figur 41), mens lastgraden umiddelbart kan løses for funktionsudtrykkene i Figur 38 og Figur 40, idet der er tale om rette linier her.

Når lasten på gasturbinen kendes, kan driftsudgiften og indtægten fra elproduktionen beregnes.

6.2.5 Model af naturgasfyrede dampkedler

For dampkedlerne er virkningsgrader estimeret ud fra bl.a. opgivelser af brænderindstillinger af iltindhold ved forskellige belastninger. I Figur 42 er vist denne estimerede virkningsgrad (til venstre), som funktion af kedelydelsen og den tilhørende brænderydelse (til højre). Det bemærkes at virkningsgraden beskrives med et polynomium af 3. grad, mens brænderydelsen på simpel vis beskrives godt med en ret linie.



Figur 42. Virkningsgrad og brænderydelse med funktionsudtryk sfa. kedelydelse i MW.

For en given samlet varmeproduktion på kedlerne kan modellen nu beregne det samlede gasforbrug og elproduktionen for forskellige lastfordelinger mellem dampkedler og gasturbine. Lastfordelingen indbyrdes mellem de to dampkedler er ganske simpel og er allerede implementeret i styringen af disse kedler.

I bypass-modellen tages også hensyn til om der vil være drift på een eller begge de to nye dampkedler. Hvis den samlede kedeleffekt er større end 7 MW fordeles lasten ligeligt på de to ens kedler og ellers er der kun een kedel i drift. Det er ikke nødvendigt at indlægge et hysteres-interval på effekten her.

6.2.6 Implementering af model i pc-program og PLC

Der er programmeret en model af systemet, som beregner hvilken driftskonstellation, der er mest fordelagtig med en række givne betingelser. Beregningsprogrammet, som modellen er implementeret i, kører på en PC der står i kontrolrummet og resulta-

ter (driftsstrategier) herfra sendes til den PLC, som styrer last og bypass på gasturbiner og dampkedler.

6.2.6.1 Inddata til økonomiberegninger i modellen

Modellen, der er implementeret i et pc-program, indlæser via skærmmenuer modeldata og modtager driftsdata løbende via en OPC-server.

Når der regnes på om drift af gasturbine er fordelagtigt frem for kedeldrift beregnes den øjeblikkelige værdi for NOVO af den på gasturbinen producerede el. Pt. afregner NOVO efter et nettoafregningsprincip. Dvs. der betales kun transmissionsudgift af den strøm som ikke kan dækkes af egenproduktionen og der betales en lavere PSO-takst af egenproduktionen af el end den takst der er på markedet.

Udgifter til gas beregnes ved at fordele forbruget medgået til produktion af el, procesvarme og rumvarme. Modellen fordele gasforbruget medgået til produktion af varme efter et afgiftsmæssigt beregningsprincip som kaldes "V-formlen", svarende til at varmen er produceret med en virkningsgrad på 125%.

Novo Nordisk - gas turbine driftsoptimering

OPC connection

Ikke aktiv **Automatisk driftvalg**

Forside | Indstillinger | OPC - dataforbindelse

Driftsoptimeringssystem

Aktiv (Valg af driftstrategi sker fra dette program)

Ikke aktiv (Klassisk drift)

Driftsstrategi

Automatisk baseret på aktuelle behov og priser

Manuel valg af strategi

Aktuel driftsstrategi

Primær lastregulering

Primær bypassregulering

Kedeldrift

Aktuel driftsøkonomi

Drift	Rel. driftsudgift	Elindtægt	Gasudgift	Qb/1.25	Afgiftsrit	Begrænsning
Lastregulering	1527.5	2601.0	4128.5	5.520	10.097	12.791
Bypass regulering	1525.1	2846.9	-4372.0	5.520	11.160	14.000
Kedeldrift	2442.0					

Terif

Spids Høj Lav

V-Formel

Weel & Sandvig
ENERGI OG PROCESINNOVATION

Figur 43. Hovedskærbillede (fanarket: "Forside") fra det pc-baserede program, der indeholder den modelbaserede regulering.

Det resterende målte gasforbrug allokeres som medgået til elproduktion. Gasforbruget, der allokeres til varmeproduktion, fordeles herefter som gas medgået til produktion af rumvarme og procesvarme pro rata til de respektive produktioner af rumvarme og procesvarme.

Andelen af rumvarme varierer og opgøres på månedsbasis. På eet af skærbillederne, der hører til modellen (se Figur 44), er der indlagt default-værdier af andelen

af rumvarme for hver enkelt måned. Denne fordeling kan ændres og vil så blive anvendt fremover.

6.2.6.2 Økonomidata

Modellen kræver en specifikation af hvilke omkostninger, der er forbundet med at indkøbe el på markedsvilkår og ved selv at producere.

Der angives:

- **"Elpris (køb af markedsel)"**. Kontraktpris på markedsel.
- **"PSO 1 af egen produktion"**. Reduktion i PSO tarif for egenproducenter.
- **"Nettarif inkl. PSO ved køb af markedsel"**. Treledstariffer for nettatariffer og offentlige forpligtelser (PSO).

Den el, der produceres med gasturbineanlægget, pålægges en lavere PSO tarif end den el der indkøbes. Der angives reduktion på PSO tariffen for egenproducenter idet reduktionsprisen normalt er konstant i de treledsinddelte tarifperioder.

Modellen kræver endvidere at priser for naturgas og afgifter knyttet hertil specificeres. Der skal angives:

- **"Pris for naturgas"**. Kontraktpris for naturgas.
- **"Gas transmissionsbidrag"**. Bidrag til transmissionsselskab (DONG).
- **"Gas distributionsbidrag"**. Bidrag til distributionselskab (HNG).

Dertil kommer afgifter i form af:

- **"Gasafgift (CO2)"**
- **"Gasafgift (energi)"**

Der er mulighed for at angive en kvotepris for CO2 ("**CO2 kvotepris (kr./ton)**"). Kvoteprisen for CO2 er speciel i sammenligning med priser på el og gas ved at den kvotepris, der er relevant at angive, normalt ikke er direkte koblet til driftsperioden².

