

Tilleggskapittel til
Termodynamikk – kort og godt

Fuktig luft og luftkondisjonering

NORBERT LÜMMEN

Dette dokumentet er et ekstrakapittel til boken *Termodynamikk – kort og godt*. Fuktig luft og luftkondisjonering er et viktig anvendelsesområde av termodynamikken. På grunn av begrensninger i sidetall for boken var det ikke plass til dette kapitlet i papirutgaven. For å avrunde innholdet i boken valgte vi derfor å legge dette kapitlet ut på Universitetsforlagets websider. Der finner du også et dokument med tabellene som kan brukes til å regne gjennom eksemplene i både boken og dette kapitlet.

Innhold

13 Fuktig luft og luftkondisjonering	1
13.1 Fuktig luft som blanding av ideelle gasser	1
13.2 Duggpunktstemperaturen	4
13.3 Tørrkule- og våtkuletemperaturen	6
13.4 Psykrometriske diagrammer	7
13.4.1 Mollier-diagram	8
13.4.2 ASHRAE-diagram	9
13.5 Ventilasjons- og luftkondisjoneringsprosesser	11
13.5.1 Enkel oppvarming og kjøling	12
13.5.2 Oppvarming med befuktning	13
13.5.3 Kjøling med avfuktning	14
13.5.4 Fordampningskjøling	14
13.5.5 Adiabatisk blanding	19
Litteratur	21
Register	22

13

Fuktig luft og luftkondisjonering

Luften vi puster er en blanding av ulike gasser (hovedsakelig nitrogen og oksygen), som inneholder blant annet vanndamp. Denne andelen påvirker oss mennesker ganske betydelig gjennom det vi kaller for luftfuktighet. Både når luften inneholder lite eller mye vanndamp, kan det oppleves som ubehagelig. En viktig oppgave ved drift av et klimaanlegg i et bygg er å kontrollere luftfuktigheten.

Hvis vi til nå har brukt luft som arbeidsfluid i ulike innretninger og prosesser, så har vi behandlet det som *tørr luft*, dvs. luft helt uten H₂O-innhold. For riktig modellering av energibehov for luftkondisjoneringsprosesser i ventilasjonsanlegg og beregning av luftens egenskaper er det viktig å ikke neglisjere vanndampandelen i luften. Derfor skal vi nå innføre noen nye begreper og definisjoner først, før vi går gjennom de grunnleggende luftkondisjoneringsprosessene som oppvarming av luft med befuktning eller kjøling med avfuktning.

13.1 Fuktig luft som blanding av ideelle gasser

Atmosfærisk luft, som inneholder vann i dampfase, kalles for *fuktig luft* (engelsk *moist air* eller *humid air*). De fleste luftkondisjoneringsprosessene foregår ved atmosfærisk trykk, som på havnivået sjeldent varierer mer enn 5 kPa rundt standard-atmosfæretrykket på ca. 101 kPa. Temperaturene ligger i de fleste tilfeller mellom -10 til 50 °C. I dette trykk- og temperaturområdet har vi behandlet tørr luft som ideell gass. Det har vi ikke gjort med vanndamp. Vanndamp i tekniske prosesser, spesielt i dampkraftanlegg, kan ikke behandles som en ideell gass, fordi ingen av kriteriene for å kunne behandle vanndamp som ideell gass er oppfylt i de relevante tilstandene og delprosessene. I atmosfærisk luft derimot er vanndampen kun en liten del av gassblandingen.

For at vann skal kunne foreligge som gass må det være ved et trykk lavere enn metningstrykket ved gjeldende temperatur. Ved 50 °C er

vannets metningstrykk 12,352 kPa. Dette er mye lavere enn vannets kritiske trykk på 22,06 MPa. Dermed oppfyller vanndamp som del av atmosfærisk luft kriteriene for å kunne behandles som ideell gass – selv når vanndampen er mettet. Ved lavere temperaturer er også metningstrykket mindre.

I situasjoner hvor både tørr luft og vanndamp hver for seg kan behandles som en ideell gass, kan også blandingen av disse to gassene behandles som en ideell gass. Det atmosfæriske trykket P er dermed summen av partialtrykkene av tørr luft (forkortes fra nå av med 't.l.'): $P_{t.l.}$ og vanndamp P_v

$$P_{\text{atm}} = P_{t.l.} + P_v \quad (13.1)$$

Vanndampens partialtrykk betegnes også som *damptrykk* (engelsk *vapour pressure*).

Siden luftkondisjoneringsprosessene vanligvis gjennomføres i innretninger med gjennomstrømming av fuktig luft, er entalpien av fuktig luft en relevant størrelse. For tørr luft er referansepunktet for entalpiskalaen det absolutte nullpunkt. For vann er vannets trippelpunkt et typisk referansepunkt. Når vi skal gjøre beregninger som involverer entalpien av en tørr-luft-vanndamp-blanding, trenger vi et felles referansepunkt.

Tar vi 0°C som referansepunkt, så kan vi beregne den spesifikke entalpien av tørr luft ved hjelp av

$$h_{t.l.} = c_{P,t.l.} T = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} T \quad (13.2)$$

Temperatur i $^\circ\text{C}$ må brukes! Det er mulig å jobbe med en konstant verdi for den spesifikke varmekapasiteten fordi dens endring i det relevante temperaturintervallet kan neglisjeres. Endringer i den spesifikke entalpien av den tørre luften beregnes tilsvarende med

$$\Delta h_{t.l.} = c_P \Delta T = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \Delta T \quad (13.3)$$

Siden vanndampen i atmosfærisk luft kan behandles som ideell gass, er også dens spesifikke entalpi kun en funksjon av temperaturen i disse tilfellene. Siden den spesifikke entalpien er uavhengig av trykk i det aktuelle temperaturområdet under 50°C , kan vi tilnærme entalpiverdiene med de for mettet damp ved gjeldende temperatur

$$h_v(T) \approx h_g(T) \quad (13.4)$$

Den spesifikke entalpien av mettet vanndamp har ved 0°C en verdi på $2500,9\text{ kJ/kg}$. Den gjennomsnittlige spesifikke varmekapasiteten ved konstant trykk er i det relevante temperaturintervallet $1,87\text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$. Sammen gir disse to størrelsene mulighet til å beregne vanndampens spesifikke entalpi som funksjon av temperaturen T i $^\circ\text{C}$

$$h_v = 2500,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} T \quad (13.5)$$

I atmosfærisk luft finnes alltid en bestemt masse vanndamp per kilogram tørr luft. Den spesifikke entalpien av atmosfærisk luft er derfor en sum av disse to bidragene

$$H = H_{t.l.} + H_v = m_{t.l.} h_{t.l.} + m_v h_v \quad (13.6)$$

Deles ligningen på masse tørr luft ($m_{t.l.}$), så vil den spesifikke entalpien av atmosfærisk luft angis per kilogram tørr luft, som er standard i dette området av faget. Det blir dermed

$$h = h_{t.l.} + \frac{m_v}{m_{t.l.}} h_v = h_{t.l.} + \omega h_v \quad [h] = \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.}} \quad (13.7)$$

