

# 10. KØLING

---

*Arne Jakobsen, Docent  
Maskinmesterskolen København  
aj@msk.dk*

*Kapitlet kan læses selvstændigt, men er skrevet som et kapitel til en samlede lærebog indenfor Technical Facility Management, hvor omdrejningspunktet er indeklime og energiforbrug.*



**ELFORSK**

Dette kapitel er udarbejdet som del af projektet **Energirigtigt drift af det rette indeklime i bygninger – ENDRIN** støttet af ELFORSK i periode 2016–2017, projektnummer 348-006 ([www.elforsk.dk](http://www.elforsk.dk)).

## 10.1. Indhold

10.1.	Indhold.....	10-2
10.2.	Læringsmål.....	10-3
10.3.	Nomenklatur.....	10-4
10.4.	Køling, indeklima og energiforbrug.....	10-5
	Køling og indeklima.....	10-5
	Køling og energiforbrug.....	10-6
10.5.	Hvornår er der behov for køling og hvor meget?.....	10-6
10.6.	Samspil med øvrige tekniske områder.....	10-7
10.7.	Køling, køleanlæg og energi.....	10-8
	Procesintuition.....	10-12
10.8.	Energiforbrug til ventilationskøling vs mekanisk lokal køling.....	10-13
10.9.	Energi nøgletal.....	10-15
10.10.	Opsummering faktorer til lavt energiforbrug til køling.....	10-16
10.11.	Opgaver.....	10-17
10.12.	Litteratur.....	10-18
10.13.	Appendix A: Kredsproces i h, log(p) diagram.....	10-19
10.14.	Appendix B: Udledning af gennemsnits og marginal COP for Ventilationskøling.....	10-20
10.15.	Appendix C: Virkemåde kølebaffel.....	10-21
10.16.	Appendix D: Eksempel på frikøler.....	10-22

## 10.2. Læringsmål

Studerende der læser følgende kapitel skal være i stand til at

- vurdere energi-godhed og valg af aktuelle teknologier
- vurdere driftsstrategier for komfortkøling i bygninger

### 10.3. Nomenklatur

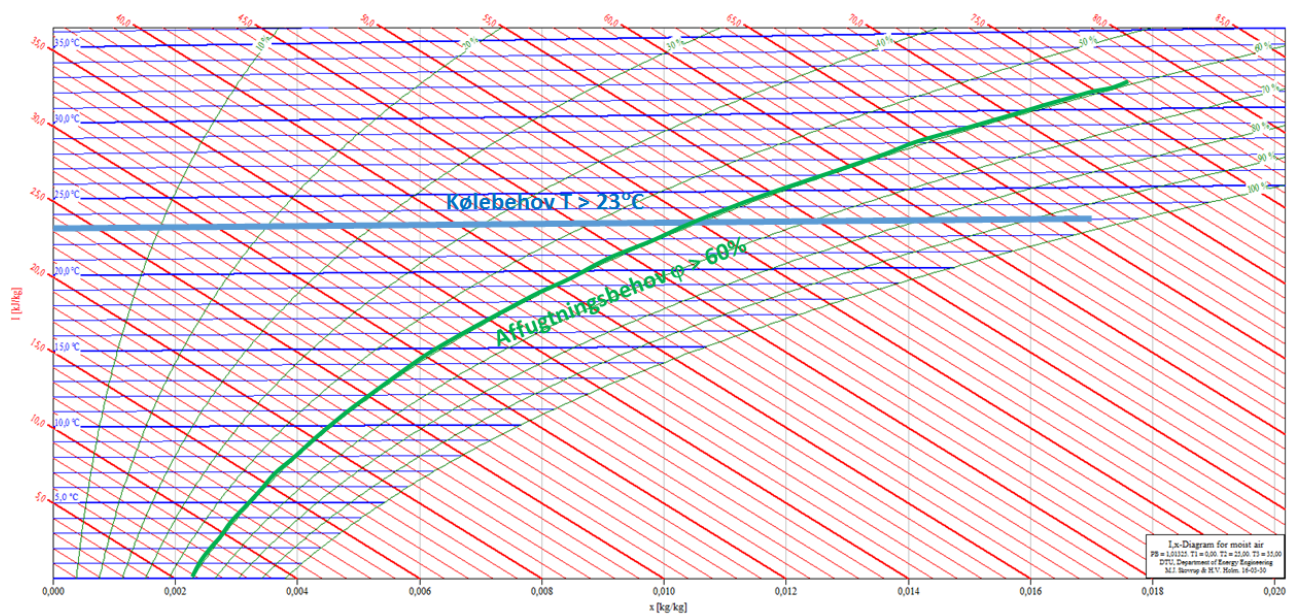
Benævnelse og symbol	Enhed	Beskrivelse
$C_{pv}$	J/(kg·°C)	Varmefylde konstant tryk proces
$C_v$	J/(kg·°C)	Varmefylde konstant volumen proces
COP	-	Effektfaktor for køleanlæg. Forhold mellem leveret køling og optagen effekt til kompressor og evt hjælpeudstyr Bemærk at der også introduceres ”marginal COP” som er forholdet mellem ”ekstra køleydelse” i forhold til ”ekstra effektforbrug” ud fra et givent udgangspunkt Bemærk yderligere at der indenfor køleteknik i dag ofte opereres med betegnelsen COP, når der er tale om varmepumper og EER (Energy Efficiency ratio), når der er tale om køleanlæg. Sluttelig opereres med en slags gennemsnits-COP for et typisk år, som SCOP og SEER (S: season). I dette kapitel benyttes blot betegnelsen COP
$h$	J/kg	Entalpi
$\dot{m}$	kg/s	Massestrøm
$q_v$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrøm
$P$	W, kW	Effekt, typisk el-effekt (Power)
$p$	Pa, bar	Tryk (absolut)
$\dot{Q}$	W, kW	Varmeforbrug eller køleforbrug
$s$	J/(kg·°C)	Entropi
SEL,SFP	J/m <sup>3</sup> ; W/(m <sup>3</sup> /s)	Specifikt effektforbrug af ventilator. Der er krav i bygningsreglementet for hvor stort dette må være. Når dette udregnes er det oftest ved 100 % kapacitet
$T$	K, °C	Temperatur
$u$	J/kg	Indre energi
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrøm
$\dot{W}$	W, kW	Effektforbrug af kompressor, ventilator, pumpe mv.
$\eta$	-	Virkningsgrad
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Densitet (luft typisk, 1,2 kg/m <sup>3</sup> )
$\varphi$	%	Relativ luftfugtighed
		<i>Brine/glykol</i> Frostsikret vand benyttet i kreds mellem kondensator og ”tørkøler”
		<i>Chiller</i> Køleanlæg der producerer koldt vand frem til diverse kølesteder
		<i>Kølebaffle</i> Loftsaggregat til lokal køling af luft. Benytter koldt vand fra Chiller og friskluft fra ventilationsanlæg.

## 10.4. Køling, indeklima og energiforbrug

### Køling og indeklima

Der køles hvis en ønsket temperatur ellers ville blive for høj. Hvis her er tale om personkomfort, så vil det typisk være at lufttemperaturen ville blive højere end ca. 23 °C.

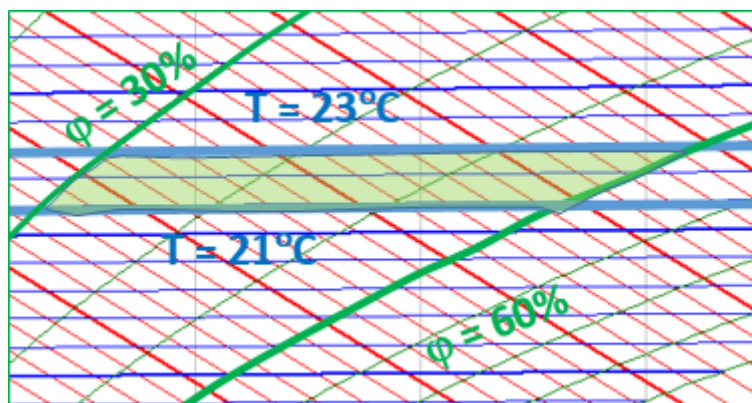
Et andet tema kan være at køling – hvis den flade der køler kører luften er under dugpunktet – kan reducere luftens fugtighed. Det kan være eksempelvis være ønskeligt, hvis luftens relativ fugtighed er over 60%.



Figur 10-1 I-x diagram for luft, 1 atm. Illustration af område for behov for køling og/eller affugtning

I figuren nedenfor er komfortområdet for det termiske indeklima antydet.

