

Indunstnings- och torkningsteknik

av

Jarl Ahlbeck

Kaj Fagervik

Frej Bjondahl

2010

Åbo Akademi

Laboratoriet för anläggningsteknik

Innehållsförteckning

| | |
|--|----|
| Innehållsförteckning | 2 |
| 1. Indunstningsteknik | 3 |
| 1.1 Allmänt | 3 |
| 1.2 Indunstningsenheters utförande | 3 |
| 1.3 Teori för en effekt | 8 |
| 1.3.1 Mass- och energibalanser | 8 |
| 1.3.2 Kokpunktsförhöjningen | 11 |
| 1.4 Flereffektindunstning | 15 |
| 1.4.1 Koppling och värmeekonomi | 16 |
| 1.4.2 Temperaturfördelningen i en flereffektanläggning | 19 |
| 1.4.3 Dimensionerings- och kapacitetsberäkningar | 21 |
| 1.5 Indunstning med termokompressor | 23 |
| 2. Torkning | 33 |
| 2.1 Förångningens termodynamik | 33 |
| 2.2 Mättningskurvan för vattenånga | 35 |
| 2.3 Numeriska värden för molära massor, specifika värmen etc | 36 |
| 2.4 Entalpi för fuktig luft | 39 |
| 2.5 Adiabatiska kylgränstemperaturen, ”våta” termometern | 42 |
| 2.6 Ekvation för avdunstningshastigheten | 46 |
| 2.7 Mauris turbulenta boll | 50 |
| 2.8 Sammankoppling med värmeöverföringen | 52 |
| 2.9 Grafisk presentation av torkningsförloppet | 54 |
| 2.10 Beaktande av vattnets entalpi, mass- och energibalanser för torkning av en tunn pappersbana | 60 |
| 2.11 Konvektion/fläkttork | 64 |
| 2.12 Strålningstork | 66 |
| 2.13 Konvektiva α -värden | 66 |
| 2.14 Värmeöverföring med strålning | 69 |
| 2.15 Srålningsalfa | 72 |
| 2.16 Värmeåtervinning | |

1. Indunstningsteknik

1.1 Allmänt

Indunstning är ett förfarande där en i vätskefas varande blandning av en flyktig och en icke-flyktig substans separeras från varandra genom förångning av den flyktiga beståndsdel. Härvid avdrives alltså genom kokning ett lösningsmedel, t.ex. vatten från en lösning, varvid de i lösning ingående icke-flyktiga substansernas koncentration ökar.

Vid framställning av kemiska produkter i kristallin form sker processen oftast i vätskefas, varvid produktens koncentration i moderlösningen måste höjas medelst indunstning innan den kan utvinnas genom kristallisation. Detta sker i stor skala t.ex. i sockerindustrin. I andra fall används indunstning för återvinning av lösningsmedlet. Ett förfarande för avsättning av havsvatten bygger på denna teknik. Inom cellulosaindustrin finns stora indunstningsanläggningar, i vilka avluten från cellulosaokarna indunstras för att möjliggöra en förbränning av avluten och därigenom en kemikalieåtervinning, energiproduktion och förstöring av organiska avfallsämnen.

Indunstningen kan ske som ett satsvis skeende eller en kontinuerlig process. Vid en satsvis skeende indunstning kan teori för uppvärmning av behållare tillämpas, varvid man istället för reaktionsvärmen bör räkna med den för förångningen av lösningsmedlet krävda ångbildningsvärmen. Under indunstningsförloppet förändras även behållarinnehållets värmekapacitet samt lösningens egenskaper. Lösningens temperatur stiger ofta även ansevärt under det satsvis skeende förloppet på grund av en med koncentrationen ökande kokpunktsförhöjning.

Även den för indunstningen behövliga värmeenergin kan tillföras på olika sätt. Som energikällor kan användas kondenserande ånga, heta gaser eller elektrisk energi.

I stora indunstningsanläggningar indunstras normalt vattenlösningar med kondenserande ånga som värmeavgivande medium. Processen sker härvid kontinuerligt, eventuellt dock med regelbundet återkommande avbrott för rening av värmeöverföringsväggarna, som i många tillämpningar tenderar att kraftigt försmutsas. I det följande skall kontinuerlig indunstning med kondenserande ånga behandlas.

1.2 Indunstningsenheters utförande

Indunstningen sker i apparatenheter, som ofta kallas effekter, och som på ett ändamålsenligt sätt kopplas ihop till en indunstningsanläggning. Dessa apparater, av vilka det sålunda kan finnas en eller flere i en anläggning, består av

- en eller flere parallellkopplade värmeväxlare
- en ång/vätskeseparator
- cirkulationsledningar och ibland en cirkulationspump

Värmeväxlaren kan vara fristående eller hopbyggd med separatorn, antingen inne i eller under densamma. Cirkulationspumpen kan vara fristående, hopbyggd med värmeväxlaren eller helt saknas, varvid en vätske-cirkulation genom värmeväxlaren sker till följd av skillnaden i densitet hos i värmeväxlaren befintlig icke ånghaltig lösning. I sådana fall, då lösningen, vars koncentration skall höjas, inte tål koktemperaturen under en längre tid, kan cirkulationsledningen saknas. Lösningen strömmar då genom värmeväxlaren och separatorn endast en gång för att efter ångsepareringen snabbt kylas. Då kan även värmeväxlaren och separatorn konstrueras på ett speciellt sätt, som ger en mycket kort uppehållstid för lösningen i effekten. Sistnämnda typ av indunstningsenhet används bl.a. i livsmedelsindustrin för framställning av t.ex. natursaftkoncentrat. Indunstningsenheter där lösningen strömmar endast en gång genom värmeväxlaren används emellertid också i stor utsträckning inom sulfatcellulosaindustrin för indunstning av svartlut. Både inom sulfat- och sulfatcellulosaindustrin används ofta indunstningsenheter med forcerad cirkulation.

Den vattenånga, med vilken den för förångningen behövliga energin tillförs i effektens värmeväxlare, kan antagligen tas från fabriken's ångfördelningsnät, varvid den kallas primärånga, eller vara avdriven ånga från en annan indunstningsenhet, då den kallas sekundärånga. Vid kondenseringen övergår ångan i primär- respektive sekundärkondensat. Primärkondensatet är rent och returneras i regel till ångkraftavdelningen, där det tillsammans med kondensat från andra apparater och renat tillskottsvatten används som matarvatten vid ånggenereringen. Sekundärångan är mera eller mindre förorenad av både vätskedroppar ur den indunstade lösningen och ickekondenserade gaser. Vätskedropparna följer med ångan till följd av ofullständig separering av vätske- och ångfas i separatorn och utgör samtidigt en torrsubstansförlust vid indunstningen. De icke kondenserande gaserna som avgår dels från lösningen och består dels av luft som kommer in i effekten genom läckage i flänstätningar o.dyl. om effekten arbetar vid ett tryck under atmosfärstrycket. Värmeväxlarna i effekter som tillförs sekundärånga eller arbetar vid undertryck bör därför vara utrustade med anordningar för kontinuerlig avgasning av ångsidan. Sekundärkondensatet kan i regel ej heller användas till annat än periodiskt återkommande tvättningar av värmeöverföringsväggarna.