6.2.6.3 Andre brugerinput

For naturgas angives brændværdien.

Endvidere skal konfigurationen på anlægget fastlægges ved i boksen **"Indkoblede varmevekslere"** at angive om der er **"Ingen - "**, **"1 - "** eller **"2 varmevekslere indkoblet"**, for at kunne beregne hvor meget spildvarme i røggassen efter kedlens fødevandsforvarmer, der kan udnyttes til rumvarme.

Endelig kan man ved tryk på knappen **"Rediger"** i boksen **"Rumvarmeandel"** på månedsbasis angive, hvor stor en del³ af den samlede varmeproduktion, der forventes at blive anvendt til rumvarme.

² Den relevante pris vil ofte være en fremtidig pris (evt. en optionspris) og kan både være en købs pris (i tilfælde af at virksomheden kommer i underskud med kvoter) eller en salgspris (hvis virksomheden for overskud af kvoter).

³ Da andelen ikke kendes på forhånd vil det være naturligt at skele til tidligere års fordelinger og vurdere om der i mellemtiden er sket produktionsmæssige ændringer som kan influere væsentligt på rumvarmeandelen. Endelig kan man forestille sig at man justere fordelingsstallet sidst på en måned hvis der har været ekstreme vejrforhold (egentlig væsentlige afvigelser i vejrdata i forhold til forrige års måned).

Novo Nordisk - gas turbine driftsoptimering

OPC connection

Ikke aktiv **Automatisk driftvalg**

Forside | Indstillinger | OPC-dataforbindelse

Elpriser (alle i kr/kWh)

Elpris (køb af makedsel):	0.2100	
PSO 1 af egen produktion	0.0240	Ialt (Elpris+PSO1+net)
Nettarif inkl. PSO ved køb af markedsel	Spidslast 0.3470	0.5810
	Højlast 0.2550	0.4890
	Lavlast 0.1680	0.4020

Rumvarmeandel

Måned	Andel
January	0.60
February	0.60
March	0.55
April	0.50
May	0.40
June	0.30
July	0.20
August	0.20
September	0.30
October	0.40
November	0.45
December	0.50

Rediger

Naturgaspriser (alle i kr/nm3)

	Pris	Resulterende priser
Pris for naturgas	1.8400	
Gastransmission	0.0236	Gas til elproduktion 2.5199
HNG transmission	0.2029	Gas til procesvarme 2.5199
Gasafgift (CO2)	0.1980	Gas til rumvarme 4.7599
Gasafgift (Energi)	2.0420	
CO2 kvotepris (kr/ton)	200.0	
CO2 kvotepris (kr/nm3)	0.4534	

Indkoblede varmevekslere

Ingen varmevekslere indkoblet

1 varmeveksler indkoblet

2 varmevekslere indkoblet

Weel & Sandvig
ENERGI OG PROCESINNOVATION

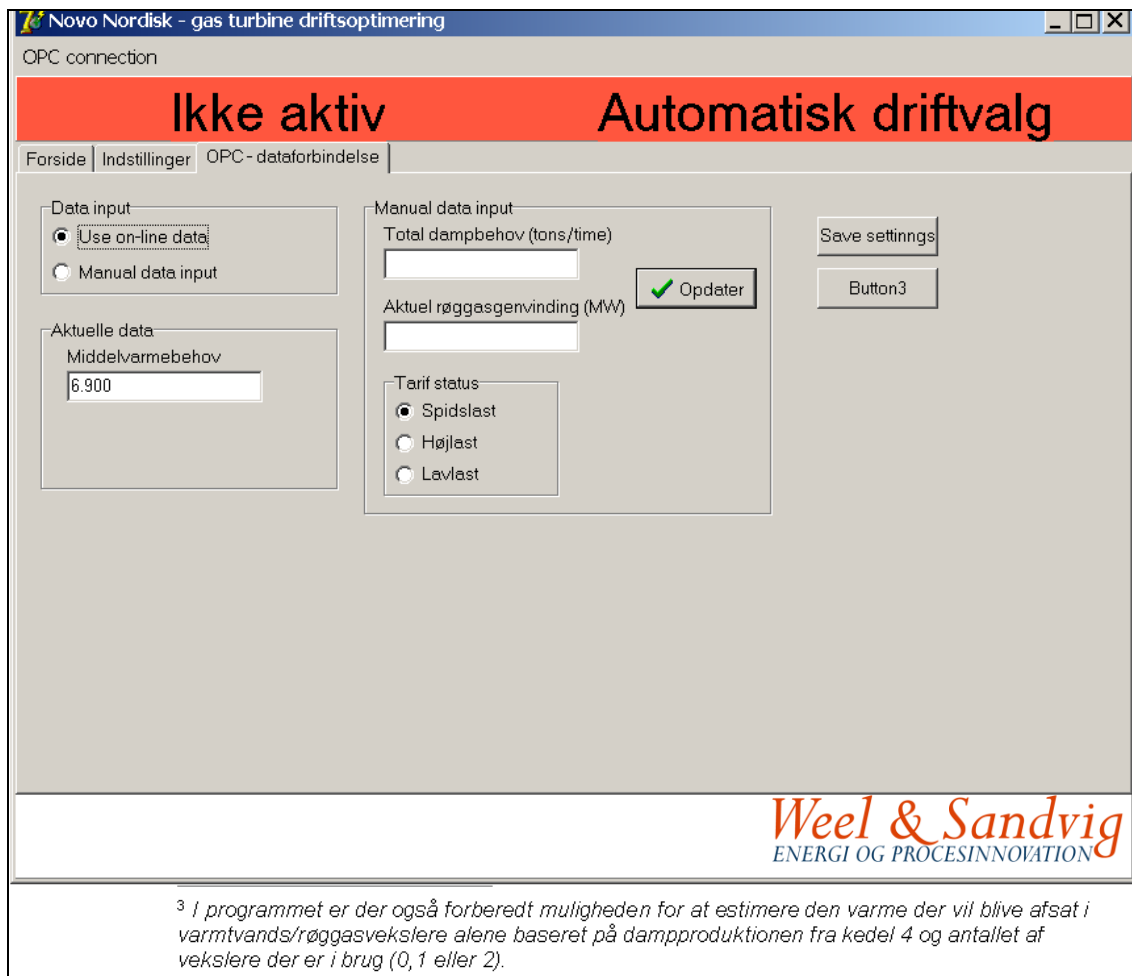
Figur 44. Brugerside til angivelse af data til driftsoptimering.