Det typiske komfortområde for temperatur er mellem 21 og 23 °C med en relativ fugtighed større end 30% og mindre end 60%. Bemærk dog at andre intervaller kan være gældende afhængige af specifikke forhold. Om sommeren accepteres typisk lidt højere temperaturer.



Figur 10-2 Indikation af komfortområde for det termiske indeklima

## Køling og energiforbrug

Nedenfor er kølemetoder nævnt i rækkefølge af ”energigodhed”.

- Energimæssigt er den eneste ”gratis-køling” at åbne vinduet.
- Det kan også opfattes som ”næsten gratis”, hvis udeluft temperaturen er passende lav sådan at der er køling i den nødvendige friskluft, som kommer via den mekaniske ventilation.
- Hvis udeluften er kold nok kan den ved lave luftmængder (mindre end 50%) øges. Ved allerede høje luftmængder kan det sjældent betale sig energimæssigt at øge luftmængden yderligere.
- I nogle tilfælde vil Nord-vendte lokale/bygningsdele være så kolde at der faktisk her er et opvarmningsbehov, medens der i de sydvendte er et kølebehov. Her det oplagt at overveje at sikre ”intern fri gennemstrømning” af luft mellem de to bygningsområder.
- Hvis friskluften i sig selv ikke har kølekapacitet nok, så køles luften via en koldtvandskreds. Dette involverer energiforbrug til pumper og ventilatorer.
  - Det kolde vand kan være tilvejebragt via såkaldt frikøling ved varmeveksling med koldt grundvand, søvand, udeluft etc.
  - Det kolde vand bliver tilvejebragt af et mekanisk køleanlæg. Her er det kompressorernes energiforbrug, der er det dominerende.

## 10.5. Hvornår er der behov for køling og hvor meget?

Hvis udetemperaturen er større end 23 °C vil der oplagt være behov for køling. Derudover vil diverse varmebelastninger fra mennesker, elektrisk udstyr, solindfald mv. bevirke at der vil være behov for køling ved lavere udeluft temperaturer.

Som udgangspunkt skal kølingen fjerne varmebelastningerne:

$$\dot{Q}_{køl,behov} = \dot{Q}_{personer} + \dot{Q}_{udstyr} + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{trans} + \dot{Q}_{luft}$$

Den sidste faktor er knyttet til udskiftningen af luften. Hvis udeluft temperaturen er lav vil denne faktor være negativ (reducere kølebehovet) og hvis udeluft temperaturen er høj vil den faktor være øge kølebehovet. Endvidere vil der kunne være noget ”kuldegenvinding” i hovedventilationssystemet, hvor den koldere indeluft ”forkøler” friskluften.

Transmissionsbidraget – fra ydre vægge – vil også kunne enten reducere eller øge kølebehovet.

## 10.6. Samspil med øvrige tekniske områder

Køleanlæggene er typisk koblet op på et centralt CTS anlæg. Herfra kan der oftest angives et sætpunkt på det kolde vand og hvilket ”mode” systemet skal køre i. Det er ønskeligt, at der vises diverse effektforbrug (energimålere) og eventuel en løbende beregning af COP.

CTS anlægget bør have den overordnede funktionalitet, der sikrer at samspillet mellem opvarmning (radiatorer), ventilation og køling er rationel. Hvis ventilationsluftmængden er relativ lav og udetemperaturen lav, så kan det i nogle tilfælde bedst betale sig at øge ventilationsluftmængden fremfor at benytte ”mekanisk køling”. Dette er separat behandlet i delafsnit 6. Derudover vil en ”nat-kølingsstrategi” oftest være implementeret i CTS. Den såkaldte ”EiSE” strategi, hvor der accepteres at der få steder er lidt for varmt er i givent tilfælde implementeret i CTS. EiSE vil tilpasse sætpunktet til den kolde fremløbstemperatur, så denne er så høj som mulig (bedre COP for køleanlægget). Derudover til EiSE optimere ventilationsmængden ved at sætte hovedkanaltrykket ”passende lavt”.

Det er også i CTS ser er kriterier for hvornår der kan benyttes frikøling, hvis dette er en mulighed. Dette vil eksempelvis kunne være tilfældet, hvis udetemperaturen er lavere end 10 °C.

Det er vigtigt at der er personale – interne og/eller eksterne – som har kendskab til anlæggets virkemåde, samt de driftsstrategier, der er lagt ind i systemet. Kendskabsgraden kan testes ved at gennemgå skærbillederne på CTS anlægget, samt diverse betjeningspaneler på de lokale anlægsdele.

Organisationsmæssigt hører køleanlæggene oftest under en ”teknisk afdeling” og der benyttes oftest eksterne servicefirmaer. Udover de lovpligtige eftersyn, så vil der det eksterne firma kunne rykke ud med kort varsel. I nogle tilfælde vil det eksterne firma fjernovervåge køleanlægget.

Det kan være relevant at få en ”energi-aftale” med kølefirmaet. Dette kan være at COP skal være over en vis størrelse. For at kunne beregne COP skal følgende målinger foreligge:

El-forbrug:

Kompressorer

Blæsere (tørkøler, der fjerner varmen fra kondensator)

Pumper (på koldt vandsside og på glykolside mellem kondensator og

tørkøler)

Flow:

Hovedmassestrøm på koldt vandsside

Temperaturer:

Frem og retur på koldt vand

Gerne også udetemperatur, fordampnings- og kondenseringstemperatur af kølemiddel (ikke direkte nødvendige for at beregne COP, men er relevante størrelser som baggrund for at vurdere COP)

## 10.7. Køling, køleanlæg og energi

Vi taler oftest om køling fra et mekanisk køleanlæg, der producerer koldt vand til køleflader. Derudover benyttes såkaldt "frikøling" hvor enten kold udeluft, grundvand, søvand eller havvand benyttes. I denne sammenhæng vil disse kilder via en varmeveksler køle det vand, som benyttes af de respektive køleflader.

En anden – evt. supplerende mulighed – er at befugte friskluften (hvis denne er tør) med vand på væskeform. Luften vil da falde i temperatur (begrænset af den "våde" temperatur). I nogle tilfælde vil man befugte udsugningsluften, sådan at den falder i temperatur før den varmeveksler med indsugningsluften (balanceret ventilation).

Elforbruget til køleudstyr (kompressor, blæsere og pumper) kan udregnes ud fra:

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_{køl}}{COP}$$

så lavt energiforbrug til køling handler om lavt kølebehov og høj COP (Coefficient of Performance).

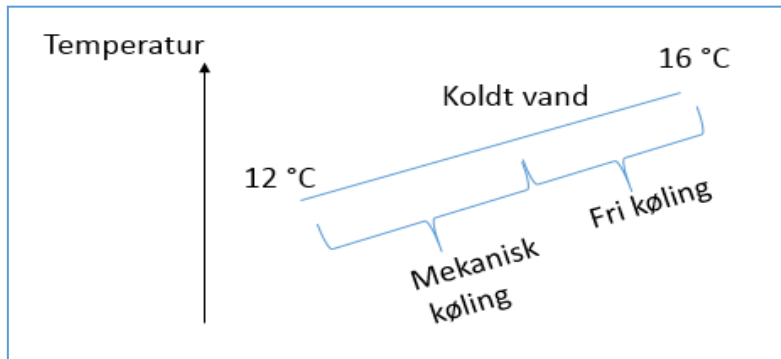
Ved brug af frikøling kan COP blive meget høj – typisk mellem 25 og 50. Man kan næsten synes at man "snyder" termodynamikken, men her skal man huske at man benytter en "kølekilde" som i sig selv er kold og man kun skal bruge energi på transport og varmeveksling. Se Appendix C for uddybning af data for et frikølingseksempel.

Ved brug af kompressionsanlæg er COP betydelig mindre – meget afhængig af udetemperaturen (hvor kondensatoren skal af med varmen) og koldt vandstemperaturen, hvorfra fordamperen optager varmen (kølebehovet). Jo lavere udeluft temperatur og jo højere koldt vandstemperatur jo højere COP. Derudover vil COP også påvirkes af virkningsgraderne for kompressorer, pumper og blæser og driftsstrategien. Bemærk at COP oftest kun henfører til kompressor anlægget, og man derefter skal evaluere energiforbrug til pumper og blæsere separat. Disse vil typisk være 5%-20% af kompressorens energiforbrug (her tænkes på blæserne knyttet til kondensatoren og ikke blæsere/ventilatorer til ventilation).