Följande bilder visar den principiella konstruktionen av några av de i vårt land vanligaste indunstningseffekterna. Gemensamt för alla är att de måste förses med effektiva droppavskiljare, annars kommer sekundärångan att förorenas. Droppavskiljaren bygger på dropparnas tröghet och förändringar i ångströmmens riktning. Dropparna kolliderar med plattorna varvid de sammanslås till stora droppar som av tyngdkraften rinner neråt tillbaka till luten. Tidigare användes metallgaller, men nu är det vanligast att använda avskiljare konstruerade av profilplattor ("Euroform") eller eventuellt inbyggda cyklonavskiljare.

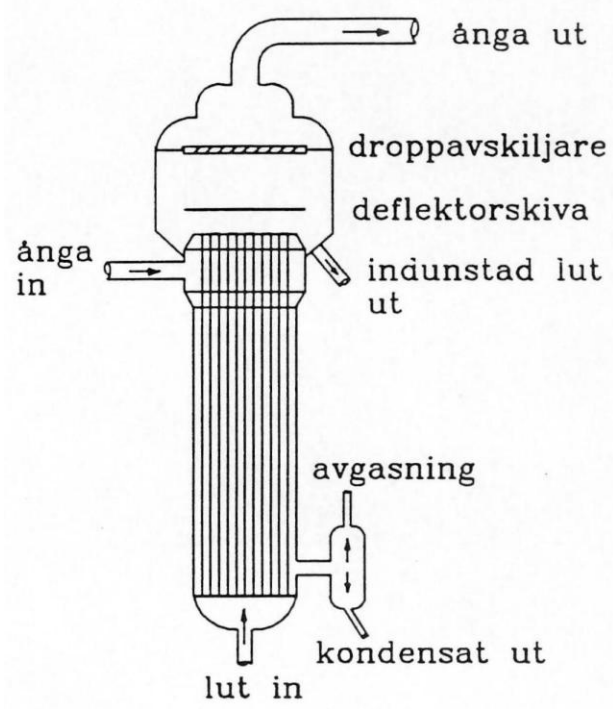
Indunstare med *stigande film*, ("Kestner evaporator", "rising film", "nousevakalvohaihdutin") var tidigare den vanligaste typen för svartlut i sulfatcellulosafabriker. Den saknar cirkulationspump och arbetar med naturlig konvektion. Matningen sker nere och luten strömmar uppåt genom tuberna samtidigt som den kokar. När luten kommer ut ur tuberna kolliderar den med stor hastighet mot deflektorn (kollisionskivan) varvid ångan separeras från luten och luten strömmar ut genom sidoavtappningen. Normalt är tubbatteriet ca 8 m långt. På vakuumsidan måste ångavskiljaren byggas mycket stor på grund av ångans ringa densitet (annars skulle tryckfallet bli för stort). För sådana lutar som innehåller oorganiska salter vilka lätt bildar beläggning på värmeöverföringsytorna är inte denna typ av indunstare lämplig. På grund av lutens höga hastighet i tuberna är k -värdet ganska lågt.

Indunstare med *forcerad konvektion* kännetecknas av att man åstadkommer en ganska hög luthastighet (upp till 3 m/s) med en cirkulationspump varvid värmeöverföringen förbättras och igensättningsrisken minskar. Nackdelen är den höga pumpeffekten, upp till 300 W/m^2 värmeyta. Denna typ användes allmänt för delvis indunstad tjock svartlut där man t.o.m. kan räkna med laminär strömning i tuberna. På grund av cirkulationen som kan hållas hög oberoende av lasten, är denna typ av indunstare fördelaktig om man har stora lastvariationer.

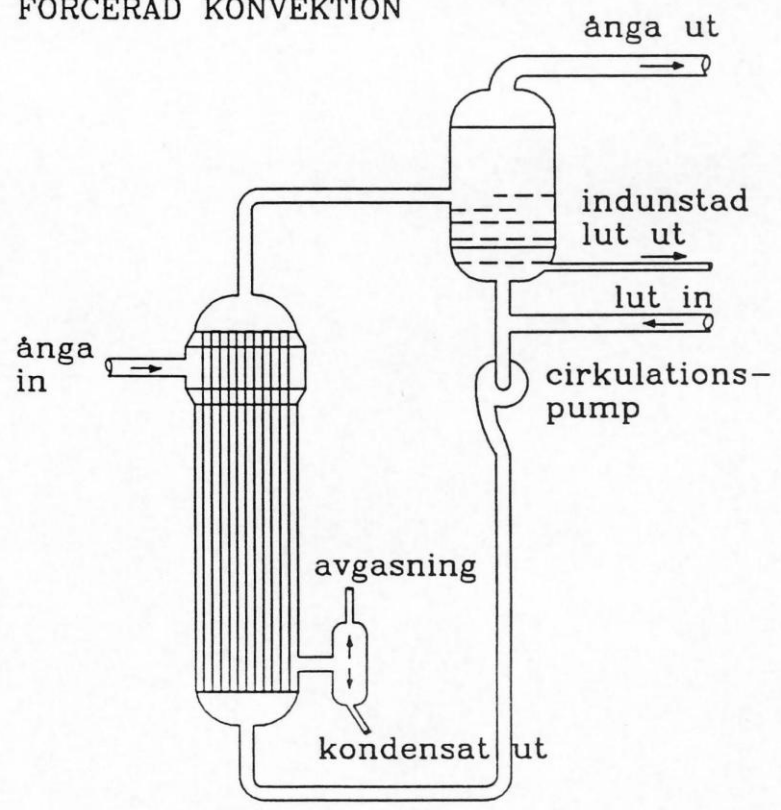
Indunstare med *fallande film* ("falling film", "laskevakalvohaihdutin") har genomgått en renässans vilken beror på förbättrad tillverkningsteknik för den ingående lamellvärmeväxlaren. Hela tryckkärlet arbetar som ångavskiljare. Luten rinner ner på utsidan av lamellerna och matningsången går inne i lamellerna. Luten fördelas över lamellerna med en hålskivekonstruktion. cirkulationsmängden är relativt låg, och effektförbrukningen är bara 10 – 20 % av motsvarande förbrukning för forcerad konvektion. Även k -värdet är acceptabelt.