6.2.6.4 Fanemarket "OPC dataforbindelse"

På dette fanemarket i skærbilledet kan i rammen benævnt **"Data input"** angives om programmet skal beregne optimal driftsstrategi baseret på online driftsdata (**"Use on-line data"**) eller baseret på input fra brugeren (**"Manual data input"**).

Med online datainput overføres løbende det aktuelle totale dampbehov og den varme der afsættes i varmtvandsvekslere (røggasgenvinding). En glidende middelværdi af varmebehovet udregnes og vises på arket (i rammen **"Aktuelle data"** i boksen **"Middelvarmebehov"**). Den aktuelt gældende treledstarifperiode overføres og vises i rammen **"Tarif status"**.

Ved manuel angivelse af data (**"Manual data input"**) kan brugeren undersøge eksempelvis om den aktuelle optimale driftsstrategi vil ændres hvis man overgår til en ny tidstarif eller hvor meget dampbehovet skal ændres for at en anden driftsstrategi bliver mere optimal.



Figur 45. Brugerflade til manuel angivelse af driftsdata eller visning af online data fra OPC.

7 Konklusion

7.1 Er der tale om standardløsninger?

Resultaterne fra afprøvningen af de foreslåede "standard"løsninger er analyseret og på basis heraf er der vurderet hvilke løsninger der reelt kan karakteriseres som standardløsninger. Det er også givet en vurdering af hvor meget arbejde (specielt eksperthjælp), der skal til for at tilpasse en standardløsning til en given situation.

7.1.1 Køleanlæg med køletårne

Køletårne med tvungen lufttræk er meget udbredte, og optimeringen mellem pumpeeffekt og blæseeffekt vil således være aktuelt i de fleste installationer, hvor der er mulighed for at omdrejningsregulere pumper og blæsere.

Blæsere i nyere køletårne er ofte som standard udstyret med frekvensregulerede blæsere. Pumpestationen i et kølevandssystem er typisk arrangeret med flere pumper koblet parallelt, hvoraf nogle fungerer som reserve. Det kan være forskellige pumper, som kan køre parallelt og een eller flere er evt. med frekvensregulering. Nyere pumper kan normalt tilsluttes en frekvensregulering, hvis ikke allerede denne mulighed er til stede. Med lang driftstid og blot et moderat besparelsespotentiale vil in-

vestering i en frekvensomformer kunne betale sig tilbage i løbet af få år. De eksempler, der har været set på i projektet, har vist at der kan være særdeles store relative besparelspotentialer.

Frikøling med eksempelvis køletårne eller tørkølere har mulighed for at opnå meget høje COP-værdier, når der er tilpas stor temperaturforskel mellem kravet til nedkølingstemperatur og temperatur af luft. Det er muligvis denne kendsgerning man i virksomheder ikke er tilstrækkelig opmærksom på, og stiller sig dermed tilfreds med en langt ringere performance (som i visse tilfælde nærmer sig det der er muligt med et kompressionskøleanlæg) end hvad der faktisk er muligt.

7.1.2 Ressourcebehov ved implementering på køleanlæg

For at kunne implementere den udviklede model på eksempelvis et kølevandssystem med køletårne, er der behov for adgang til en række designdata for systemet og behovsanalyse.

Dvs. der skal skaffes performancedata for bl.a. pumper, køletårne, ledningssystem. Behovsanalysen skal fastlægge hvilke kølekrav der er og udtrykkes ved hjælp af et antal procesvarmevekslinger med kølevand, således at de effektmæssige og temperaturmæssige forhold afspejles.

Derpå opbygges en simuleringsmodel til optimering af systemet for varierende forhold i omgivelser (vådtemperatur af udeluft) og belastninger af køleanlægget.

På basis af dette sæt af optimale driftspunkter tilpasses modellen ved beregning af en række modelkoefficienter. Modellen kan derpå fastlægge et optimalt flow af kølevand og/eller luft gennem køletårne.

Når alle data er fremskaffet eller umiddelbart er til rådighed vil modeltilpasningen kunne foretages inden for skønsmæssigt 10-50 timer afhængig af antallet af forskellige komponenter og processer, der inddrages.

7.1.3 Bypass-regulering på kraftvarmeanlæg

Bypass-reguleringen på kraftvarmeanlægget hos Novo Nordisk må betegnes som et forholdsvist specialiseret tilfælde, idet der indgår en række specifikke problemstillinger.

Det standardmæssige består i problemstillingen med at elproduktion på et kraftvarmeværk kan være så tilpas gunstig til at det kan betale sig at smide varme ud for ikke at blive begrænset af et manglende varmegrundlag. Et andet standardaspekt er at køre anlæg, hvor produktionen er gunstig ned til eller tæt på minimumslast før der skiftes over til mindre anlæg med mindre gunstig produktion.

7.2 Indgriben i eksisterende reguleringssystemer

Ofte vil en modelbaseret løsning kræve ændringer i eksisterende PLC-programmer, som styrer anlægget. Afhængig af hvor kompleks dette system i forvejen er, kan det være en mindre eller større opgave.

8 Referencer

Ref. 1: Lu, L. and Cai, W. "A universal engineering model for cooling towers". *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 2, February 2007, Pages 355-365.