Bemærk at frikøling og kompressorkøling kan benyttes samtidigt – sådan at frikølingen køler vandet "det første stykke" og kompressor anlægget det "sidste stykke". Lad os antage at udeluften er 10 °C, og man i det givne tilfælde har at gøre med såkaldt 12/16 kølevand. Da kan udeluften køle retur vandet på 16 °C ned til eksempelvis 14 °C og kompressor anlægget (fordamperen) køler fra 14

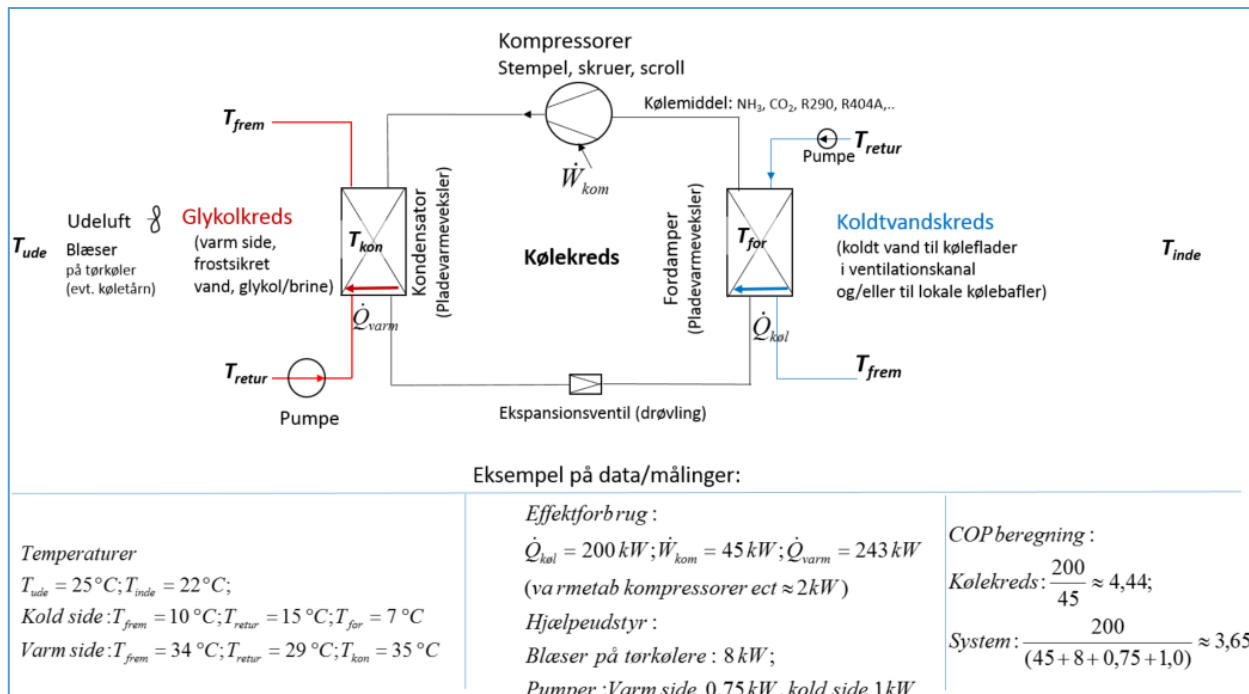


°C til 12 °C. I princippet kunne den kolde udeluft køle lidt længere ned, men varmevekslingen skal have en temperaturdifference at arbejde med.



Figur 10-3 Frikøling og mekanisk køling kan kombineres

På Figur 10-4 Layout af et typisk Chilleranlæg (koldt vands anlæg) – med eksempel på temperaturer og effektforbrug ses en skitse af et typisk ”Chilleranlæg” med benævnelse af de vigtigste temperaturer, som direkte eller indirekte påvirker COP. Situationen er fra en sommerdag, hvor det er kompressor anlægget, der dækker hele kølebehovet. Som det nok er læseren bekendt så anvendes oftest et såkaldt log p, h diagram til beskrivelse af den termodynamiske proces for det valgte kølemiddel. Til erindring er dette vist og kort gennemgået i Appendix A: Kredsproces i h, log(p) diagram.



Figur 10-4 Layout af et typisk Chilleranlæg (koldt vands anlæg) – med eksempel på temperaturer og effektforbrug

Ved brug af termodynamikkens lovmæssigheder kan den højeste COP udregnes, som vil opnås i den ideelle kredsproces – Carnot. Den faktiske COP vil være en del lavere. Man indfører da ”Carnot-virkningsgraden” som forholdet mellem faktisk COP og Carnot COP.

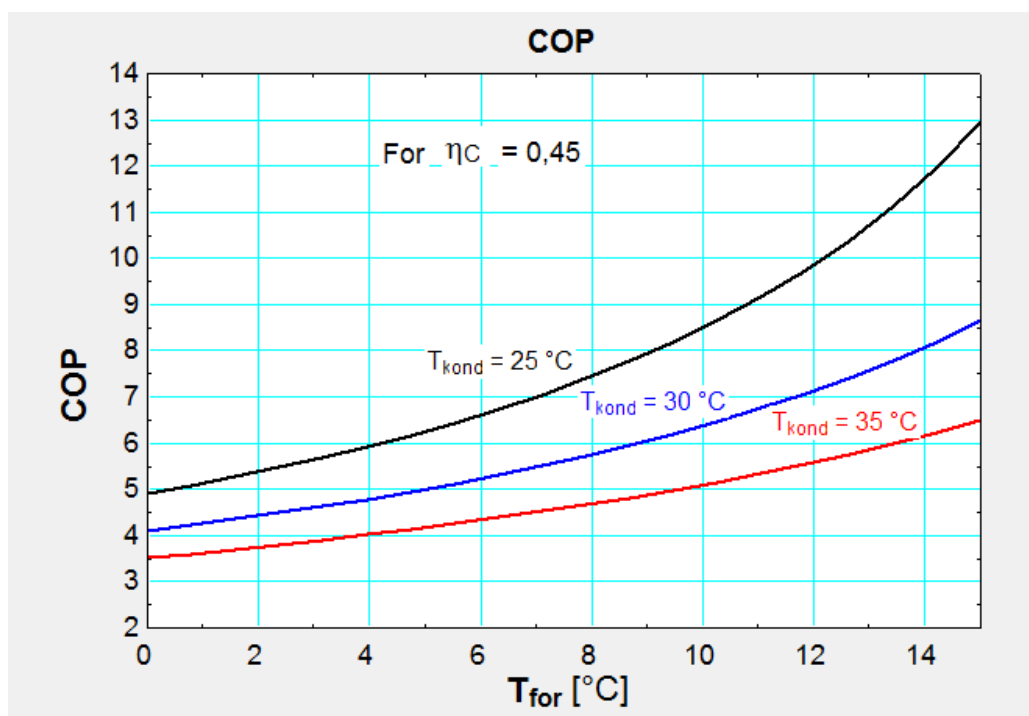
$$COP = \eta_c \cdot COP_c = \eta_c \cdot \frac{(T_{for} + 273,15)}{(T_{kon} - T_{for})};$$

Det ses at jo højere fordampningstemperatur og jo lavere

kondenserings temperatur jo højere COP. Den høje fordampningstemperatur kræver en høj koldtvandstemperatur og den lave kondenseringstemperatur fås ved en lav brine temperatur tilbage fra tørkøleren. Sidstnævnte følger udetemperaturen.

Effektive pladevarmevekslere (lave temperatur differencer) vil påvirke temperaturerne i gunstig retning.

Carnot virkningsgraden afhænger primært af kompressorens isentropvirkningsgrad. Som tommelfingerregel kan en Carnot virkningsgrad på ca. 0,45 forventes af dagens anlæg. Lidt højere hvis anlægget er ”fuldt energioptimeret” lidt lavere, hvis anlægget er af ældre dato.