Vi bruker også symboldet i istedenfor h for den fuktige luftens spesifikke entalpi. For den *absolutte luftfuktigheten* benytter vi enten symbolet ω eller x . Et annet begrep som brukes for absolutt luftfuktighet er *spesifikk luftfuktighet*. På engelsk er det dermed enten *absolute* eller *specific humidity*. Dessuten er også begrepet *humidity ratio* i bruk.

$$\omega = \frac{m_v}{m_{t.l.}} \quad (13.8)$$

Som enhet for ω bruker vi ($\text{kg vanndamp}/\text{kg t.l.}$). Så snart man jobber med massene av ulike komponenter av en gassblanding er det viktig å notere i enhetene hvilken komponent 'kg' hører til. Derfor er det viktig å ta med både 'vanndamp' og 't.l.' bak kg i hvert tilfelle.

Den spesifikke luftfuktigheten kan beregnes på to forskjellige måter: enten ved hjelp av vanndampens partialtrykk eller basert på luftens *relative fuktighet* (engelsk *relative humidity*, r.h.). Er vanndampens partialtrykk P_v kjent ved det gjeldende atmosfæriske trykk P , så er ligningen

$$\omega = 0,622 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{P_v}{P - P_v} \quad (13.9)$$

Faktoren $0,622 \text{ kg vanddamp/kg t.l.}$ kommer fra å dele de individuelle gasskonstantene av vann og tørr luft på hverandre i utledningen av uttrykket for ω .

Vanndampens partialtrykk brukes også for å angi luftens relative fuktighet ϕ ved en bestemt temperatur og atmosfærisk trykk ved hjelp av

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} = \frac{m_v}{m_g} \quad \text{med} \quad P_g = P_{\text{sat}}(T) \quad (13.10)$$

Den relative fuktigheten angir hvor mye vanndamp (m_v) luften inneholder *relativt* til den maksimale mengden den kan ta opp, m_g , før vanndampen begynner å kondensere ved en bestemt atmosfærisk temperatur og trykk.

Den relative fuktigheten angis i prosent. Tørr luft har 0 % relativ fuktighet. Luft med maksimal mulig innhold av vanndamp kalles for *mettet luft* og har 100 % relativ fuktighet.

Ved hjelp av den relative fuktigheten kan vi også beregne den spesifikke fuktigheten med

$$\omega = 0,622 \frac{\text{kg vanddamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (13.11)$$

Omvendt kan den spesifikke fuktigheten brukes til beregning av den relative

$$\phi = \frac{\omega P}{\left(0,622 \frac{\text{kg vanddamp}}{\text{kg t.l.}} + \omega\right) P_g} \quad (13.12)$$

13.2 Duggpunktstemperaturen

Duggpunktstemperaturen T_{dp} (engelsk *dew point temperature*) er den temperaturen hvor væskedråper begynner å dannes når vi kjøler ned fuktig luft ved konstant trykk. Ved denne temperaturen er luften mettet med vanndamp (100 % relativ fuktighet). Når temperaturen blir lavere enn T_{dp} (ved konstant trykk P), begynner vanndampen å kondensere. Det betyr at duggpunktstemperaturen er metnings-temperaturen ved vanndampens partialtrykk.

$$T_{\text{dp}} = T_{\text{sat}}(P_v) \quad (13.13)$$

Ved denne temperaturen har luften 100 % relativ fuktighet. Når temperaturen senkes ytterligere, går mer og mer vanndamp over til flytende fase. I naturen kan vi se det som dannelse av tåke, skyer og

senere regn, når dråpene blir større og tyngre. Denne prosessen har ikke bare betydning for været. Ved kjøling av luft kan det oppstå behov for å fjerne kondens og et klimaanlegg må dimensjoneres for det. I eksos fra forbrenningsanlegg kan det dannes syrer, når syredannende stoffer som for eksempel svoveldioksid og vann kondenserer fra røykgassen. Når de underskriver sine duggpunktstemperaturer, dannes svovelsyre i flytende fase. Det kan føre til korrosjon og ødeleggelse av eksosanlegget. Derfor er kontroll av gasstemperaturen viktig for å holde det godt nok over relevante duggpunkttemperaturer.

Ofte er spørsmålet ved hvilken temperatur luft i en bestemt tilstand vil dugge. En kombinasjon av temperatur T og relativ fuktighet ϕ er da ofte de to informasjonene vi har i utgangspunktet. Det første vi må beregne er vannets partialtrykk. Det får vi ved hjelp av

$$P_v = \phi P_{\text{sat}}(T) \quad (13.14)$$

Denne verdien bruker vi da i ligning 13.13.

Eksempel 13.1

Luft ved 30°C og 80% relativ fuktighet strømmer inn i et klimaanlegg. Det atmosfæriske trykket er 103 kPa

Beregn: a) duggpunktstemperaturen; b) luftens spesifikke fuktighet og c) luftens spesifikke entalpi.

Antagelser: Der er ingen konkrete antagelser som er nødvendig for å løse denne oppgaven.

Løsning: a) Her bruker vi ligning 13.13. For den må vi beregne vandampens partialtrykk først ved hjelp av ligning 13.10.

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{P_v}{P_g} \Leftrightarrow P_v = \phi P_g = \phi P_{\text{sat}}(T) \\ &= \phi P_{\text{sat}}(30^\circ\text{C}) = 0,8 \cdot 4,2470 \text{ kPa} \quad (\text{A.2}) \\ P_v &= 3,3976 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Dette gir følgende duggpunktstemperatur

$$\underline{\underline{T_{\text{dp}} = T_{\text{sat}}(3,3976 \text{ kPa}) = 26,0^\circ\text{C}}} \quad (\text{A.2, interpolert})$$

b) Her kan vi sette direkte inn i ligning 13.9 fordi vi kjenner både det totale trykket P , som er lik det atmosfæriske trykket, og vandampens

partialtrykk P_v fra deloppgave a)

$$\begin{aligned}\omega &= 0,622 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{P_v}{P - P_v} \\ &= 0,622 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{3,3976 \text{ kPa}}{(103 - 3,3976) \text{ kPa}} \\ \omega &= \underline{\underline{0,0212 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}}}}\end{aligned}$$

c) Til beregning av luftens spesifikke entalpi har vi ligning 13.7. I denne ligningen setter vi inn to andre, nemlig ligning 13.2 med den spesifikke entalpien for tørr luft og ligning 13.5 med vanndampens spesifikke entalpi ved angitt temperatur i $^{\circ}\text{C}$.