Om matningen av ånga sker nere (se figur) kommer ången på uppgående att möta sitt eget nedrinnande kondensat. Vi får då en destillationseffekt ("strippning") motsvarande 2 – 3 teoretiska bottnar vilket leder till ett renare kondensat. Det smutsiga kondensatet koncentreras i den andra sektionen.

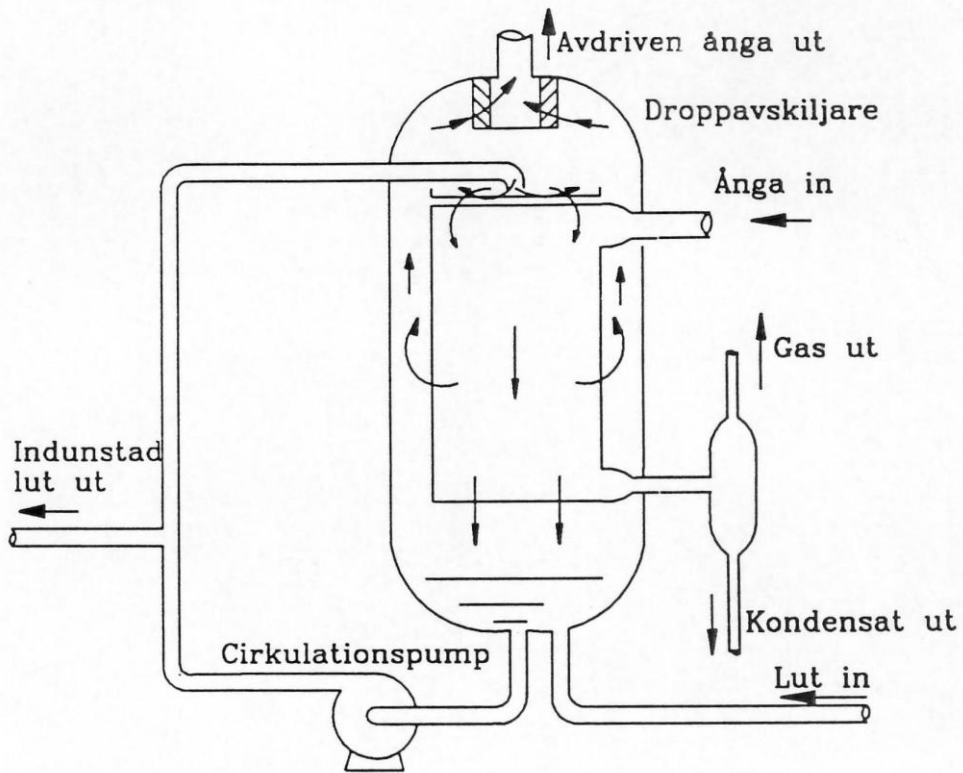
"RISING FILM" indunstningseffekt



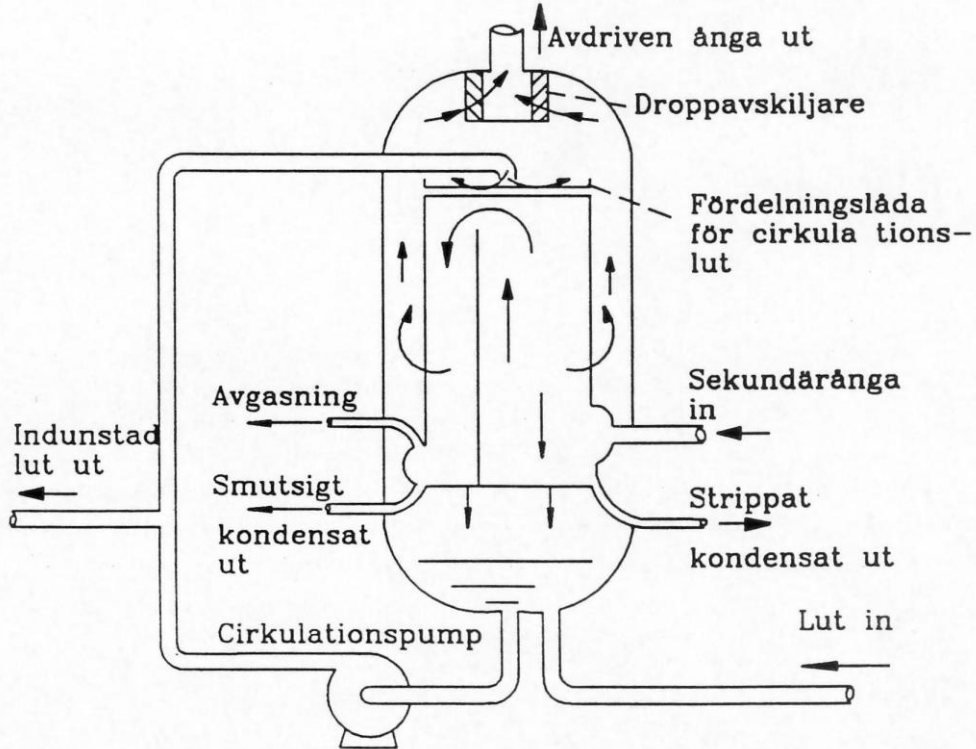
Indunstningseffekt med FORCERAD KONVEKTION