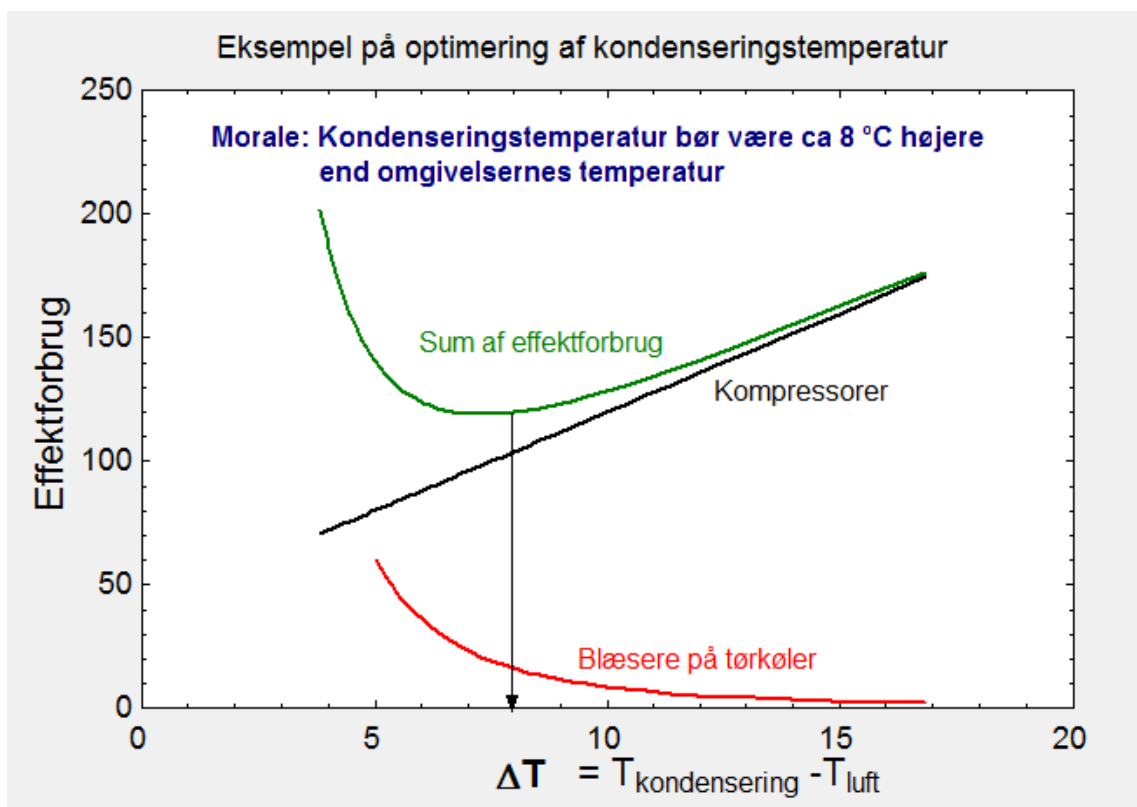
Figur 10-5 COP som funktion af fordampningstemperatur ved forskellige kondenseringstemperaturer

Ved de høje COP'er begynder energiforbrug til pumper og blæsere at betyde relativt meget, hvorfor der er grænser for hvor meget den samlede COP (inklusive energiforbrug til pumper og blæsere) kan komme op på.

COP's relative forbedring ved at sænke kondenseringstemperaturen 1 °C eller øge fordampningstemperaturen tilsvarende kan udregnes til at være størrelsesorden 5% pr grad. Moralen

er, at det er et meget betydende område at have fokus på, når energiforbruget at et køleanlæg evalueres.

På fordampersiden så gælder det om at benytte så høje temperaturer som muligt. På kondensatorsiden er der en optimering. Hvis man sænker kondenseringstemperaturen, så falder effektforbruget til kompressorerne, men man har samtidig øget effektforbruget til blæserne på den ”tørkøler”, der afgiver varmen fra kondensatoren til omgivelserne. Det viser sig, at det samlede set giver den mest energirigtige løsning at operere med en kondenseringstemperatur som er ca. 8 °C større end omgivelsernes temperatur. Altså, hvis omgivelserne er 12 °C bør kondenseringstemperaturen være ca. 20 °C.



Figur 10-6 Den energioptimale kondenseringstemperatur er ca. 6 °C højere end omgivelsernes temperatur.

Hvis der er tale om brug af køletårn, så skal kondenseringstemperaturen være ca. 8 °C højere end luftens våde temperatur.

Se eventuelt (Jakobsen, 2003) som er et EFP-finansieret projekt, hvor Energioptimal Styring og Regulering af Køleanlæg blev adresseret.

Når delast opnås ved reduktion af omdrejningstal (VLT) og det er nyere kompressorer, så vil COP stige, da de mekaniske tab reduceres relativt mere end kapacitets reduktionen. Det er lidt i modsætning til ”gamle dage”, hvor 100% kapacitet som oftest også gav højest virkningsgrad (COP).

Det sidste begreb som bør introduceres er SEER (Seasonal Energi Efficiency Ratio), som er en beregnet års gennemsnits COP. Her vil driftsprofilen (fuld last / del last etc.) for et år være afspejlet.

## Procesintuition

Bestræbelserne i dette afsnit er at give en slags ”fornemmelse” for de indgående Bestræbelserne i dette afsnit er at give en slags ”fornemmelse” for de indgående energiforbrugende komponenter og deres ”rolle” i forhold til at sikre den rette – kølige – indetemperatur.

Lad os antage at lufttemperaturen i et rum er på 23,5 °C, så vil den lokale regulator ”bede om mere” koldt vand. Det kan være at der enten pumpes mere koldt vand frem til det centrale ventilationssystem eller at den lokale kølebaffel modtager mere koldt vand (evt. via at en trevejsventil åbner mere for flow til baffel fremfor til bypass). Resultatet er, at der kommer mere ”varmt” vand retur til køleanlægget og kompressorerne skal øge kapaciteten for at fastholde den ønskede koldt vandstemperatur (frem-temperatur).

Hvis der leveres maksimal vandmængde frem til kølestederne og der stadig ikke er koldt nok, så må sætpunktet til den kolde fremløbstemperatur sættes ned (man kan sige at reguleringen har mistet ”autoriteten” idet fuldt åben ventil ikke leverer køling nok). Resultatet vil være at kompressorerne skal arbejde lidt hårdere dels fordi der skal ydes mere køling, men også fordi fordampningstemperaturen bliver lavere (lidt mindre COP).

Koldt-vands-pumpen er oftest reguleret efter en trykkurve. Denne vil indirekte påvirke flowmængden og dernæst afkølingen af vandet gennem fordamperen. Mere vand betyder mindre afkøling højere energiforbrug til pumperne. En god balance mellem energiforbrug til pumper og god udnyttelse af fordamper er at have en afkøling af vandet på mellem 4 til 6 °C.

På køleanlægssiden bliver fordampningstemperaturen passende lav til at opnå den ønskede koldvands temperatur. Der vil oftest være en overvågning på at denne ikke bliver mindre en nul grader, da vandkredsen oftest ikke er frostsikret. Men et almindeligt fungerende anlæg bør heller ikke operere med lavere fordampningstemperatur end ca. 8 °C – men i princippet så høj som mulig. Selve køleanlægget vil sikre en passende lav kondenseringstemperatur ved at regulere pumper og blæsere ”på den varme side”. Som beskrevet tidligere så bør kondenseringstemperaturen ikke være meget højere end godt 8 °C i forhold til omgivelsernes temperatur. Køleanlægget kan have en minimal kondenseringstemperatur (tryk) som skal overholdes for at ekspansionsventilerne til fordamperen fungerer. Denne minimumsværdi er ofte konservativt sat og kan/bør udfordres.

## 10.8. Energiforbrug til ventilationskøling vs mekanisk lokal køling

I nogle tilfælde benyttes ekstra friskluft som kølekilde (hvis udetemperaturen er under rumtemperaturen) og i andre tilfælde benyttes (også) lokale kølebafler (se appendix C for beskrivelse af virkemåde).

Udover at de lokale kølebafler har deres klare fordel ved høje omgiversers temperaturer, så kan der evt. spares energi i forhold til mer-ventilatoreffektforbruger ved at skulle øge ventilationsmængden for at kunne tilvejebringe kølemængden i luften.

Vi forestiller os således en situation, hvor der er brug for mere køling ( $\Delta\dot{Q}$ ), og spørgsmålet er om ”ekstra” energiforbruget ( $\Delta\dot{W}$ ) er mindst ved (øget) brug af mekanisk køling eller ved at øge ventilationsluftmængden (kan selvfølgelig også være en kombination af begge muligheder).

En måde at anskue det på er at indføre ”marginal COP” for de to tilfælde:  $COP_{mar} = \frac{\Delta\dot{Q}}{\Delta\dot{W}}$  eller differentielt i et givent driftspunkt:  $COP_{mar} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{W}}$

Grunden til at vi indfører marginal COP og ikke blot (gennemsnits)COP ( $COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}}$ ) er at anvendelse af disse vil give et for optimistisk billede, da COP falder med stigende kapacitet. Man kan sige at kølingen via basis-luftmængden opnås ”gratis”, da denne skal være over et vist niveau for at sikre det atmosfæriske indeklima. Men øges luftmængden derudover og der er et alternativ i form af mekanisk køling, så vil det ofte vise sig at være ”for dyrt” at øge luftmængden.