$$h = h_{t.l.} + \omega h_v$$

$$h = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot T + \dots$$

$$\dots + \omega \left(2500,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.}} + 1,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot T \right)$$

$$h = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 30^{\circ}\text{C} + \dots$$

$$\dots + 0,0212 \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} \left(2500,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.}} + 1,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 30^{\circ}\text{C} \right)$$

$$h = \underline{\underline{84,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.}}}}$$

13.3 Tørrkule- og våtkuletemperaturen

For å måle både spesifikke og relativ luftfuktighet, har man i lang tid brukt en metode, hvor to forskjellige temperaturer måles samtidig. I et slyngespsykrometer er det montert to vanlige termometre. Forskjellen mellom dem er at spissen til ett av termometrene, der hvor temperaturen faktisk måles, er omgitt av en bomullsdott som holdes fuktig ved hjelp av et lite vannreservoar innebygd i termometerholderen. Temperaturen, som måles av dette termometeret, kalles for *våtkuletemperaturen* T_{vk} (engelsk *wet bulb temperature*, T_{wb}). Det andre termometeret måler den vanlige lufttemperaturen og fordi dens spiss holdes tørr, kalles denne temperaturen for *tørrkuletemperaturen* T_{tk} (engelsk *dry bulb temperature*, T_{db}).

Begge termometrene er montert i en ramme som kan slynges rundt

et håndtak. Formålet med det er at luft strømmer forbi termometrene og spesielt den våte bomullsdotten. På denne måten mettes luften rundt våtkulen med vanndamp, mens det langsomt fordamper. Prosessen som foregår der ligner en *adiabatisk metningsprosess*. Den er adiabatisk fordi det ikke finnes noen varmetilførsel til fordunstningsprosessen, som metter luften rundt termometeret. Observasjonen er at våtkuletemperaturen er mindre enn tørrkuletemperaturen. Kun ved 100 % relativ fuktighet er disse to temperaturene like. Da er de også begge lik duggpunktstemperaturen.

Når både tørr- og våtkuletemperaturen er målt, kan de spesifikke fuktighetene rundt begge termometrene beregnes ved hjelp av

$$\omega_{vk} = 0,622 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{P_{\text{sat}}(T_{vk})}{P - P_{\text{sat}}(T_{vk})} \quad (13.15)$$

$$\omega_{tk} = \frac{c_{P,t.l.}(T_{vk} - T_{tk}) + \omega_{vk}h_{fg}(T_{vk})}{h_g(T_{tk}) - h_f(T_{vk})} \quad (13.16)$$

hvor den spesifikke varmekapasiteten for tørr luft brukes for c_P . Verdien for ω_{tk} er den faktiske spesifikke luftfuktigheten og ved hjelp av den kan både den relative luftfuktigheten ϕ og luftens spesifikke entalpi h beregnes.

13.4 Psykrometriske diagrammer

Psykrometri er termodynamikken av fuktig luft. Et *psykrometrisk diagram* (engelsk *psychrometric chart*) er et diagram som brukes til å finne egenskaper av fuktig luft for en spesifisert tilstand, og skissere prosesser i klimaanlegg. Det finnes to typer diagrammer som er i bruk.

Det ene er *Mollier-diagrammet* (eller *h-x*-diagrammet; se fig. 13.1). Her brukes symbolet x istedenfor ω for den absolutte fuktigheten. Det andre diagrammet er det amerikanske *ASHRAE psychrometric chart No. 1* (ASHRAE: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers Inc.). Sistnevnte diagram (fig. 13.3) kalles av og til også *Carrier-diagram*, etter oppfinnerens etternavn.

Begge diagrammer viser totalt seks ulike egenskaper av fuktig luft. Disse er: tørrkuletemperaturen T_{tk} , våtkuletemperaturen T_{vk} , relativ fuktighet ϕ , absolutt fuktighet x (i Mollier-diagram) eller ω (i ASHRAE-diagram), spesifikk entalpi h og spesifikt volum v . Det spesifikke volumet angis i enheten $\text{m}^3/\text{kg t.l.}$ Det holder å kjenne to av disse for å kunne avlese de andre egenskapene. I tillegg kan

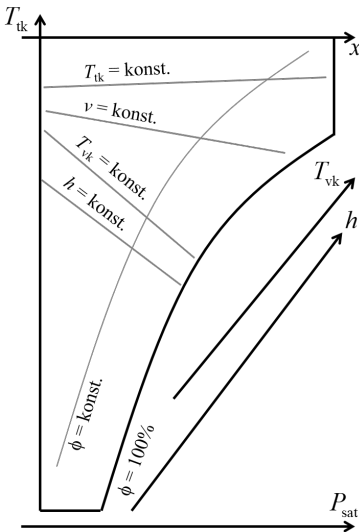
duggpunktstemperaturen avleses. Begge diagrammene viser altså de samme egenskapene, men på litt ulik måte.

Det er viktig å huske at diagrammene er laget for et konkret absoluttrykk (P_{diagram}). Trenger vi verdien for den relative luftfuktigheten for en annen trykkverdi P enn diagrammet er laget for, så kan vi beregne ϕ med utgangspunkt i verdien ϕ_{diagram} for trykkverdien diagrammet er laget for. Så kan vi beregne ϕ ved trykk P ved hjelp av

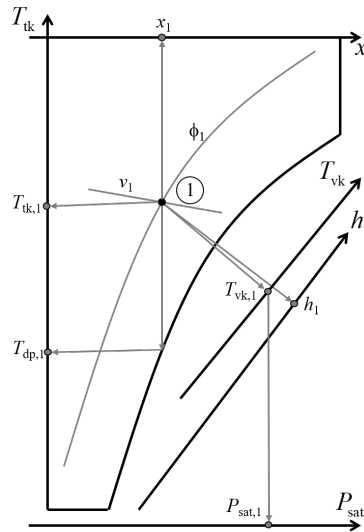
$$\phi = \phi_{\text{diagram}} \frac{P}{P_{\text{diagram}}} \quad (13.17)$$

13.4.1 Mollier-diagram

Figur 13.1 viser Mollier-diagrammet og linjene for konstante verdier til de ulike egenskapene som diagrammet viser. Legg merke til at linjene for konstant tørrkuletemperatur (T_{tk}) kun er tilnærmet horisontale ved lave temperaturer og har økende stigning mot høyre side av diagrammet med økende temperatur.



Figur 13.1: Linjene i Mollier- h - x -diagrammet.



Figur 13.2: Hvordan man avleser egenskapene for en gitt tilstand ① i Mollier- h - x -diagrammet.

Hvordan egenskapene av en spesifisert tilstand leses av i Mollier-diagrammet vises i fig. 13.2. Tørrkuletemperaturen hentes fra den vertikale temperaturaksen på venstre side. Obs: Linjene for konstant tørrkuletemperatur er litt skrå! Derfor leser vi ikke av på samme

høyde på akse sammenlignet med hvor tilstanden ligger.