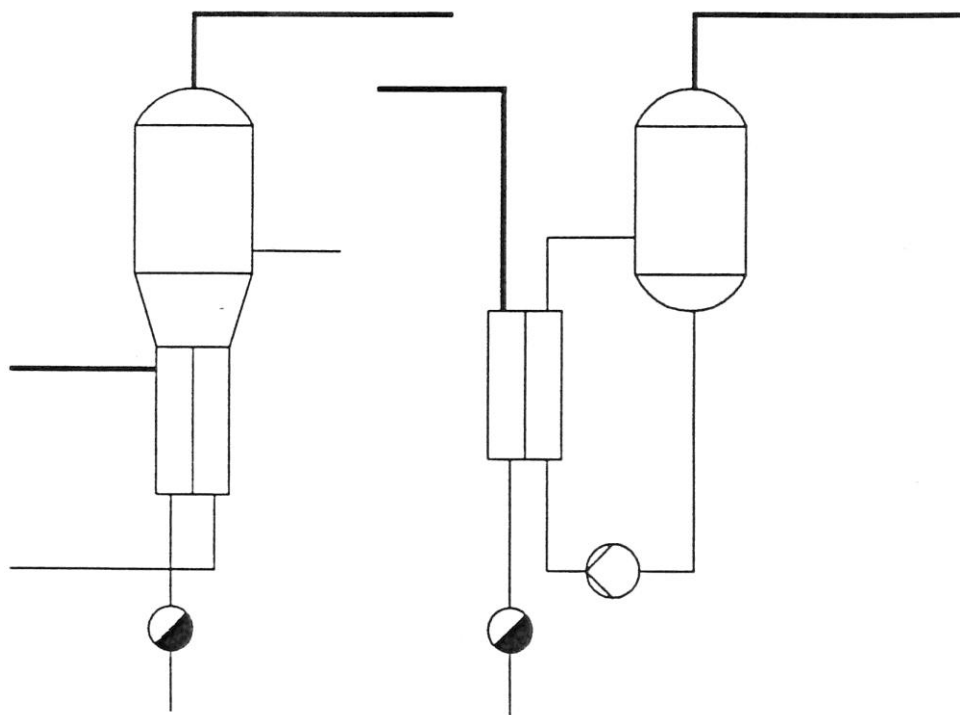


"FALLING FILM" indunstningseffekt (A)



"FALLING FILM" indunstningseffekt (B)



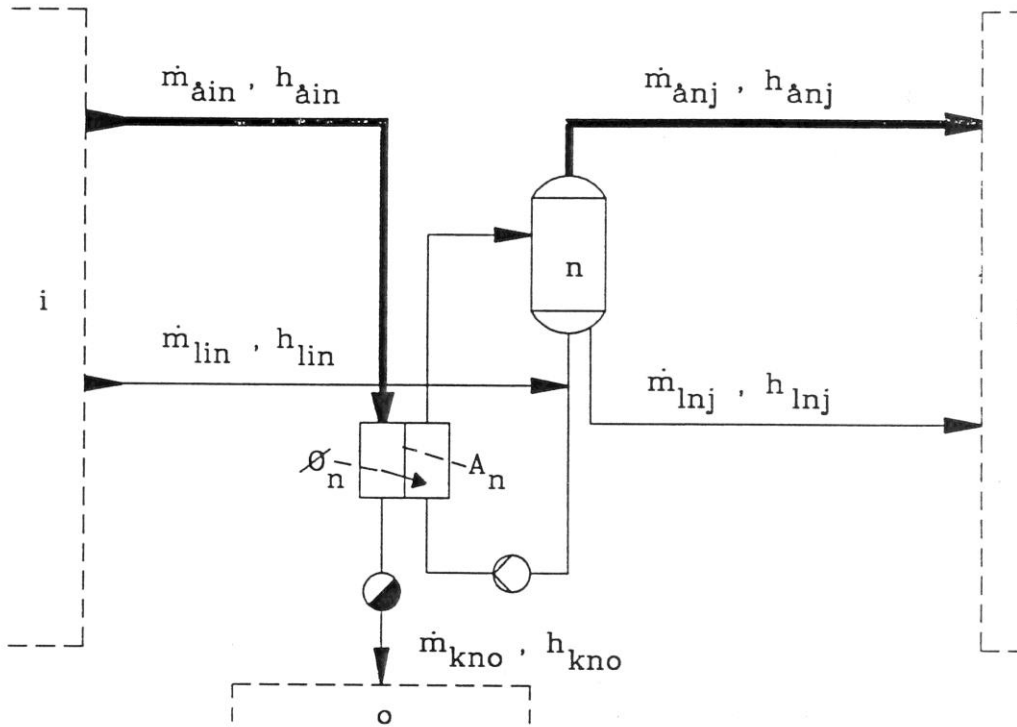


1.3 Teori för en effekt

1.3.1 Mass- och energibalanser

Vid bildandet av matematiska uttryck i form av värmeöverföringslikheter samt ämnes- och energibalanser för balansområden, som väljs i en industrianläggning, är det viktigt att tydligt och entydigt kunna lokalisera de använda storheterna i anläggningen. Det är också viktigt att kunna särskilja de olika ämnesströmmarna från varandra.

För detta ändamål är det lämpligt att förse storheterna med index, varvid för ämnesströmmar som första index kan användas t.ex. \dot{a} för ånga, k för kondensat och l för lösning. Vidare kan varje anläggningsdel, där ämnesmängdströmmar förenas, separeras eller deras tillstånd förändras, förses med ett lokaliseringsindex, t.ex. en siffra eller en bokstav. De storheter, som hänförs till denna anläggningsdel, förses med gällande lokaliseringsindex, t.ex. värmeytan i den värmeväxlare, som hör till effekten med lokaliseringsindex 3 betecknas A_3 . På motsvarande sätt förses storhetssymboler, som betecknar strömmar och deras egenskaper med ett tredubbelt index, varvid det första anger strömmens art, det andra varifrån strömmen kommer och det tredje vart strömmen leds. Enligt detta beteckningssätt anger t.ex. $\dot{m}_{\dot{a}34}$ viktströmmen ånga från effekten 3 till effekten 4. Detta beteckningssätt, som för övrigt är mycket praktiskt om problemet skall lösas med egna datorprogram åskådliggörs i följande bild



Med användande av detta beteckningssätt kan följande energibalans uppställas för indunstningsenheten:

$$\dot{m}_{\hat{a}in} \cdot h_{\hat{a}in} + \dot{m}_{lin} \cdot h_{lin} = \dot{m}_{kno} \cdot h_{kno} + \dot{m}_{\hat{a}nj} \cdot h_{\hat{a}nj} + \dot{m}_{lnj} \cdot h_{lnj} + \dot{Q}_{förl,n} \quad (1.1)$$

Här är $\dot{Q}_{förl,n}$ värmeförlustströmmen från effekten. Enkla ämnesbalanser ger vidare likheterna

$$\dot{m}_{kno} = \dot{m}_{\hat{a}in} \quad (1.2)$$

$$\dot{m}_{lnj} = \dot{m}_{\hat{a}in} - \dot{m}_{\hat{a}nj} \quad (1.3)$$

Då \dot{m}_{kno} och \dot{m}_{lnj} enligt (1.2 – 1.3) införs i (1.1) och denna likhet löses med avseende på $\dot{m}_{\hat{a}nj}$ fås

$$\dot{m}_{\hat{a}nj} = \frac{h_{\hat{a}in} - h_{kno}}{h_{\hat{a}nj} - h_{lnj}} \cdot \dot{m}_{\hat{a}in} + \frac{h_{lin} - h_{lnj}}{h_{\hat{a}nj} - h_{lnj}} \cdot \dot{m}_{lnj} - \frac{\dot{Q}_{förl,n}}{h_{\hat{a}nj} - h_{lnj}} \quad (1.4)$$

En granskning av storleksordningen av termerna i högra ledet av (1.4) visar, att då i allmänt

$$h_{\hat{a}in} - h_{kno} \approx h_{\hat{a}nj} - h_{lnj}$$

$$h_{lm} - h_{lnj} \ll h_{anj} - h_{lnj}$$

$$\dot{Q}_{förl,n} \ll \dot{m}_{anj} \cdot (h_{anj} - h_{lnj})$$

gäller

$$\dot{m}_{anj} \approx \dot{m}_{ain} \quad (1.5)$$

Detta samband, som utsäger att den från effektens separator avgående ångströmmen är ungefär lika stor som den till effektens värmeväxlare tillförda ångströmmen, kan användas vid preliminära överslagsberäkningar, medan likheten (1.4) bör användas vid noggrannare beräkningar.