Det viser sig, at man med de lovmæssigheder der er for sammenhæng mellem luftmængde og luftens ”køleindhold” kan udledes en gennemsnits- og marginal COP for ventilations køling. Se Appendix B for en formeludledning. Hovedresultaterne er som følger.

Gennemsnits COP: ( $f$  er den relative luftmængde i forhold til max og  $\Delta T$  er temperaturforskellen mellem ”rum-luften” og indblæsningen fra ventilationen (primærluft)).

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T}{\left(\frac{SEL_{100\%}}{\dot{V}_{100\%}^2} \cdot \dot{V}^3\right)} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{SEL_{100\%} \cdot f^2}$$

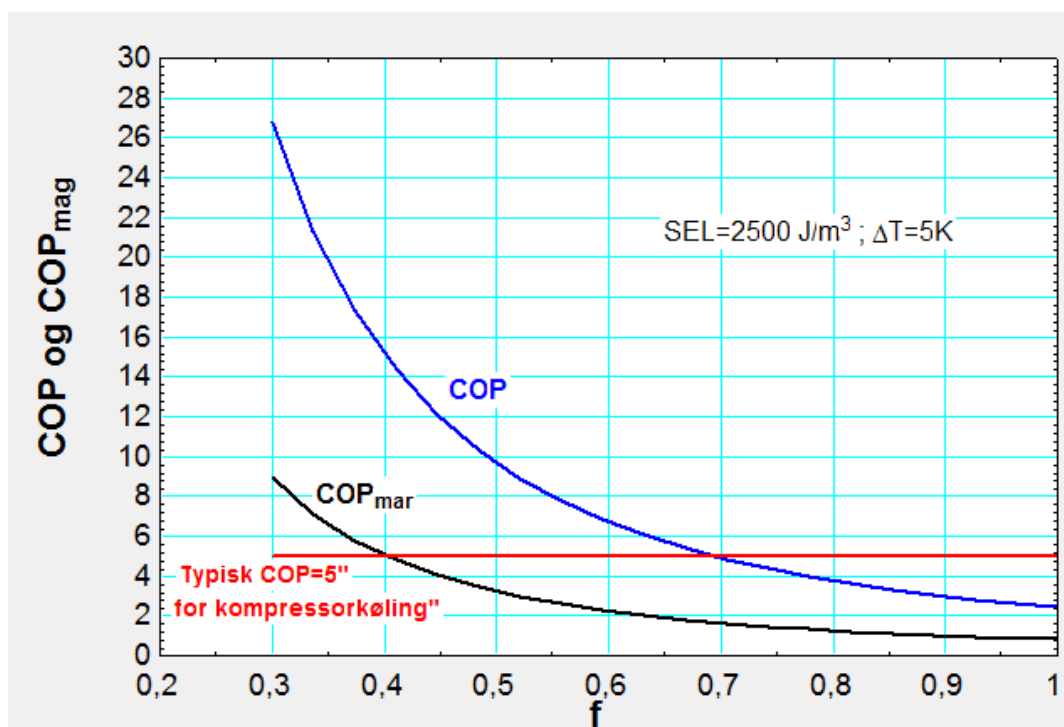
Marginal COP:

$$COP_{mar} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{W}} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{3 \cdot SEL_{100\%} \cdot f^2}^1$$

Det bemærkes at marginal COP er en faktor 3 mindre end gennemsnits-COP. Dette er en konsekvens af at effektforbruget til ventilatoren stiger med kuldeydelsen i 3<sup>ie</sup> potens.

<sup>1</sup> Hvis der indføres en minimums SEL-værdi for at medtage ”tomgangs-effekter” vil sammenhængen  $SEL = SEL_{min} + f^2 \cdot (SEL_{100\%} - SEL_{min})$  lede til følgende udtryk for den marginale COP:

$$COP_{mar} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{SEL_{min} + 3 \cdot f^2 \cdot (SEL_{100\%} - SEL_{min})}$$



Figur 10-7 :COP og COP<sub>mar</sub> som fkt af relativ luftmængde

Ventilatorer opererer typisk fra 50% til 100%. Et eksempel på forløb er vist i figuren ovenfor. Det der er tydeligt er at COP i bedste fald er gunstig ved de lave luftmængder. Bemærk at, det er den marginale COP, som skal sammenlignes med COP for ”kompressorkøling”. I eksemplet skal luftmængden være under 40% før ventilationskøling energimæssigt kan betale sig i forhold til kompressorkøling.

Ovenstående illustrerer principper og størrelsesorden. I et konkret tilfælde skal der tages højde for aktuelle forhold. Men den overordnede konklusion er at køling via øget friskluft kræver lille SEL-værdi, relativ lille luftmængde og stor temperaturdifference (lav indblæsningstemperatur) for at kunne være den mest energivenlige teknik.

Når der sammenlignes med mekanisk køling skal man også her operere med marginal COP for at opnå en fair sammenligning. Men COP for et køleanlæg er ikke så følsom overfor øget kapacitet, som tilfældet er ved brug af øget ventilationsluftmængde. Dog kan øget kapacitet i nogle tilfælde betyde lavere fordampningstemperatur og dermed lidt lavere COP.

COP for mekanisk køling vil i udgangspunktet være større end 5,0, så man kan som første tommefingerregel beregne den marginale COP for ventilationskøling og sammenligne med dette niveau. Det er selvfølgelig mere korrekt, hvis man har data for den aktuelle situation. Men følgende første ”regel” kan benyttes:

Øget brug af ventilation til køling med friskluft er energimæssigt forsvarligt, hvis

$$COP_{mar} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{3 \cdot SEL_{100\%} \cdot f^2} > 5$$

Et tal eksempel:

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3; c_p = 1006 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)}$$

$$\Delta T = 5 \text{ °C}; SEL_{100\%} = 2000 \text{ J/m}^3; f = 0,8$$

$$\Rightarrow COP_{mar} = \frac{1,2 \cdot 1006 \cdot 5}{3 \cdot 2000 \cdot 0,8^2} = 1,57 < 5$$

I dette tilfælde, vil det således **ikke** være en energimæssig fordel at øge friskluftmængden, men bedre at benytte øget brug af mekanisk køling. Den generelle konklusion (tendens) er at ventilationskøling kan betale sig ved lave luftmængder og lav indblæsningstemperatur. Den lave indblæsningstemperatur kan dog give træk, så i nogle tilfælde vil det være en praktisk løsning at benytte lidt varmere og øget luftmængde – selvom det energimæssigt ikke er det bedste.

## 10.9. Energi nøgletal

COP er et vigtigt nøgletal at registrere. Det kræver effektmålere på kompressorer, pumper og blæsere, samt energimåler på det kolde vand.

Derudover kan det være relevant at opgøre kølebehov og energi til drift af køleanlæg pr. person og/eller pr. m<sup>2</sup>. Disse tal kan eventuelt bruges i en Benchmarking i forhold til bygninger med lignende anvendelse. Disse tal ses nogle gange angivet som kWh/(år·person), kWh/(år·m<sup>2</sup>) eller W/(person), W/(m<sup>2</sup>) i sidstnævnte tilfælde skal man være opmærksom på om det er gennemsnit over et år, i kølesæsonen mv.

I en løbende registrering vil det være naturligt at se energiforbruget som en funktion af en gennemsnits udetemperatur i given periode. Der tales om bekendt om ”graddage” i forbindelse med opvarmning, det kan også være relevant i forhold til køling. Hvis dette gøres (eventuelt også med medtagelse af solskinstimer mv.) kan der beregnes et ”korrigeret energibudget”, hvor målt afvigelse i forhold til dette kan være tegn på fejl i anlæg mv.

Et typisk tal for energiforbruget (el-forbruget) til køling i nyere kontorbygninger er  $\approx 30$  kWh/(år·m<sup>2</sup>)

Dette tal kan måske være svært at forholde sig til, men antag at en person ca. ”fylder” 10 m<sup>2</sup> og en kWh koster ca. 2 kr. så vil udgiften pr år pr person til køling være ca. 600 kr.