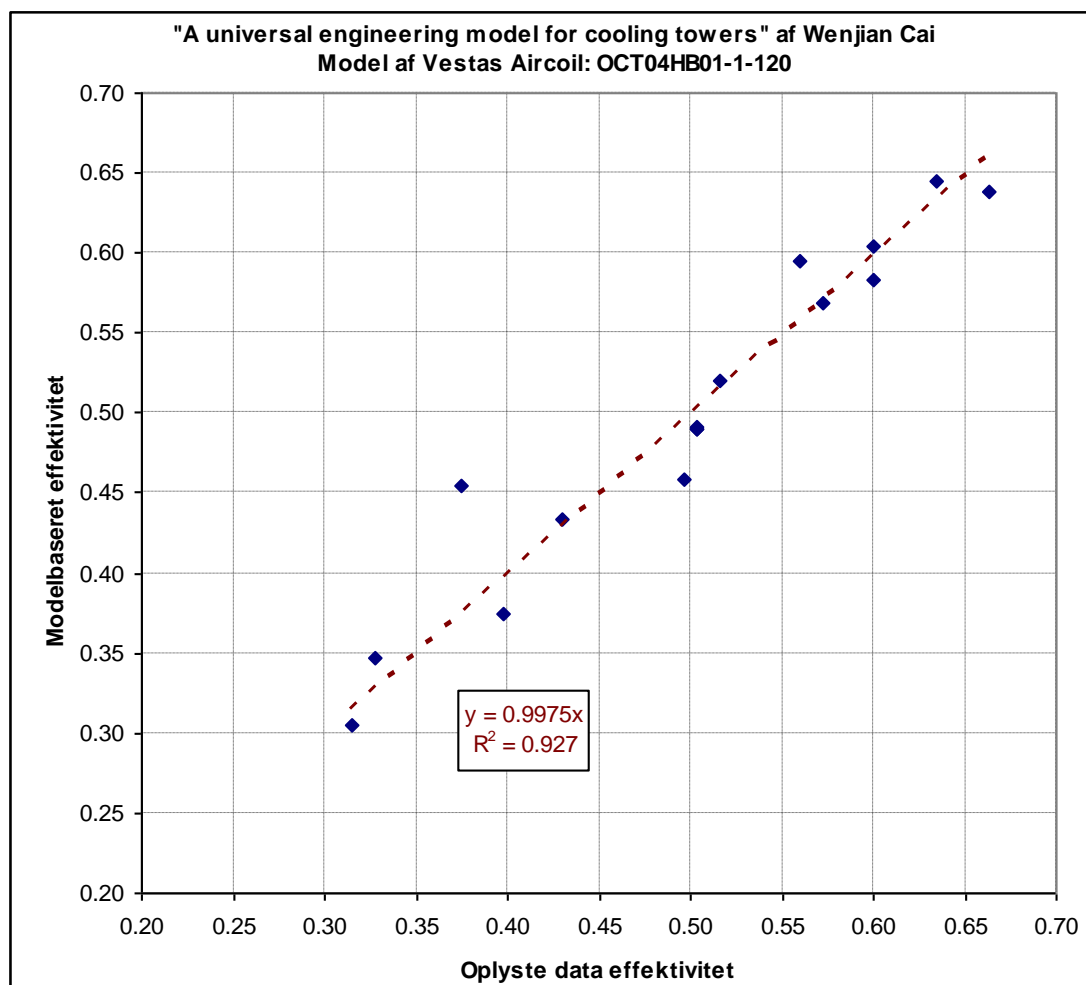
9 Appendix

9.1 App: Model af Vestas Aircoil køletårn

Vestas Aircoil har stillet nogle performance data til rådighed, som er anvendt i en standardmodel af et køletårn. De udleverede data ses i Tabel 5.

Vestas Aircoil		OCT04HB01-1-120								(P20.18)	
Vandflow m3/h	Luftflow m3/s	Lufthast m/s	T vådt °C	Tv Ind °C	Tv Ud °C	TI Ind °C	TI Ud °C	Forbrug kW	Kølekap. kW	Dysetryk kPa	
29.1	12.67	3.91	16	45	19.9	22.4	30.6	8.00	848	63	
28.9	12.65	3.90	20	45	22.6	28.0	32.9	7.98	752	62	
29.1	12.70	3.92	12	45	17.4	16.8	28.4	8.09	933	63	
29.1	12.72	3.93	12	60	18.8	16.8	31.1	8.02	1392	63	
19.6	13.00	4.01	12	60	16.0	16.8	27.1	8.09	1001	22	
19.9	12.95	4.00	20	60	22.0	28.0	33.1	7.94	878	23	
29.0	12.62	3.90	20	37	22.0	28.0	30.2	8.05	505	63	
21.4	12.90	3.98	18	45	19.9	25.2	29.6	8.04	624	27	
25.1	10.91	3.37	16	45	19.9	22.4	30.6	4.62	732	42	
19.3	8.38	2.59	16	45	19.9	22.4	30.6	1.94	562	21	
20.4	5.59	1.73	16	45	23.0	22.4	34.4	0.57	521	24	
16.4	5.61	1.73	16	45	21.4	22.4	32.6	0.57	449	15	
23.0	5.60	1.73	10	45	21.4	14.0	33.2	0.57	630	33	
27.2	11.40	3.52	28	45	29.0	39.2	38.2	5.43	505	52	
28.2	11.36	3.50	30	50	31.0	42.0	41.2	5.38	622	58	
27.7	11.41	3.52	30	70	32.0	42.0	45.0	5.31	1222	55	