Vid beräkningen av den värmeström, som överförs i en värmeväxlare där det sker kokning vid en del av värmeöverföringsväggen, stöter man på teoretiska svårigheter. Strömningens natur förändras på vätskesidan av värmeväxlaren till följd av den mot utloppet ökande ånghalten i lösningen och värmegenomgångstalet kommer att ansenligt variera längs värmeytan. Vid praktiska beräkningar använder man därför en storhet, som kallas effektens ”skenbara k -värde” istället för värmeväxlarens värmegenomgångstal. Det skenbara k -värdet betecknas här k' och definieras av likheten

$$\dot{Q}_n = k'_n \cdot A_n \cdot (\theta_{ain} - \theta_{lnj}) \quad (1.6)$$

där θ_{ain} betecknar kondenseringstemperaturen hos ångströmmen \dot{m}_{ain} . Det skenbara k -värdet har sålunda samma dimension som värmeväxlarens värmegenomgångstal, men skiljer sig från detta genom att värmeströmmen med utnyttjande av det skenbara k -värdet beräknas utgående från en väldefinierad och lätt mätbar skillnad mellan den tillförda ångans kondenseringstemperatur och den från effekten utgående lösningens temperatur, medan användningen av det längs värmeytan varierande värmegenomgångstalet förutsätter en kännedom om lokala temperaturdifferenser i värmeväxlaren, vilka inte utan speciell instrumentering kan mätas. Vid forcerad konvektion kommer det skenbara k -värdet att vara ganska nära det k -värde man normalt opererar med i värmeväxlingsläran och som bygger på logaritmiska medeltemperaturdifferenser.

Då en energibalans för ångsidan i värmeväxlaren ger likheten

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_{ain} \cdot (h_{ain} - h_{kno}) \quad (1.7)$$

där termerna i högra ledet åter enkelt kan mätas eller beräknas, kan \dot{Q}_n bestämmas med (1.7) och det skenbara k -värdet för effekten beräknas med (1.6). Införs \dot{Q}_n enligt (1.7) och löses den erhållna likheten i avseende på \dot{m}_{ain} fås

$$\dot{m}_{ain} = \frac{k'_n \cdot A_n}{h_{ain} - h_{kno}} \cdot (\theta_{ain} - \theta_{lnj}) \quad (1.8)$$

Då k' i allmänhet inte väsentligt varierar med måttliga variationer i $(\theta_{\dot{a}in} - \theta_{lnj})$ och enligt (1.5) $\dot{m}_{\dot{a}in}$ är ungefär lika med $\dot{m}_{\dot{a}nj}$ finner man att i effekten avdriven ångström är ungefär proportionell med skillnaden mellan tillförd ångas kondenseringstemperatur och den ur effekten avledda lutens temperatur, alltså

$$\dot{m}_{\dot{a}nj} \approx \frac{k'_n \cdot A_n}{h_{\dot{a}in} - h_{kno}} \cdot (\theta_{\dot{a}in} - \theta_{lnj}) \quad (1.9)$$

Då den utgående lösningen står i termodynamisk jämvikt med den utgående ångan är θ_{lnj} en funktion av trycket i effektens separator, som ju är den ur effekten strömmande ångans tryck, blir den ur lösningen i effekten separerade ångströmmen beroende av skillnaden mellan trycket hos tillförd ånga och avdriven ånga. Då ångans kondenseringstemperatur stiger med ångtrycket inses, att den avdrivna ångströmmen enligt (1.9) får ett positivt värde endast i det fall att trycket hos avdriven ånga är lägre än trycket hos tillförd ånga.

1.3.2 Kokpunktsförhöjningen

Kokpunktsförhöjningen är i industningsteknik av stor betydelse, eftersom den leder till en mindre drivande temperaturdifferens. Den avdrivna ångan är alltså överhettad vilket inte kan utnyttjas eftersom dess kondensationstemperatur endast är beroende av dess tryck.

En lösning kokar när dess temperatur stigit så högt, att partialtrycket för vattenångan i ett gränsskikt ovanför lösningen är lika med det ovanför lösningen rådande totaltrycket. Om detta partialtryck följer mätningskurva (p_{H_2O} versus θ) för rent vatten, kommer den producerade ångan, som i princip är ren, att kondensera vid samma temperatur som vätskan kokat vid förutsatt att tryckfallet vid transport av ångan till följande enhet kan försummas.

Om det finns lösta ämnen i vätskan kommer vattenångans partialtryck att sänkas i förhållande till ren vätska. Det nya partialtrycket blir den rena vätskans partialtryck (som funktion av temperaturen) multiplicerad med vattnets aktivitetskoefficient, a_{H_2O} , som nu alltså blir < 1 på grund av de lösta substanserna. Det behövs således en högre temperatur för att komma upp till samma partialtryck vattenånga som över en motsvarande ren vätska.

För sambandet mellan $\theta_{\dot{a}nj}$ och θ_{lnj} , varvid med $\theta_{\dot{a}nj}$ åter avses den avdrivna ångans kondenseringstemperatur, gäller

$$\theta_{\dot{a}nj} = \theta_{lnj} - \Delta\theta \quad (1.10)$$

där $\Delta\theta$ betecknar kokpunktsförhöjningen hos lösningen i effekten n .