## 10.10. Opsummering faktorer til lavt energiforbrug til køling

- Reducer kølebehovet mest muligt – åben vinduer, skab passage mellem evt. koldere (nordvendte) og varmere (syd-vest vendte) bygningsområder. Let påklædning.
- Høj COP
  - Vælg anlæg som har effektive kompressorer – også ved delast (leverandører oplyser typisk ikke isentrop virkningsgrader for kompressorer ect..men COP ved given kuldeydelse, kondenserings- og fordampningstemperaturer)
  - Høj fordampningstemperatur
    - Høj vand frem-temperatur
    - Effektiv fordamper/pladeveksler – fordampningstemperaturen bør være 3-5 K lavere end vandtemperaturen frem til luftkølerne
  - Lav kondenseringstemperatur
    - Lav brine-retur temperatur fra tørkølere til kondensator
    - Effektiv tørkøler (kondenseringstemperatur bør være ca. 8 K højere end udeluft temperatur. Dette giver tæt på minimum effektforbrug af kompressor+blæsere og pumper betjenende tørkøleren på den varme side)
  - Driftsstrategi
    - Brug mest muligt frikøling hvis denne mulighed er tilstede. Ellers overvej ny-etablering. I ”overgangssæsoner” kan frikøling og mekanisk køling kombineres.
    - Overvej natkøling – dvs. lagring af ”kold temperatur” i bygningsmassen. Om natten vil udeluft temperaturen være lavere (end om dagen) med højere COP til følge. Derudover kan der være en yderlig økonomisk gevinst, hvis el-tariffen er lavere om natten
    - Benyt evt en EiSE strategi, hvor det accepteres at det nogle få steder er lidt for varmt i forhold til lokalt sætpunkt (dvs operer med så høj koldt-vands temperatur som muligt)
    - Lad luftens temperatur i bygningen stige lidt i løbet af dagen. Eksempelvis fra 22 °C til 26 °C om sommeren. Her skal man selvfølgelig være opmærksom på eventuelle (berettigede) klager.



## 10.11. Opgaver

- a) Forklar betydningen af COP og SEL herunder enheder og typiske værdier
- b) Hvad betyder frikøling
- c) Hvis der på en sommerdag på 25 °C skal produceres koldt vand på 12 °C, hvilke ca. fordampnings- og kondenseringstemperatur vil være fornuftige?
- d) Hvilke energiforbrugende komponenter er der i køleanlægget

## 10.12. Litteratur

Bøger og rapporter:

- 1) Nielsen, Eigil, 2006, forlag Teknidata. *Noget om køleteknik*, 4. udgave, bind 1 og bind 2, ,
- 2) Gundtoft, Søren, 1998, Nyt Teknisk Forlag, *Køleteknik*, 2. udgave
- 3) Granryd, Eric, 2009, Royal Institute of Technology, KTH, *Refrigerating engineering*
- 4) Jakobsen, Arne, 2003, EFP 1273/00-023, Projekt rapport: ”Energioptimal styring og regulering af køleanlæg”

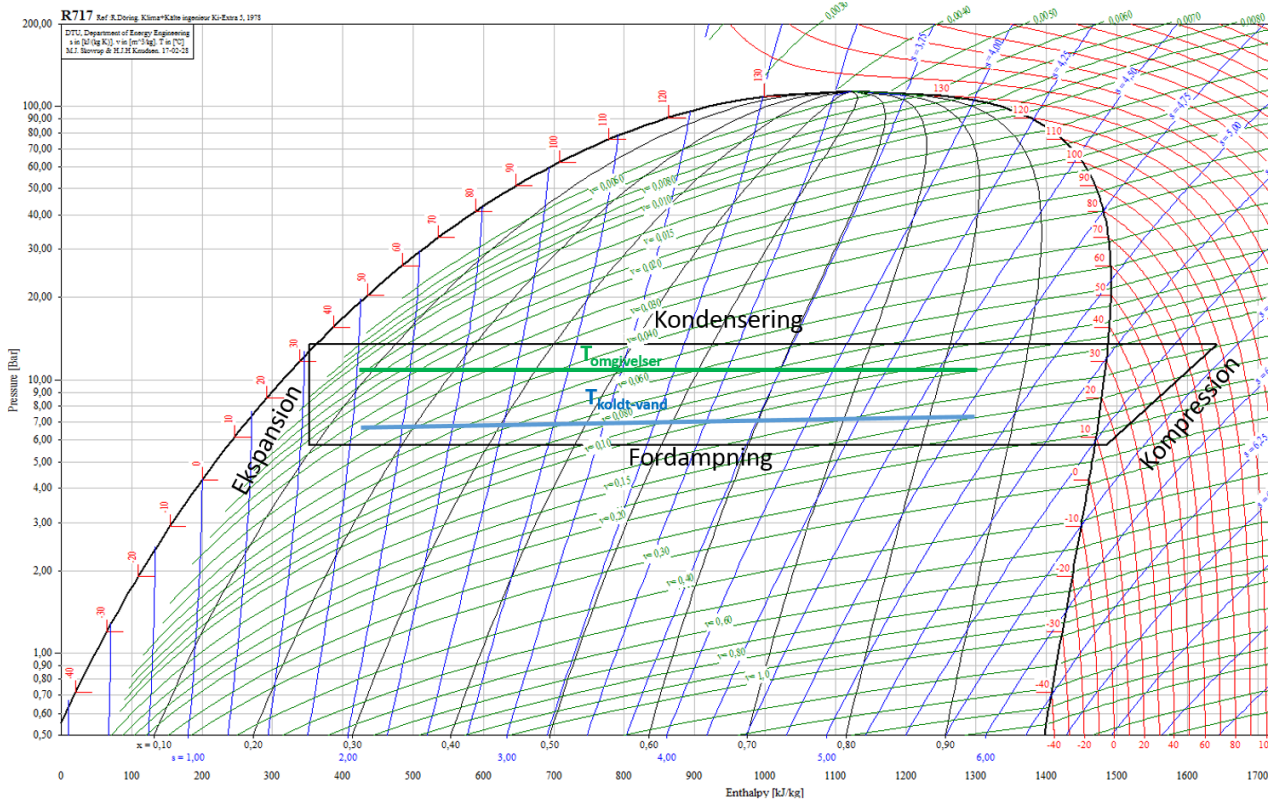
Den først nævnte bog er forholdsvis praktisk i sin tilgang, medens den sidste har stor dybde på principper, teori og beregninger. Bog 2 er forholdsvis balanceret mellem anvendt køleteknik og den termodynamiske beskrivelse. Bog 3 er grund-termodynamisk i sit udgangspunkt og har fokus på teori og principper.

Links:

- a) CoolPack: <http://www.ipu.dk/Indhold/koele-og-energiteknik/CoolPack.aspx>  
(Kølemiddeldiagrammer og kredsprocesberegninger)
- b) SecCool: <http://www.ipu.dk/Indhold/koele-og-energiteknik/Seccool.aspx>  
(Beregninger på og data for vand, briner, glycol)
- c) <http://learning.danfoss.com/English/Site+Tour/Collect/>  
Læring om køleteknik og (Danfoss) komponenter

Hvis du selv vil opstille ligninger og regne på kredsprocesser, så anbefales brug af EES (Engineering Equation Solver), fChart (bruges bl. a. i kurser på Maskinmesterskolen København og på DTU)

## 10.13. Appendix A: Kredsproces i h, log(p) diagram



Ovenstående diagram er for kølemidlet (R717, NH<sub>3</sub>). "Den vandrette akse er entalpi (h, energiindhold) og den lodrette akse er trykket (p) vist i logaritmisk skala.

I det vidste eksempel er fordampningstemperaturen 8 °C, koldvands temperaturen er går fra 12 °C til 8 °C, kondenseringstemperatur på 35 °C og endelig er en omgivelser temperatur på 25 °C indtegnet.

Den optagne køleydelse foregår under fordampningen. Effektoptaget sker under kompression og den samlede optagne energi afgives fra kondensatoren til omgivelserne.