Duggpunktstemperaturen avleses ved å gå fra posisjonen til en spesifisert tilstand rett ned ($x = \text{konst.}$) til linjen for 100 % relativ fuktighet. Duggpunktstemperaturen (T_{dp}) kan da avleses fra den vertikale temperaturskalaen på venstre side i diagrammet.

Isentalpene er de rette linjene med størst helning fra venstre til høyre i diagrammet og den spesifikke entalpien i en tilstand kan avleses fra disse. Det samme gjelder for våtkuletemperaturen. Linjene for $T_{vk} = \text{konst.}$ har litt mindre helning enn isentalpene.

De hyperbolske linjene i diagrammet er linjene for konstant relativ fuktighet ϕ . Diagrammet begrenses til nedre høyre side av linjen for 100 % relativ fuktighet.

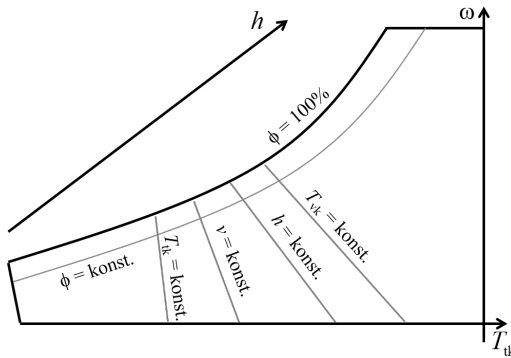
Den absolutte fuktigheten x leses av fra den horisontale akse på toppen av diagrammet.

Linjer for konstant spesifikt volum er de rette linjene som går fra venstre til høyre gjennom diagrammet og som har minst helning av de tre typene kurver, som går i samme retning.

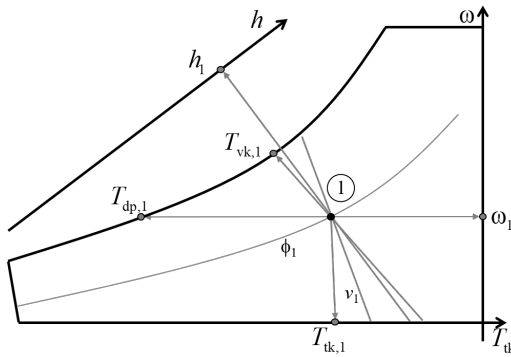
I et konkret diagram til bruk står det tall langs disse linjene og på én linje av hver type også symbol og enhet, slik at det blir klart hvilken linjetype står for hvilken egenskap. Det finnes også utgaver av dette diagrammet, som har enda flere akser. Disse viser for eksempel partialtrykket av vanddampen i luften og prosessforløpet ved tilsetning av vann. Andre varianter har også entalpiakse parallelt til akse for tørrkuletemperaturen men likevel skråstilte linjer for konstant entalpi.

13.4.2 ASHRAE-diagram

I ASHRAE-diagrammet (fig. 13.3) viser den horisontale akse tørrkuletemperaturen T_{tk} og den vertikale akse på høyre side den absolutte fuktigheten ω . Hyperblene er linjene for konstant relativ fuktighet ϕ og linjen for 100 % relativ fuktighet begrenser diagrammet til øvre venstre side. Av de fire rette linjetyper med konstant helning fra venstre til høyre er den med størst helning den for konstante verdier tørrkuletemperaturen (T_{tk} ; helt til venstre), fulgt av den for konstant spesifikt volum (v). Isentalpene ($h = \text{konst.}$) og linjene for konstant våtkuletemperatur (T_{vk}) har nesten lik helning, men den for isentalpene er faktisk litt brattere. For lettere avlesing av den spesifikke entalpien finnes det ofte en egen skrå akse i øvre venstre del av diagrammet.



Figur 13.3: Linjene i ASHRAE-diagrammet.

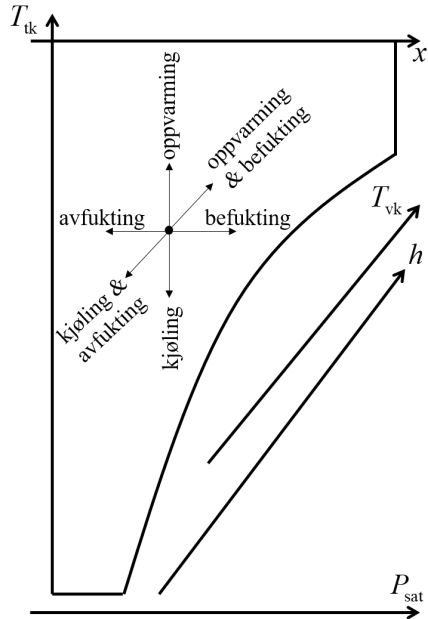


Figur 13.4: Hvordan man avleser egenskapene for en gitt tilstand ① i ASHRAE-diagrammet.

Figur 13.4 viser hvordan vi henter egenskapene til en spesifisert tilstand fra ASHRAE-diagrammet. Duggpunktstemperaturen T_{dp} kan avleses på to måter. I begge tilfeller tegnes en horisontal linje fra en spesifisert tilstand i diagrammet til venstre til linjen for 100 % relativ fuktighet. Langs denne linjen finnes det vanligvis en egen temperaturskala for duggpunktstemperaturen. Den andre muligheten er å lese av fra den horisontale (tørrkule-)temperaturaksen på bunnen av diagrammet (gå langs en linje for konstante tørrkuletemperatur). I en tilstand med 100 % relativ fuktighet er tørrkule-, våtkule-, og duggpunktstemperaturen nemlig lik ($T_{tk} = T_{vk} = T_{dp}$).

13.5 Ventilasjons- og luftkondisjoneringsprosesser

Figur 13.5 viser de prinsipielle retningene av prosessveier for ulike ventilasjons- og luftkondisjoneringsprosesser i Mollier-diagrammet. Det samme vises i figur 13.6 for ASHRAE-diagrammet. Befuktning betyr en økning i absolutt luftfuktighet (x eller ω), mens avfuktning er en reduksjon i absolutt luftfuktighet. Samtidig med eller uavhengig av endringer i absolutt luftfuktighet, kan luften varmes opp (økning i tørrkuletemperatur T_{tk}) eller kjøles ned (som leder til en minsking av T_{tk}).



Figur 13.5: Retning av ulike prosesskurver i Mollier- h - x -diagrammet.