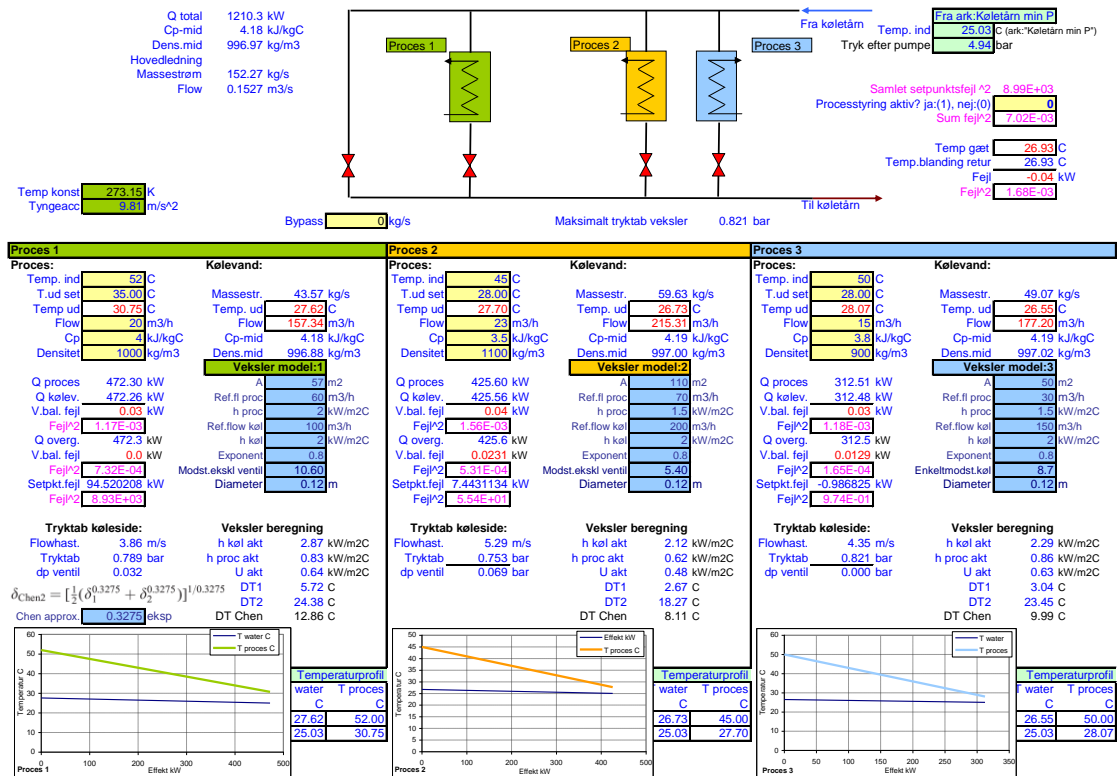
Tabel 5. Performancedata af Vestas Aircoil (OCT04HB01-1-120).



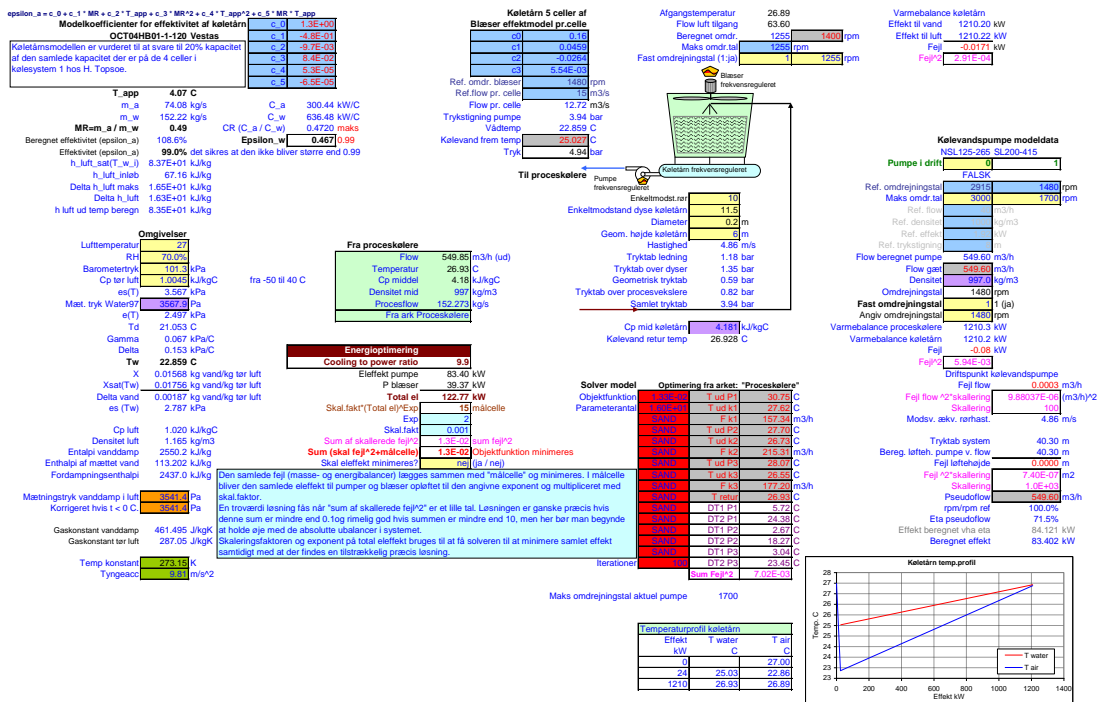
Figur 46. Sammenligning af modelberegnet effektivitet og oplyst effektivitet.

9.2 App: Supplerende simuleringsresultat

I case undersøgelse fra H. Topsøe, er her vist simuleringsresultatet hvor udetemperaturen og relativ fugtighed bliver en flaskehals (egentlig vådtemperaturen), for køle-tårnet, som ikke kan køle vandet længere ned end til cirka 25 C. Dermed kan proceskølerne ikke længere nedkøle processerne tilstrækkeligt (28 C).



Figur 47. Processtrømsvekslinger ved drift, hvor vådtemperatur begynder at udgøre en flaskehals på "Proces 3".



Figur 48. Køletårnets drift i samme situation som i Figur 47.

9.3 App: Optimering (ændret nedkølingskrav på processer)

Der er lavet en tilsvarende optimering, som den der er vist i kapitel 5.7.6, men nu med noget lavere afkølingskrav, hvor proces nr. 3 skal køles helt ned til 20 C i stedet for 28 C. Der er desuden ændret på massestrømmen i proces 1 (se Figur 49).