Om vi på något sätt kan bestämma (t.ex. genom ångtrycksmätningar eller genom någon form av modellering) vattnets aktivitet, a_{H_2O} , kan vi beräkna kokpunktsförhöjningen genom att tillämpa det från termodynamiken välkända uttrycket för jämviktskonstantens temperaturberoende på vattnets förångning,

$$\frac{d \ln K}{dT} = \frac{\Delta H_m(T)}{R \cdot T^2} \quad (1.11)$$

som efter integration från den avdrivna ångans kondenseringstemperatur, (i Kelvin), $T_{\hat{a}nj}$, till lösningens koktemperatur, T_{lnj} , resulterar i följande uttryck (om vattnets ångbildningsvärme antas konstant inom integrationsintervallet),

$$\frac{\Delta H_m(T_{\hat{a}nj})}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_{\hat{a}nj}} - \frac{1}{T_{lnj}} \right) = \ln \frac{K(T_{lnj})}{K(T_{\hat{a}nj})} \quad (1.12)$$

Förhållandet mellan jämviktskonstanterna bör vara lika med förhållandet mellan vattenångans partialtryck vid de olika temperaturerna,

$$\frac{K(T_{lnj})}{K(T_{\hat{a}nj})} = \frac{p_{H_2O}(T_{lnj})}{p_{H_2O}(T_{\hat{a}nj})} = \frac{1}{a_{H_2O}} \quad (1.13)$$

vilket leder till,

$$(T_{lnj} - T_{\hat{a}nj}) = \Delta\theta = \frac{R \cdot T_{\hat{a}nj} \cdot T_{lnj}}{\Delta H_m(T_{\hat{a}nj})} \cdot \ln \frac{1}{a_{H_2O}} \quad (1.14)$$

Kokpunktsförhöjningen är beroende av lösningens koncentration, som i industnningstekniken med fördel uttrycks som massan lösningsmedel dividerad med massan lösta substanser. Detta förhållande betecknas här med symbolen u (tH₂O/tts). Storheten u kan beräknas ur den även allmänt använda torrsustanshalten w (tts/tlut), som anger förhållandet mellan de lösta substansernas och hela lösningens massa. Härvid gäller:

$$u = \left(\frac{1-w}{w} \right) \frac{tH_2O}{tts} \quad (1.15)$$

Om vi därefter antar att $T_{\hat{a}nj} \cdot T_{lnj} \approx T_{\hat{a}nj}^2$ vilket vi bör kunna göra för små värden på kokpunktsförhöjningen, återstår att beräkna vattenaktiviteten. Vattenaktiviteten som funktion av lösningens torrhalt kan mätas genom att mäta partialtrycket för vattenånga över lösningen och dividera med det partialtryck som gäller för rent vatten vid den givna temperaturen. I avsaknad av sådan experimentella värden kan man bilda en modell för aktiviteten enligt följande:

För utspädda lösningar kan vattenaktiviteten sättas lika med vattnets molbråk i lösningen,

$$a_{H_2O} = 1 - X_{l,nj} \quad (1.16)$$

där $X_{l,nj}$ är molbråket för den lösta substansen. Om vi nu utnyttjar lösningens koncentration, u (tH₂O/tts), som för effekt n betecknas u_{lnj} (koncentrationen för den lut som går från effekt n till effekt j) kan vi enkelt härleda följande uttryck för aktiviteten:

$$a_{H_2O} = 1 - \frac{f}{f + u_{lnj} \cdot \frac{M_{ts}}{M_{H_2O}}} \quad (1.17)$$

där f är ämnesmängd löst substans dividerat med ämnesmängd torrsbstans (kan vara = 1), samt slutligen ett beräkningsuttryck för kokpunktsförhöjningen:

$$\Delta\theta = \frac{R \cdot (273 + \theta_{\hat{a}nj})^2}{\Delta H_m(T_{\hat{a}nj})} \cdot \ln \left[1 + \frac{1}{u_{lnj}} \cdot \frac{f \cdot M_{H_2O}}{M_{ts}} \right] \quad (1.18)$$

I denna formel betecknar R gaskonstanten (8,414 kJ/kmolK), ΔH_m är vattnets molära ångbildningsvärme vid koktemperaturen $T_{\hat{a}nj}$ samt M_{ts} är torrsbstansens molära massa. M_{ts} kan vara svår att bestämma, ty de lösta substanserna kan vara blott partiellt dissocierade och även associerade med varandra i komplex med högre molekylvikt. Formeln bör därför användas då man inte har tillgång till experimentellt bestämda värden på $\Delta\theta$ och för korrigerig av uppmätta värden för kokpunktsförhöjningen att gälla för andra koktemperaturer.

Man kan ofta förfara så, att man mäter koktemperaturen för lut med olika torrsbstanshalt i laboratoriet vid atmosfärstryck, varvid kokpunktsförhöjningen helt enkelt blir differensen till 100 °C. Därefter söker man med icke-linjär regressionsanalys det värde på $f \cdot M_{H_2O} / M_{ts}$ som bäst förklarar den uppmätta kokpunktsförhöjningen. När man sedan i industningseffekterna har andra koktryck och -temperaturer, bör formel (1.18) ge realistiska värden på den verkliga kokpunktsförhöjningen. När man förfarit på detta sätt med vanlig svartlut från en sulfatcellulosa-process erhöles god överensstämmelse med värdet $f \cdot M_{H_2O} / M_{ts} = 0,33$ kg H₂O/kg ts.

Vattnets ångbildningsvärme vid temperaturen θ kan med tillräcklig noggrannhet beräknas ur:

$$\Delta H_m = \left[45050 - 42,17 \cdot \left(\frac{\theta}{^\circ\text{C}} \right) \right] \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \quad (1.19)$$

Det skenbara k -värdet för effekter med forcerad cirkulation beror främst av värmeomgångstalet i värmeväxlaren och av värmekapacitetsströmmen genom densamma. Värmeomgångstalet beror i sin tur främst av värmeöverföringstalet mellan den värmeöverförande väggen och lösningen samt av värmeöverföringsmotståndet i beläggningar på väggen, vilka främst förekommer på den lösningsberörda sidan av väggen. Värmeöverföringstalet mellan vägg och lösning kan beräknas med normala värmetekniska ekvationer ifall ingen väsentlig kokning sker i värmeväxlaren. En ökning av viktströmmen lösning genom värmeväxlaren verkar höjande på det skenbara k -värdet, dels genom en ökning av värmeöverföringstalet på lösningsidan och dels genom en ökning av den logaritmiska medeltemperaturdifferensen i värmeväxlaren.

I de effekter, som arbetar utan forcerad cirkulation, är det skenbara k -värdet främst beroende av värmeöverföringsmotståndet i beläggningarna på den värmeöverförande väggen samt av på hur stor del av värmeytan det sker en kokning. Lösningens densitet, viskositet och ytspänning har också inflytande på det skenbara k -värdet, emedan dessa storheter är bestämmande för strömningsförloppet i den kokande lösningen.

För beräkningar på dator kan man antingen använda programpaket för vattenånga (t.ex. HS i CHEEP) eller alternativt följande rätt så goda approximationer, varvid:

$p_{\dot{a}}$ = vattenångans mättningsstryck. Vid mättning är givetvis vattenångans partialtryck lika med totaltrycket. Obs. Att 1 bar = 100 kPa.