En grunnleggende antagelse i beregning av energibehovet og endringer i luftens egenskaper i ventilasjons- og luftkondisjoneringsprosesser er at disse kan behandles som stasjonære strømningsprosesser. Det brukes hovedsakelig tre ligninger. To er massebalanser, én for tørr luft og én for vann (inkluderer både damp og kondens).

$$\sum_{i=1}^{N_{\text{inn,t.l.}}} \dot{m}_{t.l.,i} = \sum_{j=1}^{N_{\text{ut,t.l.}}} \dot{m}_{t.l.,j} \quad \text{for tørr luft} \quad (13.18)$$

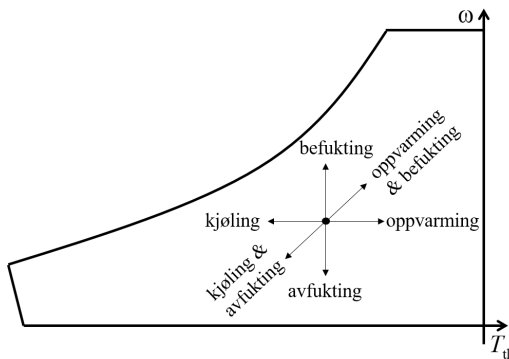
$$\sum_{i=1}^{N_{\text{inn,v}}} \dot{m}_{v,i} = \sum_{j=1}^{N_{\text{ut,v}}} \dot{m}_{v,j} \quad \text{for vann} \quad (13.19)$$

I massebalansen for vann brukes $\dot{m}_v = \dot{m}_{t.l.}\omega$ der hvor vanddamp er en del av en luftstrøm.

Den tredje ligningen er en energibalanse, hvor endringer i kinetisk og potensiell energi neglisjeres.

$$\dot{Q}_{\text{inn}} + \dot{W}_{\text{inn}} + \sum_{i=1}^{N_{\text{inn}}} \dot{m}_i h_i = \dot{Q}_{\text{ut}} + \dot{W}_{\text{ut}} + \sum_{j=1}^{N_{\text{ut}}} \dot{m}_j h_j \quad (13.20)$$

Varmeeffektene \dot{Q} overføres typisk i varmevekslerseksjoner, mens \dot{W}_{inn} kan stå for effekt nødvendig for å drive en vifte eller elektrisk effekt som brukes til oppvarming. I uttrykkene for energioverføring med massestrømmene brukes $\dot{m}_{t.l.} h$ med spesifikk entalpi h for luftstrømmene med fuktighet (med enhet kJ/kg t.l.). For flytende vann (for eksempel kondens som tas ut) benytter vi $\dot{m}_v h_f(T)$ og $\dot{m}_v h_g(T)$ for vanndamp som brukes til befuktning av luften. Dersom denne vanndampen er overhettet, kan vi avlese den tilsvarende entalpiverdien for gjeldende trykk og temperatur fra damptabellene.



Figur 13.6: Retning av ulike prosesskurver i ASHRAE-diagrammet.

13.5.1 Enkel oppvarming og kjøling

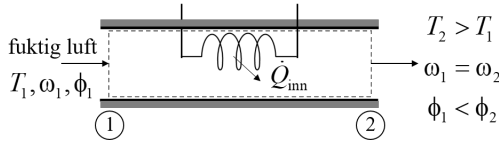
Enkel oppvarming og kjøling av fuktig luft foregår ved konstant spesifikk luftfuktighet ($\omega = \text{konst.}$) i en varmeveksler, hvor termisk energi utveksles med et annet medium. Mens massestrømmene av den tørre luften og vanndampinnholdet er konstant, endrer de andre egenskapene seg tilsvarende den overførte varmeeffekten. For en oppvarmingsseksjon med ett innløp og ett utløp (fig. 13.7) blir det i stasjonær drift

$$\dot{m}_{t.l.,\text{inn}} = \dot{m}_{t.l.,\text{ut}} \quad \text{og} \quad \dot{m}_{v,\text{inn}} = \dot{m}_{v,\text{ut}} \quad (13.21)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{t.l.,\text{inn}} (h_2 - h_1) \quad (13.22)$$

Verdiene for de spesifikke entalpiene kan enten beregnes med ligning 13.7 eller avleses fra ett av de psykrometriske diagrammene.

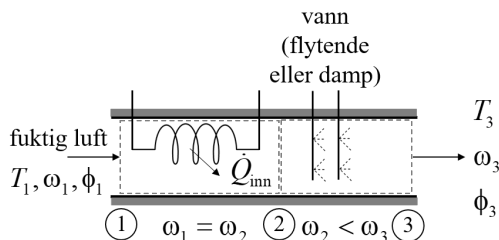
Nedkjølingsprosessen er det motsatte av oppvarmingsprosessen og kan behandles likt, så lenge temperaturen er høyere enn duggpunkttemperaturen.



Figur 13.7: Oppvarming av en luftstrøm uten endring i absolutt fuktighet.

13.5.2 Oppvarming med befuktning

Oppvarming ved konstant spesifikk fuktighet ω leder til en reduksjon av den relative fuktigheten ϕ . For et behagelig innneklima kan det derfor være nødvendig å fukte luften for å gi den en ønsket relativ fuktighet. Hele prosessen kan vi dele inn i to delprosesser (se fig. 13.8). Den første er en vanlig oppvarmingsprosess ved konstant spesifikk fuktighet ($\omega_1 = \omega_2$), som så følges av en innsprøyting av vann i luftstrømmen, enten i form av vanndamp eller som flytende vann i små dråper. I det første tilfellet vil temperaturen til luften øke videre ($T_3 > T_2$) på grunn av den høye temperaturen dampen har. I det andre tilfellet fordamper de små vandrdråpene ved hjelp av energioverføring fra luftstrømmen, som leder til en minsking i temperatur ($T_3 < T_2$) i massestrømmen. Vi må beregne tre størrelser for å finne ut hvor stor massestrømmen av enten damp eller flytende vann må være for den ønskede befuktningen. Det er både massestrømmen av tørr luft gjennom anlegget ($\dot{m}_{t.l.,1} = \dot{m}_{t.l.,2} = \dot{m}_{t.l.,3}$), den spesifikke fuktigheten ved innløpet ($\omega_1 = \omega_2$) og den spesifikke fuktigheten ω_3 . Den siste tilsvarer den ønskede relative fuktigheten ϕ_3 ved ønsket temperatur T_3 ved utløpet fra anlegget.



Figur 13.8: Oppvarming av en luftstrøm med endring i absolutt fuktighet.