Der er lavet en sammenligning mellem:

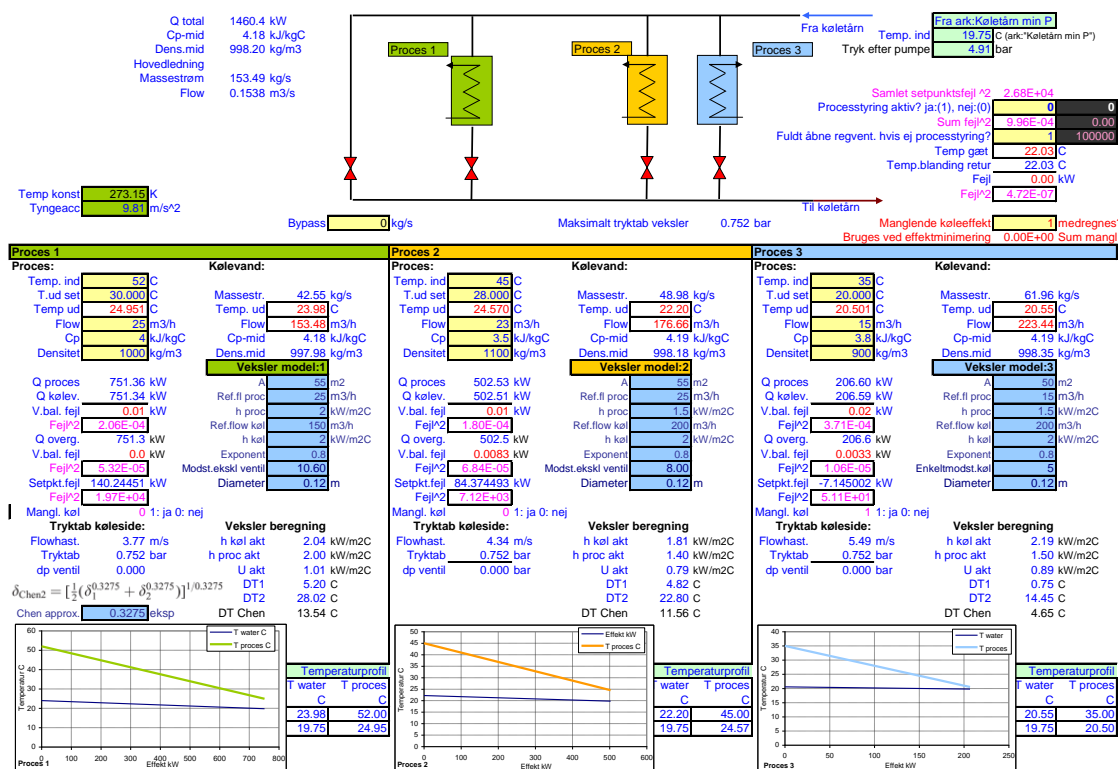
Nuværende driftsform:

- Fast omløbstal pumpe (cirka 550 m3/h).
- Faste ventilstillinger dvs. konstant køleflow til processer.
- Blæsere i køletårn reguleres efter et sætpunkt på 15 C på fremløbs-temperatur af kølevand.
- Når fremløbstemperatur ikke kan holdes på 15 C (ved maks. blæserhastighed) vil processerne blive afkølet mindre.

og

Behovsstyret drift:

- En mindre eksisterende frekvensreguleret pumpe anvendes.
- Faste ventilstillinger i system – dvs. ingen temperaturstyring på processer.
- Effekt til pumpe og blæsere minimeres under hensyn til at nedkølingskrav kan opfyldes.



Figur 49. Proceskrav i denne optimering.

Den behovsstyrede optimering er sket ved at pumpe og blæsere nedreguleres indtil een af processerne ikke længere nedkøles tilstrækkeligt hvorved afvigelsen indtræder med en straffefunktion. Der reguleres ikke på fordelingen af flow til de enkelte pro-

cesser, så flowet fordeler sig efter de faste modstandstal der er i de enkelte vekslerstreng til processerne.

En sammenligning af afkøling med nuværende drift og med behovsstyret drift er vist i Figur 52. I det konkrete tilfælde, med den aktuelle strømningsmodstand i ledning til proces 1, optræder denne varmeveksling som flaskehalsen indtil vådtemperaturen når op på knapt 17 C, hvor proces 3 ikke længere kan nedkøles tilstrækkeligt og dermed bliver flaskehals.

Resultater for den nuværende driftsform ses i Tabel 16 og ved behovsstyret optimal drift ses i Tabel 17 ved varierende vådtemperaturer.

Nuværende drift HT kølesystem 1									Stor pumpe og blæs. styr. T frem sætpkt.=15 C			T1	T2	T3	
T våd	Q akt	COP akt	P pumpe akt	P blæs akt	P VLT	P tot akt	T frem akt	T retur akt							
C	kW		kW	kW	kW	kW	C	C				C	C	C	C
23.14	1157	9.41	83.60	39.37		123.0	25.09	26.90				29.43	28.89	25.58	
22.30	1197	9.73	83.60	39.37		123.0	24.40	26.27				28.85	28.33	24.92	
21.46	1235	10.05	83.60	39.37		123.0	23.72	25.64				28.28	27.78	24.27	
19.78	1312	10.67	83.56	39.37		122.9	22.37	24.41				27.13	26.69	22.99	
17.27	1424	11.58	83.60	39.37		123.0	20.40	22.62				25.49	25.09	21.11	
16.02	1479	12.02	83.60	39.37		123.0	19.43	21.74				24.68	24.31	20.20	
14.77	1532	12.46	83.60	39.37		123.0	18.48	20.87				23.88	23.54	19.29	
13.10	1603	13.04	83.58	39.37		122.9	17.24	19.73				22.83	22.53	18.11	
10.67	1703	13.85	83.60	39.37		123.0	15.48	18.13				21.37	21.11	16.44	
10.17	1707	13.90	83.42	39.37		122.8	15.01	17.67				20.92	20.67	15.89	
9.75	1730	14.44	83.60	36.20		119.8	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	
8.06	1730	16.48	83.60	21.39		105.0	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	
5.53	1730	18.22	83.60	11.35		94.95	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	
2.97	1730	19.12	83.60	6.88		90.48	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	
0.38	1730	19.62	83.60	4.60		88.20	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	
-2.23	1730	19.91	83.60	3.32		86.93	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	
-6.67	1730	20.16	83.60	2.21		85.81	15.00	17.69				20.96	20.72	15.98	

Tabel 6. Data fra nuværende driftsstrategi.