$\theta_{\dot{a}}$ = vattenångans kondensationstemperatur.

$h_{\dot{a}}$ = entalpi för mättad vattenånga.

h_k = kondensatets entalpi.

Vattenångans mättningsstryck (partialtryck) kan beräknas ur dess kondensationstemperatur (vattendaggpunkt) med formeln:

$$p_{\dot{a}} = \left(\exp \left[11,78 \cdot \frac{\left(\frac{\theta_{\dot{a}}}{^{\circ}\text{C}} - 99,64 \right)}{\left(\frac{\theta_{\dot{a}}}{^{\circ}\text{C}} + 230,0 \right)} \right] \right) \text{bar} \quad (1.19b)$$

Vattenångans kondensationstemperatur (vattendaggpunkt) kan beräknas ur dess mättningsstryck (partialtryck) med formeln:

$$\theta_{\dot{a}} = \left[\frac{230 \cdot \ln \left(\frac{p_{\dot{a}}}{\text{bar}} \right) + 1173,76}{11,78 - \ln \left(\frac{p_{\dot{a}}}{\text{bar}} \right)} \right] ^{\circ}\text{C} \quad (1.19c)$$

Entalpin för mättad vattenånga kan beräknas om dess kondensationstemperatur är känd:

$$h_{\dot{a}} = \left[2501,64 + 1,8256 \cdot \left(\frac{\theta_{\dot{a}}}{^{\circ}\text{C}} \right) + 0,00022468 \cdot \left(\frac{\theta_{\dot{a}}}{^{\circ}\text{C}} \right)^2 - 0,0000104249 \cdot \left(\frac{\theta_{\dot{a}}}{^{\circ}\text{C}} \right)^3 \right] \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.19d)$$

Kondensationstemperaturen för mättad vattenånga kan beräknas om dess entalpi är känd:

$$\theta_{\dot{a}} = \left[651,802 - 564,27 \cdot \left(\frac{h_{\dot{a}}}{1000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \right) - 55,729 \cdot \left(\frac{h_{\dot{a}}}{1000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \right)^2 + 70,878 \cdot \left(\frac{h_{\dot{a}}}{1000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \right)^3 \right] ^{\circ}\text{C} \quad (1.19e)$$

Kondensatets entalpi fås ur vattenångans kondensationstemperatur:

$$h_k = \left[4,187 \cdot \left(\frac{\theta_{\dot{a}}}{^{\circ}\text{C}} \right) \right] \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.19f)$$

Exempel 1.1

I en kontinuerligt arbetande indunstningseffekt, som har värmeytan 100 m² och ett skenbart k -värde lika med 4,0 MJ/(m²h°C), skall en inkommande tunnlutström på 10 t/h med torrsubstanshalten 14 % och temperaturen 110 °C indunstas. För indunstningen används mättad vattenånga av trycket 200 kPa (övertryck). Lösningens kokpunktsförhöjning kan beräknas utgående från att torrsubstansen har en molar massa motsvarande 50 kg/kmol, medan lösningen i övrigt kan antas ha samma egenskaper som vatten. Beräkna ångströmmen till effekten, den avdrivna ångströmmens storlek samt den utkommande lösningens torrsubstanshalt, om trycket i effektens separator är

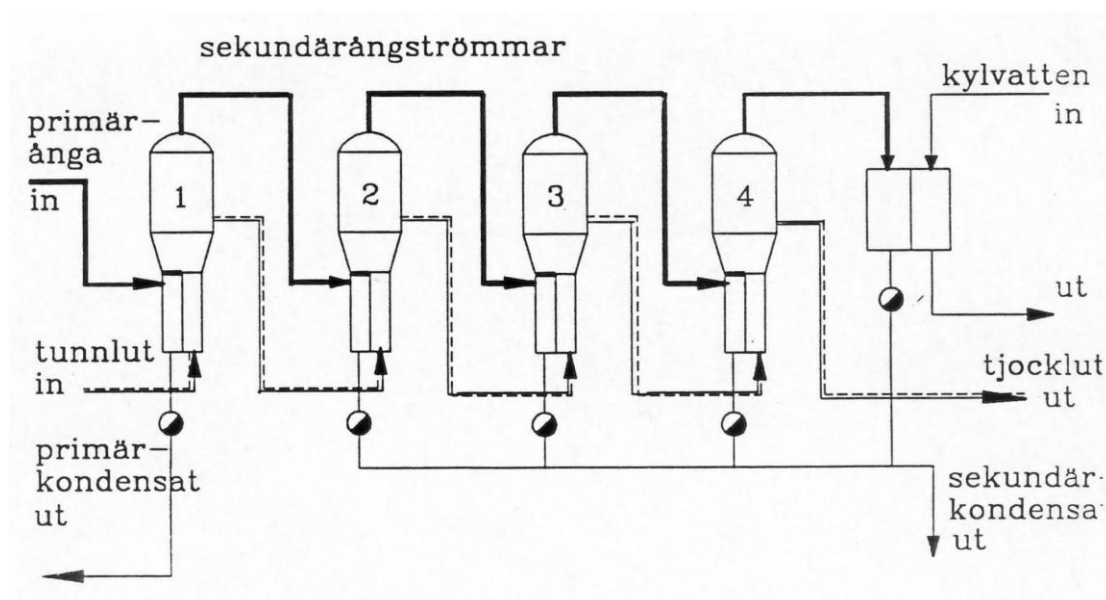
- a) 150 kPa övertryck
- b) 50 kPa övertryck

1.4 Flereffektindunstning

1.4.1 Koppling och värmeekonomi

Indunstningsanläggningars värmeekonomi är i väsentlig grad beroende av hur sekundärångan ur effekterna kan användas. Om sekundärångans energiinnehåll helt kan utnyttjas för att täcka något processvärmebehov, blir indunstningsanläggningens nettovärmeförbrukning blott lika med förlusterna till omgivningen. På grund av att sekundärångan i regel är förorenad kan man emellertid stöta på stora svårigheter, ifall den distribueras till olika värmekrävande apparater i fabriken. Sekundärångans tryck är dessutom i allmänhet rätt lågt.

Ifall sekundärångan inte kan utnyttjas i andra apparater i fabriken kan den ledas till en annan indunstningseffekt. I så fall kommer indunstningsanläggningen att bestå av flera seriekopplade effekter. Nedan visas ett förenklat flödesschema över en indunstningsanläggning med fyra i serie kopplade effekter med naturlig cirkulation ("rising film"), där lösningen leds i medström genom anläggningen.