13.5.3 Kjøling med avfuktning

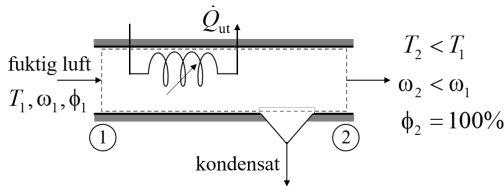
Ved kjøling av atmosfærisk luft kan det hende at luftens duggpunktstemperatur underskrides. Vannet, som kondenserer fra luftstrømmen, må samles opp og føres bort fra ventilasjonsanlegget (se fig. 13.9). Kondensatet kan behandles som mettet flytende vann ved temperaturen luftstrømmen kjøles ned til. Mens massestrømmen tørr luft er den samme ved inn- og utløp til anlegget ($\dot{m}_{t.l.,1} = \dot{m}_{t.l.,2} = \dot{m}_{t.l.}$), viser massebalansen for vannet at den innkommende vannmengden ($\dot{m}_{v,1} = \dot{m}_{t.l.}\omega_1$) deles opp på vanddampen som forblir i luften ($\dot{m}_{v,1} = \dot{m}_{t.l.}\omega_2$) og kondensvannet (\dot{m}_{kondens}) slik at

$$\dot{m}_{\text{kondens}} = \dot{m}_{t.l.}(\omega_1 - \omega_2) \quad (13.23)$$

Effektupptaket av kjølekretsen, som sørger for temperaturfallet i luftstrømmen, får man ved hjelp av energibalansen og er

$$\dot{Q}_{\text{ut}} = \dot{m}_{t.l.}(h_1 - h_2) - \dot{m}_{\text{kondens}}h_f(T_2) \quad (13.24)$$

Både h_1 og h_2 angis i kJ/kg t.l.. Enheten av $h_f(T_2)$ er kJ/kg vann fordi enheten av \dot{m}_{kondens} er kg vann/s.



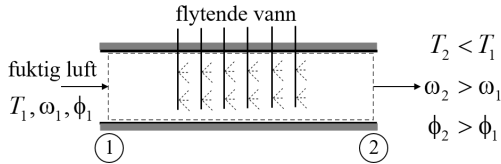
Figur 13.9: Kjøling av en luftstrøm under duggpunktstemperaturen, som gjør det nødvendig å fjerne kondensert vann fra innretningen.

Forenklet og idealisert følger prosesskurven i diagrammene først en linje ved konstant spesifikk fuktighet til prosesskurven treffer på linjen for konstant 100 % relativ fuktighet. Det er der vanddampen begynner å kondensere. Prosesskurven fortsetter på linjen for mettet luft inntil (tørrkule-)temperaturen ved utløpet er nådd. Luften, som strømmer ut av denne prosessen, har dermed 100 % relativ fuktighet.

13.5.4 Fordampningskjøling

Flytende vann i kontakt med ikke mettet atmosfærisk luft fordampes etter hvert. Den nødvendige energien for fordampningen tar vannet opp fra luften. Som resultat minsker lufttemperaturen i nærheten der vannet fordampes. Drikkebeholdere og -kjølere av leire fungerer

etter dette prinsippet og har vært i bruk i flere tusen år. Fordampningskjøling ligner en adiabatisk fordampningsprosess, som gir en omtrent konstant våtkuletemperatur ($T_{vk} \approx \text{konst.}$) i løpet av prosessen. Tørrkuletemperaturen minsker mens den spesifikke og relative luftfuktigheten øker. I det psykrometriske diagrammet er linjene for konstant våtkuletemperatur og spesifikk entalpi nesten parallelle. Derfor kan vi tilnærmingsvis si at denne prosessen foregår ved omtrent konstant spesifikk entalpi ($h \approx \text{konst.}$).



Figur 13.10: Fordampningskjøling. Små vanndråper sprøytes inn i en luftstrøm.

Fordampningskjøling er også den prosessen som foregår i *våtkjøletårn*. Disse finnes i ulike størrelser fra noen få meter til over 100 m i høyde. Varmtvann, som skal kjøles ned, regner i dråper ned gjennom deler av tårnet og samles igjen i bunnen. Der er vannets temperatur lavere enn lengre opp, fordi en del av vannet fordampet i kontakt med den atmosfæriske luften, som den har regnet ned i. Det er et mye brukt konsept i store kraftverk (for eksempel kull- eller kjernekraftverk) med stor kjøleeffektbehov, og hvor det er ikke tilgang store naturlige vannreservoarer som varmen kan overføres til. Dråpene av det varme vannet må være store nok slik at vannet ikke fordampes fullstendig eller at dråpene blir så små at de tas bort av luften, som vanligvis beveger seg fra åpninger i bunnen av kjøletårnet til den åpne toppen av tårnet. Likevel må dråpene ikke være for store, fordi overflaten mellom vann og luft må være stor nok til å gi en effektiv kjøleprosess. Vannmengden som går tapt med luften gjennom fordunstning må kompenseres for. Figur 13.10 viser en forenklet prinsippskisse for en fordampningskjølingsseksjon i et ventilasjonsanlegg.

I de store våtkjøletårnene er det vanligvis en naturlig luftstrøm. I de mindre støttes luftbevegelsen ofte ved hjelp av vifter, som drar luften opp mot det fallende vannet. Det kan gjøre et kjøletårn mer kompakt sammenlignet med en med naturlig konveksjon, men krever en tilsvarende effekt for å drive viften.

Eksempel 13.2

Et ventilasjonssystem tar inn fuktig luft tilsvarende 1500 kg t.l./h. Luftens temperatur er 5 °C og har en relativ fuktighet på 55%. Luften varmes først opp til 25 °C og tilføres deretter 0,003 kg vanndamp/kg t.l. i en adiabatisk befuktningssesksjon. Det tilførte vannet er flytende og har en temperatur på 10 °C. Det atmosfæriske lufttrykket er 101 kPa.

Beregning: a) luftens spesifikke entalpi og relative fuktighet etter oppvarmingsprosessen; b) varmeeffekten, som må tilføres for å nå temperaturen på 25 °C; c) luftens spesifikke entalpi og absolutte fuktighet etter befuktningssesksjonen; d) luftens temperatur og relativ fuktighet etter befuktningen. Vis prosesskurven i ASHRAE-diagrammet.

Antagelser: 1) stasjonær strømming (konstant massestrøm tørr luft gjennom alle seksjoner av anlegget); 2) endringer i kinetisk og potensiell energi av luftstrømmen neglisjeres; 3) samme konstante atmosfæriske trykk i hele anlegget.