Behovsstyret drift HT kølesystem 1									Lille VLT regul pumpe og blæser optim			T1	T2	T3	
T våd	Q	COP	P pumpe	P blæs	P VLT	P tot	T frem	T retur							
C	kW		kW	kW	kW	kW	C	C				C	C	C	C
21.46	1213	10.68	72.00	39.37	2.25	113.6	23.10	25.57				28.10	28.10	23.90	
18.95	1224	21.32	15.79	39.37	2.25	57.41	19.63	24.03				29.87	28.00	21.55	
16.86	1248	24.37	9.60	39.37	2.25	51.22	17.35	22.84				30.00	27.77	20.04	
15.60	1264	36.07	9.51	23.28	2.25	35.04	16.99	22.58				30.00	27.47	19.80	
13.10	1267	62.57	8.09	9.91	2.25	20.25	16.23	22.23				29.95	27.45	19.36	
10.67	1278	81.66	6.97	6.43	2.25	15.65	15.27	21.70				29.96	27.30	18.80	
8.06	1295	95.29	5.66	5.68	2.25	13.59	13.77	20.97				30.00	27.09	17.92	
5.53	1312	106.8	5.06	4.97	2.25	12.28	12.63	20.33				29.97	28.82	17.24	
2.97	1315	117.6	4.21	4.72	2.25	11.18	11.40	19.87				30.00	26.94	16.76	
0.38	1325	130.2	4.17	3.76	2.25	10.18	11.00	19.58				30.00	26.72	16.44	
-2.23	1336	136.0	3.93	3.64	2.25	9.82	10.24	19.15				30.00	26.54	16.00	
-6.67	1335	152.1	3.81	2.72	2.25	8.78	10.10	19.14				30.00	26.59	16.02	
Kølebehov		1243 kW													

Tabel 7. Data fra behovsstyret drift.

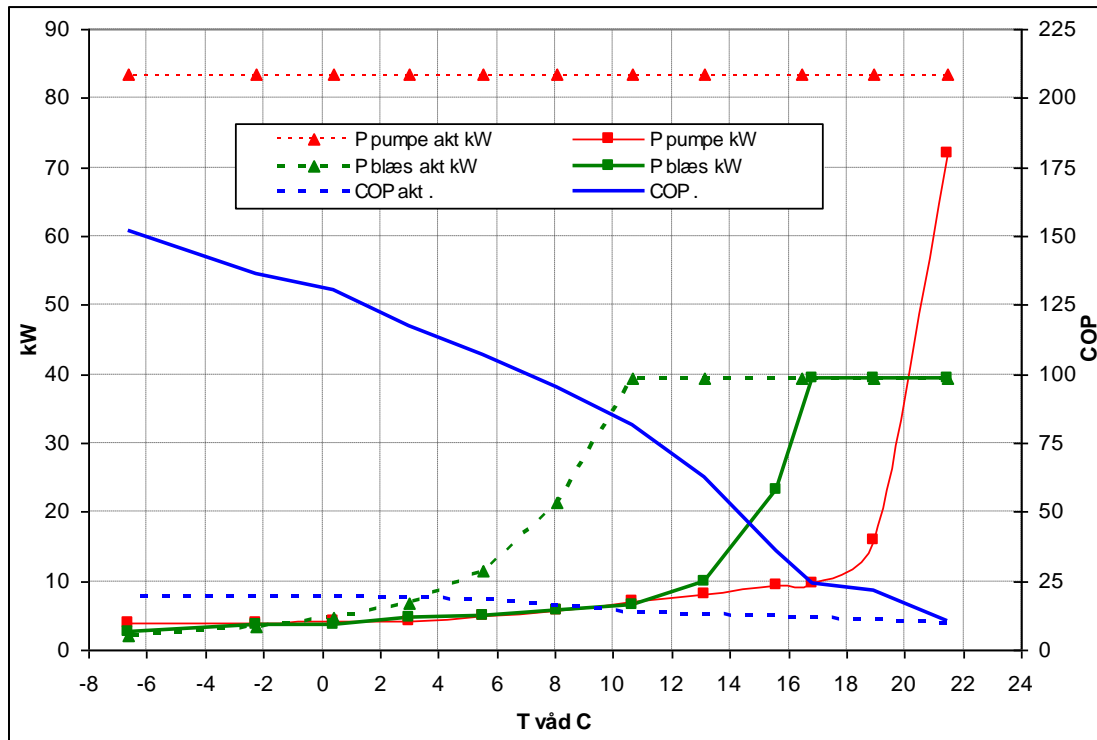
Ved behovsstyret drift frigives kølekravet (der er ikke længere straf for ikke at opfylde kølekravet) på proces 3 derfor når vådtemperaturen kommer over 16.86 C, da nedkøling til 20 C ikke længere kan opfyldes.

Sammenlignes dette med resultater fra den nuværende driftsform, ses at når vådtemperaturen stiger modvirker et stort vandflow igennem køletårnet (som er tilfældet i den nuværende driftsform) muligheden for at kunne afkøle vandet tilstrækkeligt til at kunne nedkøle proces 3 tilstrækkeligt. Således opstår problemet med utilstrækkelig afkøling på denne proces allerede når vådtemperaturen nærmer sig 15.8 C.