## 10.14. Appendix B: Udledning af gennemsnits og marginal COP for Ventilationskøling

I dette appendix udledes COP ( $COP = \frac{\dot{Q}_{køli\ luft}}{\dot{W}_{ventilator}}$ ) og marginal COP ( $COP_{mar} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{W}} \approx \frac{\Delta\dot{Q}}{\Delta\dot{W}}$ ) for Ventilationskøling.

$$\dot{Q} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T: \text{køling i indblæsningsluften}$$

$$\dot{W} = f^3 \cdot \dot{W}_{100\%}; \text{Effektforbrug ventilator}; f = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{100\%}} \text{ relativ ventilator kapacitet}$$

Vi kender som udgangspunkt SEL-værdien ved 100 % ventilator kapacitet. Vi får:

$$\dot{W}_{100\%} = SEL_{100\%} \cdot \dot{V}_{100\%}$$

$$\text{Vi får da: } \dot{W} = \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{100\%}}\right)^3 \cdot SEL_{100\%} \cdot \dot{V}_{100\%} = \frac{SEL_{100\%}}{\dot{V}_{100\%}^2} \cdot \dot{V}^3 = SEL_{100\%} \cdot \dot{V}_{100\%} \cdot f^3$$

Gennemsnits-COP bliver:

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T}{\left(\frac{SEL_{100\%}}{\dot{V}_{100\%}^2} \cdot \dot{V}^3\right)} = \frac{\dot{V}_{100\%}^2 \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{SEL_{100\%} \cdot \dot{V}^2} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{SEL_{100\%} \cdot f^2}$$

Marginal COP bliver:

$COP_{mar} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{W}}$  Her kan vi finde udtryk for køleydelsen  $\dot{Q}$  som funktion af  $\dot{W}$  eller benytte kædereglen ved differentiation.

$$COP_{mar} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{W}} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{V}} \cdot \frac{d\dot{V}}{df} \cdot \frac{df}{d\dot{W}} = \frac{\frac{d\dot{Q}}{d\dot{V}} \cdot \frac{d\dot{V}}{df}}{\frac{d\dot{W}}{df}}$$

Ved indsættelse af de tre differentier fås:

$$COP_{mar} = \frac{(\rho \cdot c_p \cdot \Delta T) \cdot \dot{V}_{100\%}}{3 \cdot SEL_{100\%} \cdot \dot{V}_{100\%} \cdot f^2} = \frac{(\rho \cdot c_p \cdot \Delta T)}{3 \cdot SEL_{100\%} \cdot f^2}$$

Hvis der indføres en minimums SEL-værdi for at medtage ”tomgangs-effekter” vil sammenhængen  $SEL = SEL_{min} + f^2 \cdot (SEL_{100\%} - SEL_{min})$  lede til følgende udtryk for den marginale COP:

$$COP_{mar} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{SEL_{min} + 3 \cdot f^2 \cdot (SEL_{100\%} - SEL_{min})}$$

og

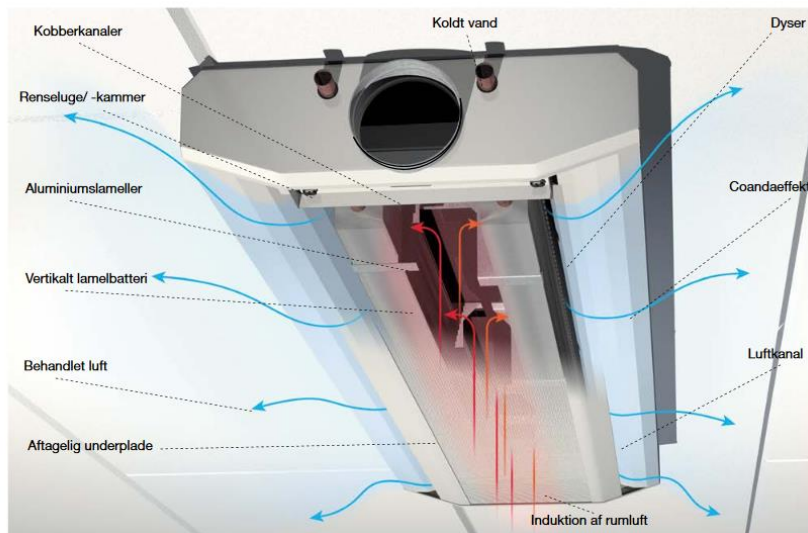
$$COP = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{SEL_{min} + f^2 \cdot (SEL_{100\%} - SEL_{min})}$$

## 10.15. Appendix C: Virkemåde kølebaffel

Kølebafler er placeret lokalt ude i ”zonerne”. Ventilationsluften opblandes med rumluften og passerer en ”koldvands varmeveksler” og falder dermed i temperatur. Skitsen nedenfor er fra LinDab’s hjemmeside:

Kølebaffel

Professor



Der er følgende ledsagende beskrivelse:

### Funktion

#### Kraftfuld funktion i lille format

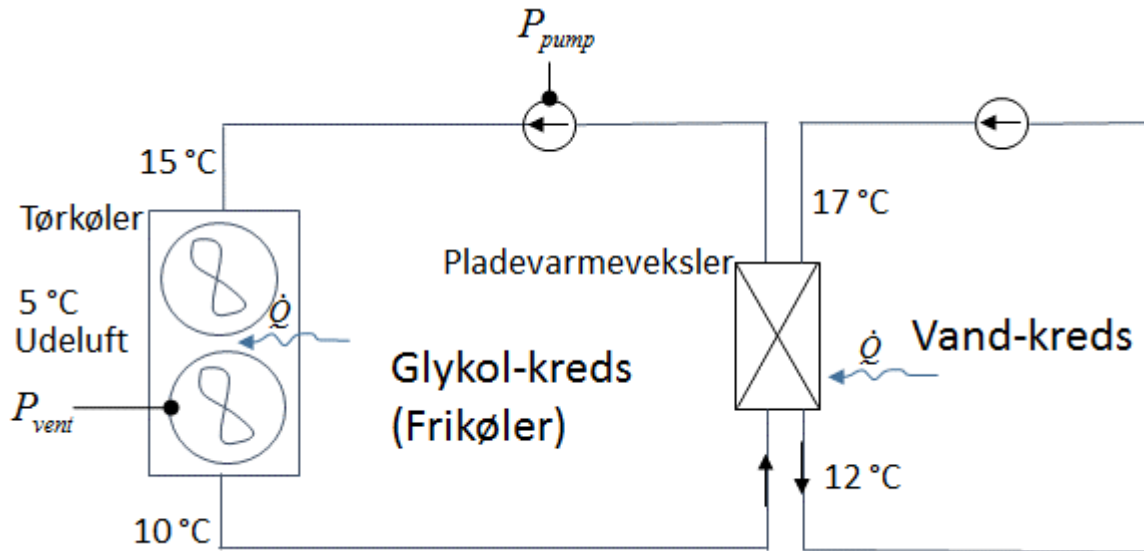
Lindabs kølebaffel, Professor, bygger på induktionsprincippet. Ved at ventilationsluft med et vist dynamisk tryk indblæses gennem specialformede dyser i en zone, skabes et lavt statisk tryk. Dette lave tryk bevirker, at varm rumluft suges mod ventilationsluften gennem batteriet. Den varme rumluftsmængde er 4 til 5 gange så stor som ventilationsluften. Luften køles, når den passerer igennem lamelbatteriet som består af aluminiumsribber med kobberretet og videre til en central kølemaskine (se billede 1). Konstruktionen muliggør en høj køleydelse trods produktets lave byggehøjde. Dyserne, som indblæser ventilationsluften, er konstrueret således, at coandaeffekten, dvs. luftens vedhæftning, allerede sker i dysen, og luften følger derefter kanalsiden ud mod loftet, hvor baffelens ledeplader er udformet således, at coandaeffekten også bevares under rummets loft.

**Note1:** Bemærk at det kun er rumluften som passerer kølefladen. Efter denne er ”sugget” op gennem kølefladen blandes den afkølede rumluft med den primære ventilations friskluft.

**Note2:** Der opereres også med såkaldte passive kølebafler, der ikke har nogen (primær) ventilationsluft, men kun benytter rumluften. Endvidere bør ”kølelofter” nævnes som udnytter hele loftsfladen til ”stille” indblæsning af kold luft

## 10.16. Appendix D: Eksempel på frikøler

Ved frikøling benyttes typisk kold udeluft til at frembringe det kolde vand som distribueres ud på kølestederne (lokalt i zonerne og/eller i det centrale ventilationsanlæg). Eksemplet nedenfor er baseret på data som ttCoil venligt har stillet til rådighed.