Løsning: a) For beregning av luftens entalpi i tilstand ② trenger vi den spesifikke fuktigheten i tilstand ① (ω_1), fordi den er konstant under oppvarmingen: $\omega_2 = \omega_1$. Den vil samtidig være nødvendig i beregning av den nødvendige varmeeffekten deloppgave b). Som i eksempel 13.1 beregner vi vanndampens partialtrykk i tilstand ① ved hjelp av ligning 13.10 til bruk i ligning 13.9.

$$\begin{aligned}
 P_{v,1} &= \phi_1 P_{\text{sat}}(T_1) = 0,55 \cdot 0,8726 \text{ kPa} \\
 P_{v,1} &= 0,479 \text{ 93 kPa} \\
 \omega_2 &= \omega_1 = 0,622 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{P_{v,1}}{P - P_{v,1}} \\
 &= 0,622 \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}} \frac{0,479 \text{ 93 kPa}}{(101 - 0,47993) \text{ kPa}} \\
 \omega_2 &= \underline{\underline{2,9697 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg vanndamp}}{\text{kg t.l.}}} = \omega_1}
 \end{aligned}$$

Til beregning av luftens spesifikke entalpi i tilstand ② bruker vi ligning 13.7 og $T_2 = 25 \text{ °C}$ i utregningen.

$$\begin{aligned}
 h_2 &= h_{t,1,2} + \omega_2 h_{v,2} \\
 h_2 &= 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.} \cdot \text{°C}} T_2 + \dots \\
 &\dots + \omega_2 \left(2500,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.}} + 1,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.} \cdot \text{°C}} T_2 \right)
 \end{aligned}$$

Nå kan vi sette inn verdiene for T_2 og ω_2 og får

$$h_2 = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.} \cdot ^\circ\text{C}} 25^\circ\text{C} + 2,9697 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} \cdot \dots$$

$$\dots \left(2500,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.}} + 1,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.} \cdot ^\circ\text{C}} 25^\circ\text{C} \right)$$

$$\underline{\underline{h_2 = 32,69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.}}}}$$

Den relative fuktigheten etter oppvarmingen, ϕ_2 , beregner vi ved hjelp av ligning 13.12. I denne ligningen er $P_{g,2} = P_{\text{sat}}(T_2) = 3,1699 \text{ kPa}$ (A.2).

$$\phi_2 = \frac{\omega_2 P}{\left(0,622 \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} + \omega_2 \right) P_{g,2}}$$

$$= \frac{2,9697 \cdot 10^{-3} \text{ kg v.d./kg t.l.} \cdot 101 \text{ kPa}}{\left(0,622 \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} + 2,9697 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} \right) \cdot 3,1699 \text{ kPa}}$$

$$\underline{\underline{\phi_2 = 0,151 = 15,1\%}}$$

b) Vi bruker en energibalanse i effektform for å utlede en ligning for den nødvendige varmeeffekten, som må tilføres for å nå 25°C . Den spesifikke entalpien av luften i tilstand ① beregner vi på samme måte som h_2 og vi får $h_1 = 12,48 \text{ kJ/kg t.l.}$

$$\dot{E}_{\text{inn}} = \dot{E}_{\text{inn}} \Leftrightarrow \dot{Q}_{\text{inn}} + \dot{m}_{\text{t.l.}} h_1 = \dot{m}_{\text{t.l.}} h_2$$

$$\dot{Q}_{\text{inn}} = \dot{m}_{\text{t.l.}} (h_2 - h_1)$$

$$= 1500 \frac{\text{kg t.l.}}{\text{h}} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} (32,69 - 12,48) \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.}}$$

$$\underline{\underline{\dot{Q}_{\text{inn}} = 8,42 \text{ kW}}}$$

c) Den spesifikke fuktigheten ω_3 må vi beregne først, fordi den vil være nødvendig for beregning av den spesifikke entalpien h_3 . Den beregner vi denne gangen ved hjelp av en energibalanse. En massebalanse for vanddampen i befuktningssesjonen gir oss ω_3

$$\dot{m}_{\text{v,inn}} + \dot{m}_{\text{befukt.}} = \dot{m}_{\text{v,ut}} \Leftrightarrow \dot{m}_{\text{t.l.}} \omega_2 + \dot{m}_{\text{befukt.}} = \dot{m}_{\text{t.l.}} \omega_3$$

$$\omega_3 = \frac{\dot{m}_{\text{t.l.}}}{\dot{m}_{\text{t.l.}}} \omega_2 + \frac{\dot{m}_{\text{befukt.}}}{\dot{m}_{\text{t.l.}}}$$

Forholdet $\frac{\dot{m}_{\text{befukt.}}}{\dot{m}_{\text{t.l.}}}$ var angitt i oppgaveteksten med $0,003 \text{ kg v.d./kg t.l.}$.

Dermed blir det

$$\omega_3 = 2,9697 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} + 0,003 \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}}$$

$$\omega_3 = 5,9697 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}}$$

Den spesifikke entalpien h_3 beregner vi som nevnt med en energibalans. Dette er nødvendig, fordi vi ikke kjenner temperaturen T_3 og dermed ikke kan bruke samme fremgangsmåte som før. For stasjonær strømming ($\dot{E}_{\text{inn}} = \dot{E}_{\text{ut}}$) gjennom befuktningssesksjonen får vi

$$\dot{m}_{\text{t.l.}} h_2 + \dot{m}_{\text{befukt.}} h_{\text{befukt.}} = \dot{m}_{\text{t.l.}} h_3$$

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_{\text{befukt.}}}{\dot{m}_{\text{t.l.}}} h_{\text{befukt.}}$$

Her er $\frac{\dot{m}_{\text{befukt.}}}{\dot{m}_{\text{t.l.}}} = \omega_{\text{befukt.}} = 0,003 \text{ kg v.d./kg t.l.}$ og $h_{\text{befukt.}} = h_f(10^\circ\text{C}) = 42,021 \text{ kJ/kg v.d.}$ (A.2), fordi det er flytende (underkjølt) vann, som det befuktes med.

$$\begin{aligned} h_3 &= h_2 + \omega_{\text{befukt.}} h_{\text{befukt.}} \\ &= 32,69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.}} + 0,003 \frac{\text{kg v.d.}}{\text{kg t.l.}} \cdot 42,021 \frac{\text{kJ}}{\text{kg v.d.}} \\ \underline{\underline{h_3}} &= \underline{\underline{32,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg t.l.}}}} \end{aligned}$$

d) Ligning 13.7, som vanligvis brukes til beregning av den spesifikke entalpien, kan nå brukes til beregning av temperaturen i tilstand ③ (T_3), fordi vi kjenner både ω_3 og h_3 .

$$\begin{aligned} h_3 &= c_{P,\text{t.l.}} T_3 + \omega_3 (h_g(0^\circ\text{C}) + c_{P,\text{v.d.}} T_3) \\ &= c_{P,\text{t.l.}} T_3 + \omega_3 h_g(0^\circ\text{C}) + \omega_3 c_{P,\text{v.d.}} T_3 \\ h_3 - \omega_3 h_g(0^\circ\text{C}) &= T_3 (c_{P,\text{t.l.}} + \omega_3 c_{P,\text{v.d.}}) \end{aligned}$$