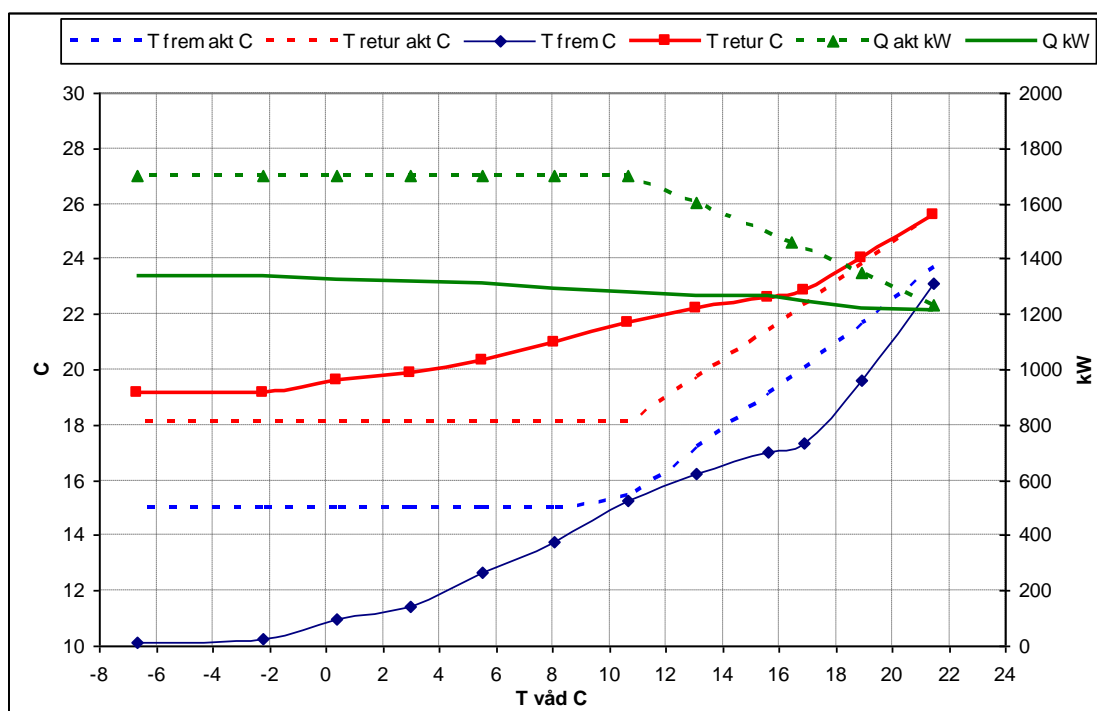
Mere vand gennem køletårnet har således marginalt forringet køletårnets evne til at dække kølebehovet i dette tilfælde. Dette fænomen forklares med at returtemperatu-

ren på kølevandet i de to driftsformer er nogenlunde ens for høje vådtemperaturer og dermed er den maksimale varmeeffekt, som kan optages af luften gennem tårnet faktisk givet. Et større flow af vand vil derfor med samme køleeffekt betyde en mindre afkøling af vandet og dermed højere fremløbstemperatur, som netop er det der bliver flaskehals når proces 3 skal nedkøles til 20 C.

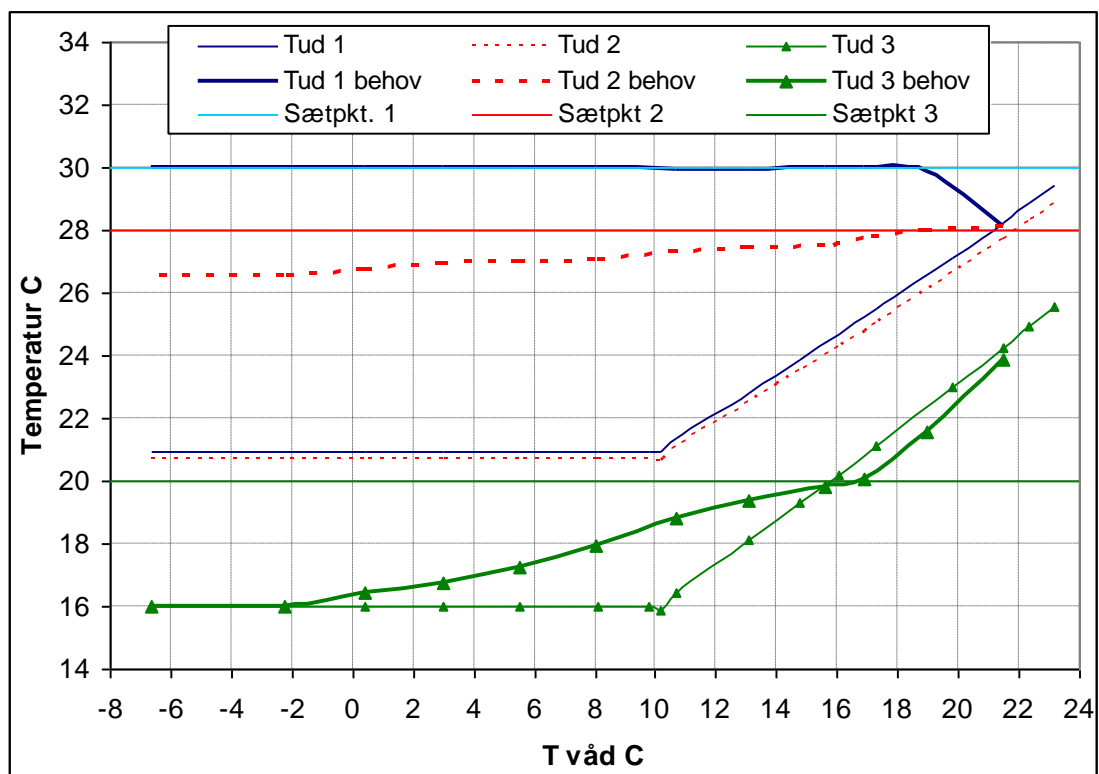
Det ses endvidere at den behovsstyrede drift giver temperaturer, der er nærmere sætpunkterne end strategien med fast fremløbstemperatur.



Figur 50. Effektforbrug ved nuværende drift og ved behovsstyret drift.



Figur 51. Temperaturer i fremløb og retur ved nuværende drift og behovsstyret drift.



Figur 52. Afkøling af processer med nuværende strategi og med behovsstyret køling. Tilhørende sætpunkter for nedkøling er vist.