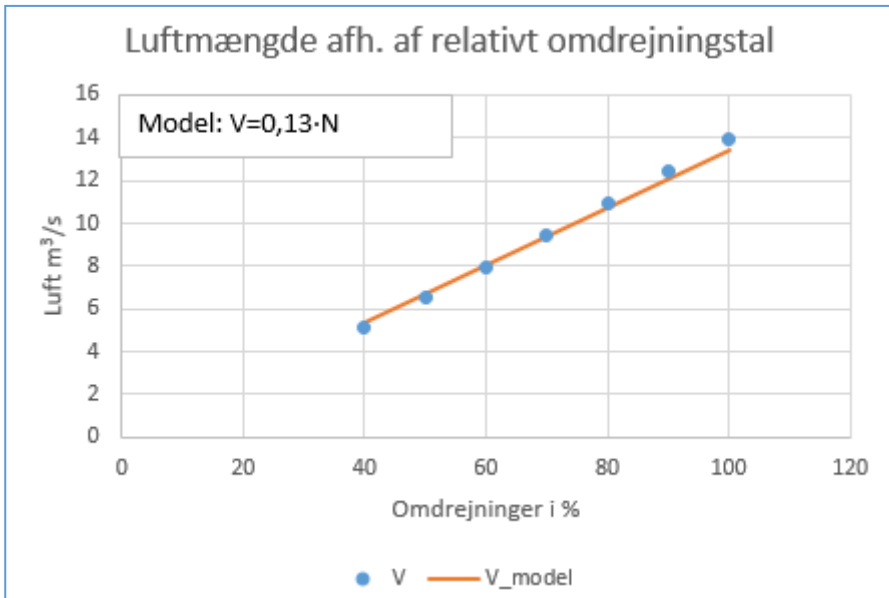


Flg data findes, hvor omdrejningstal for pumper og blæsere er varieret fra 100% til 40%. Pumperne reguleres proportionalt med ventilatorernes omdrejningstal.

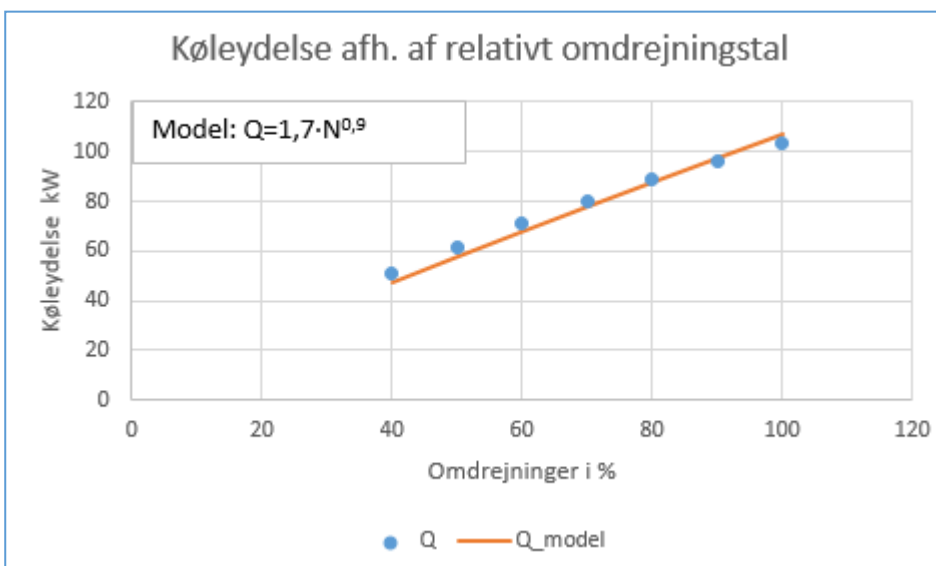
N – rpm vent	N %	$\dot{V}_{luft}$ (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>luft_ud</sub> (°C)	P <sub>tot</sub> = P <sub>pump_glykol</sub> +P <sub>vent</sub>	$\dot{Q}$ (kW)	COP = $\frac{\dot{Q}}{P_{tot}}$
750	100	13,92	10,7	3,588	103,2	28,8
675	90	12,41	10,9	2,616	96,1	36,7
600	80	10,91	11,2	1,860	88,6	47,6
525	70	9,42	11,5	1,272	80,3	63,1
450	60	7,95	11,9	0,852	71,4	83,8
275	50	6,51	12,3	0,552	61,7	111,8
300	40	5,09	12,7	0,336	50,9	151,5

Det ses at COP er markant højere end det der opnås ved kompressor-køling.

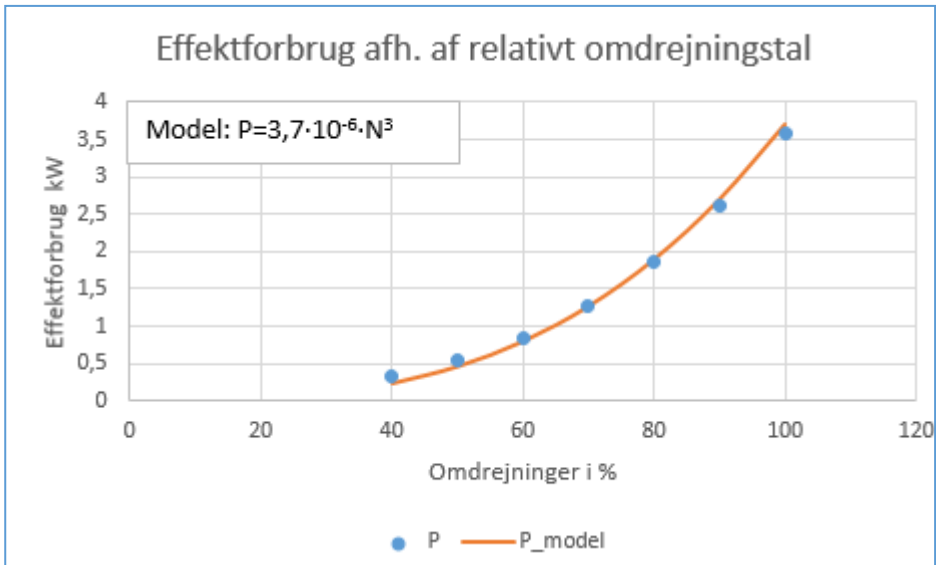
På næste side er plot for diverse størrelser's afhængighed af relativt omdrejningstal vist. Den "umiddelbare model-lov" er ligeledes vist.



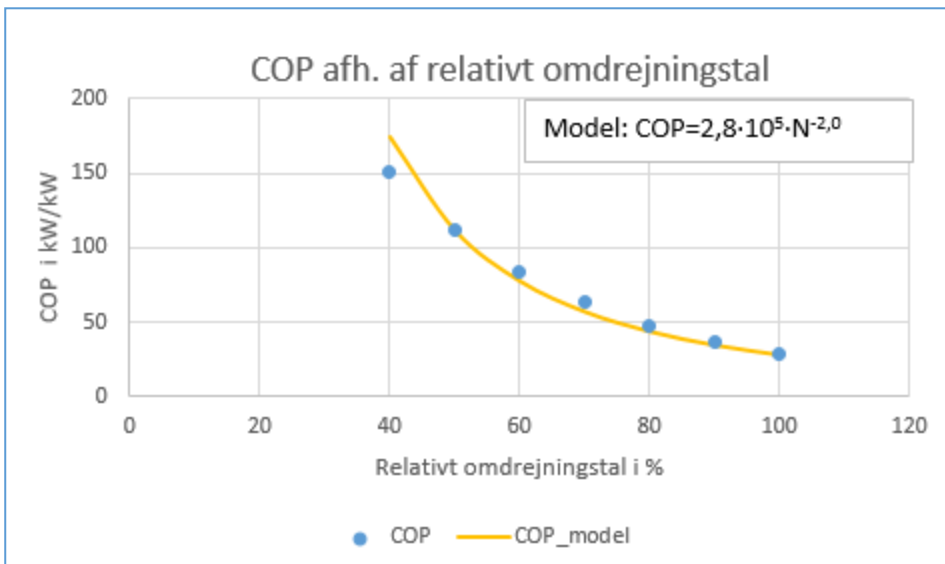
Af ovenstående figur ses at luftmængden er proportional med omdrejningstallet



Af ovenstående figur ses at køleydelsen stiger med omdrejningstallet. Det kan diskuteres, hvilken modellov der skal anvendes idet der er forskellige fænomener der spiller ind. Men afhængigheden er lidt "svagere" end rent lineær. Der kan argumenteres for at anvende 0,9 som potens-afhængighed (både varmeovergangstal og temperaturdifferencer er svagt stigende med stigende omdrejningstal).



Som bekendt stiger effektforbruget til pumper og blæsere med omdrejningstallet i tredje potens. Denne model passer også rigtig fint med de foreliggende data.



COP stiger med faldende omdrejningstal da effektforbruget ”falder hurtigere” med reduceret omdrejningstal end kuldeydelsen. Det ses at COP kan blive særdeles høj ved lave omdrejningstal (lave ydelser) og i praksis vil en rimeligt fungerende frikøler altid have markant bedre COP end COP for tilsvarende kompressorkøling.