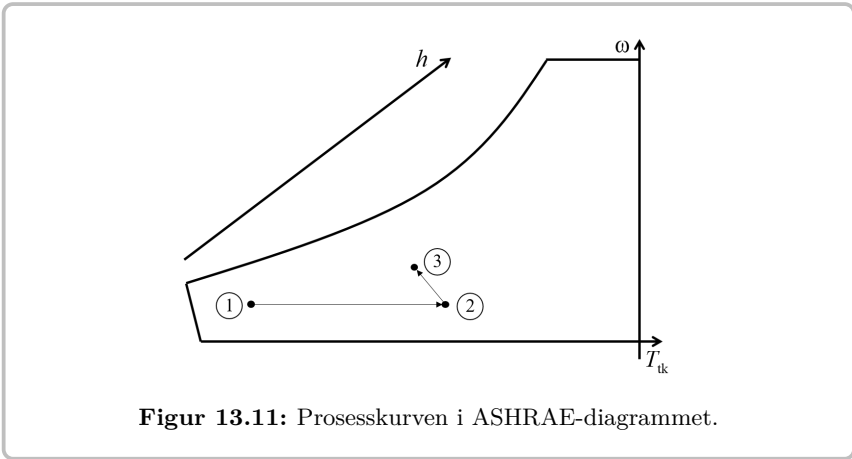
$$T_3 = \frac{h_3 - \omega_3 h_g(0^\circ\text{C})}{c_{P,\text{t.l.}} + \omega_3 c_{P,\text{v.d.}}}$$

$$T_3 = \frac{32,82 \text{ kJ/kg t.l.} - 0,005 969 7 \text{ kg v.d./kg t.l.} \cdot 2500,9 \text{ kJ/kg v.d.}}{1,005 \text{ kJ/(kg t.l.} \cdot ^\circ\text{C}) + 0,005 969 7 \text{ kg v.d./kg t.l.} \cdot 1,87 \text{ kJ/(kg v.d.} \cdot ^\circ\text{C})}$$

$$\underline{\underline{T_3}} = \underline{\underline{17,6^\circ\text{C}}}$$

Den relative fuktigheten ϕ_3 beregnes på samme måte som ϕ_2 i a), men med verdiene for tilstand ③, hvor bl.a. $P_{g,3} = P_{\text{sat}}(T_3) = 2,036 \text{ kPa}$ (A.2, interpolert). Resultatet blir

$$\underline{\underline{\phi_3}} = \underline{\underline{0,472}} = \underline{\underline{47,2\%}}$$



13.5.5 Adiabatisk blanding

I mange ventilasjonsanlegg er det nødvendig å blande ulike luftstrømmer med hverandre. Skjer dette uten utveksling av varme med omgivelsene av ventilasjonskanalene (på grunn av isolering eller neglisjerbar temperaturdifferanse mellom massestrømmene og omgivelsene), er denne prosessen adiabatisk. For en enkel adiabatisk blanding av to luftstrømmer til en samlet tredje massestrøm (se fig. 13.12) blir ligningene

$$\text{massestrøm tørr luft:} \quad \dot{m}_{t.l.,1} + \dot{m}_{t.l.,2} = \dot{m}_{t.l.,3} \quad (13.25)$$

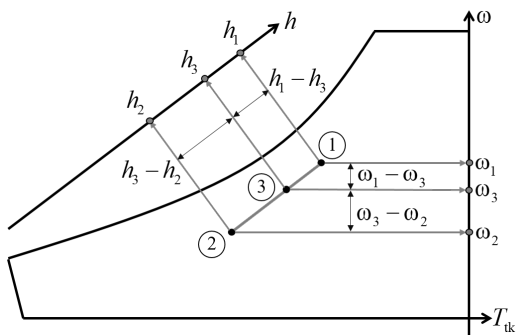
$$\text{massestrøm vanndamp:} \quad \dot{m}_{t.l.,1}\omega_1 + \dot{m}_{t.l.,2}\omega_2 = \dot{m}_{t.l.,3}\omega_3 \quad (13.26)$$

$$\text{effekt:} \quad \dot{m}_{t.l.,1}h_1 + \dot{m}_{t.l.,2}h_2 = \dot{m}_{t.l.,3}h_3 \quad (13.27)$$

Ligningene gir også en sammenheng mellom massestrømmene tørr luft i tilstandene ① og ②

$$\frac{\dot{m}_{t.l.,1}}{\dot{m}_{t.l.,2}} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_3} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (13.28)$$

I de psykrometriske diagrammene ligger tilstand ③ på en rett linje mellom tilstandene ① og ② (se fig. 13.12). Krysser denne linjen mellom ① og ② linjen for konstant relativ fuktighet på 100 %, så vil en del av vanndampinnholdet kondensere i løpet av blandingsprosessen.



Figur 13.12: Adiabatisk blanding av to luftstrømmer i ASHRAE-diagrammet.

Litteratur

- [1] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY10121, USA, 8. (SI units) edition, 2015.
- [2] Sanjeev Chandra. *Energy, Entropy and Engines*. John Wiley & Sons, Ltd., The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom, 1. edition, 2016.
- [3] Morten Helbæk and Signe Kjelstrup. *Fysikalsk Kjemi*. Fagbokforlaget Vigmostad & Bjørke AS, Postboks 6050 Postterminalen, 5892 Bergen, Norge, 2. edition, 2009.
- [4] Peter W. Atkins. *Physical Chemistry*. Oxford University Press, Great Clarendon Street, Oxford OX2 6DP, United Kingdom, 4. edition, 1995.
- [5] Bureau International des Poids et Mesures. The International System of Units (SI). <http://www.bipm.org/en/publications/si-brochure/>. Sist besøkt: 25.11.2019.
- [6] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, Daisie D. Boettner, and Margaret B. Bailey. *Principles of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, Ltd., The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom, 8. (SI units) edition, 2015.
- [7] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [8] CoolProp webside. <https://www.coolprop.org>. Sist besøkt: 30.3.2020.
- [9] NIST Chemistry WebBook. <https://webbook.nist.gov/chemistry>. Sist besøkt: 30.3.2020.

Register

avfuktning, 1, 11, 14

befuktning, 1, 11–13

diagram

ASHRAE-, 7, 9–12, 19,
20

h-x-, 7, 8, 11

Mollier-, 7, 8, 11

psykrometrisk, 7

entalpi, 2, 3, 7, 9, 12, 15

kjøling, 1, 5, 12, 14

fordampnings-, 14

luft

fuktig, 1

tørr, 1

luftfuktighet

absolutt, 3, 7, 9

relativ, 3, 4, 7, 9

spesifikk, 3

oppvarming, 1, 12, 13

prosess

luftkondisjonerings-, 11

ventilasjons-, 11

psykrometri, 7

temperatur

duggpunkts-, 4, 9

metnings-, 4

tørrkule-, 6–9, 15

våtkule-, 6, 7, 9, 15

trykk

damp-, 2

kritisk, 2

metnings-, 2

partial-, 4

volum

spesifikt, 7, 9