Sekundärångan från den sista effekten kan naturligtvis ledas till ytterligare en effekt o.s.v. Sekundärångan från den sista effekten, som i regel arbetar vid ett tämligen högt undertryck, kondenseras i en värmeväxlare (yt-kondensator) med vatten som kylmedium, varvid det utkommande varmvattnet eventuellt finner användning som processvarmvatten i fabriken. Då trycket i kondensorn är under atmosfärstryck bör den förses med en vakuumpump för effektiv utsugning av ickekondenserande gaser ur densamma. Sekundärångan ur sista effekten kan också kondenseras i en strålkondensator, i vilken ångans bringas i direkt kontakt med kylvattnet. I detta fall kan inte rent processvatten framställas och det förorenade sekundärkondensatet blandas med kylvattnet, vilket ur miljövärdssynpunkt är ofördelaktigt. Även avgasningsströmmarna från de övriga effekternas värmeväxlare leds normalt till den sista effektens kondensator.

I en flereffektsindunstningsanläggning där lösningen leds i medström kommer den koncentrerade lösningen ur den effekt, där trycket och därmed lösningens temperatur är lägst. Då lösningens viskositet ökar med stigande koncentration och sjunkande temperatur, kan den relativt kalla och koncentrerade lösningens viskositet vara mycket hög i den sista effekten. Detta nedsätter kraftigt det skenbara k -värdet i denna effekt. För att förhindra detta kan man leda lösningen genom anläggningen så, att den koncentrerade lösningen tas ut ur en effekt, där trycket är högt och därmed även lösningens temperatur är hög. Så sker t.ex. om lösningen leds i motström eller blandström genom anläggningen. Då bör naturligtvis pumpar användas för transport av lösningen från en effekt med lägre tryck till en effekt med högre tryck. Variationsmöjligheterna vid anläggningens koppling blir naturligtvis större ju fler effekter som ingår i den samma.

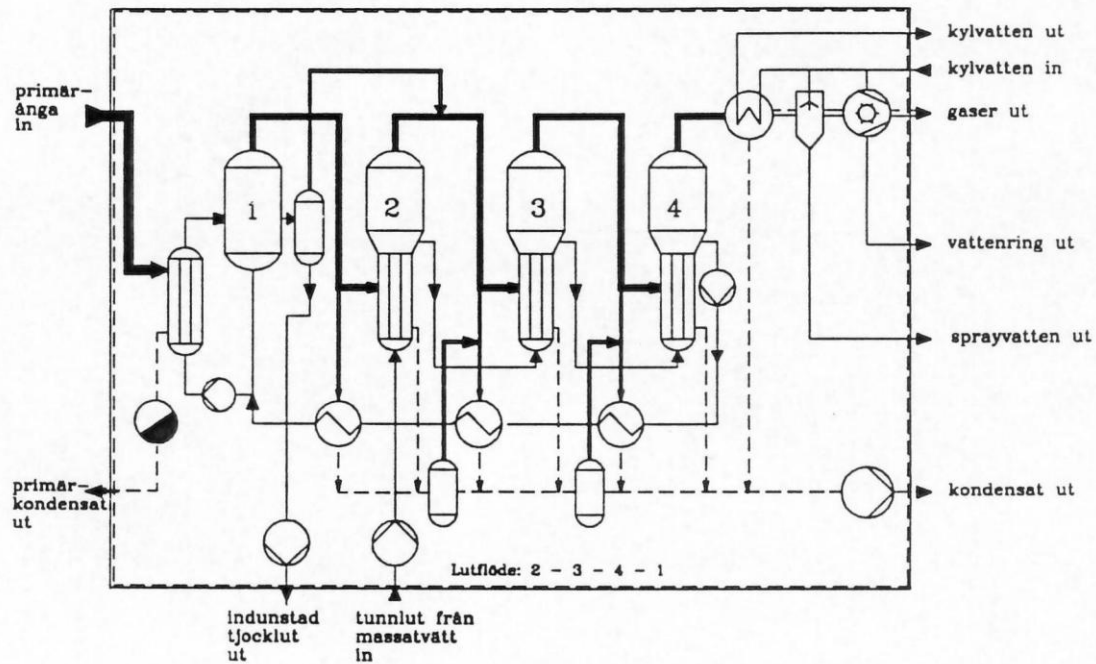
Effekter kan naturligtvis även kopplas parallellt, så att ånga eller lösning eller vardera från en effekt leds till två eller flera effekter. I indunstningsanläggningar för svartlut kan delvis indunstad lut ledas till en mellanlutbehållare för avskiljning av såpa och även återföras till tunnlutbehållaren för att höja den inkommande lutens torrsubstanshalt. Detta göres för att undvika skumningsfenomen i separatorerna.

En god värmeekonomi i anläggningen kräver i allmänhet en förvärmning av den lösning, som transporteras från en effekt med lägre tryck till en effekt med ett högre tryck. Denna förvärmning sker fördelaktigast med avtappad sekundärånga från de mellanliggande effekterna. Avtappning av sekundärånga kan även ske till andra apparater, t.ex. till värmeväxlare där temperaturen hos kondensorns kylvatten ytterligare höjs, så att det får den temperatur som krävs av processvarmvatten.

I följande bild så visas schematiskt kopplingen av en indunstningsanläggning med fyra effekter, vilka genomströmmas av luten i ordningsföljden 2-3-4-1. Ur schemat framgår hur lutförvärmningen kan ordnas med avtappad sekundärånga och med expansionsånga (flashånga) från sekundärkondensatet. Likaså framgår hur värmeväxlarnas avgasning till ytkondensorn och den därmed seriekopplade strålkondensorn och vakuumpumpen sker.

Den från första effekten utkommande lutens temperatur sänkes i ett expansionskärl, från vilket expansionsångan leds till sekundärångan ut från andra effekten d.v.s. till tredje effektens värmeväxlare.

Indunstning i fyra steg, principschema



Forcerad konvektion används i den första effekten på grund av att luten är tjock och strömmar dåligt uppåt i en värmeväxlare med naturlig konvektion. Eftersom ångan expanderar vid trycksänkningen måste lågtryckseffekternas ångsida dimensioneras betydligt större än högtryckseffekternas ångsida.

I praktiken är processchemat betydligt mera komplicerat än vad ovanstående bild anger, se fullständigare schema i figurbilagan i slutet av detta kapitel.

Indunstningsanläggningars kapacitet anges som strömmen avdrivet lösningsmedel, t.ex. med enheten tH₂O/h. Indunstningskapaciteten \dot{m}_{H_2O} är lika med summan av sekundärångströmmarna från effekterna

$$\dot{m}_{H_2O} = \sum_{v=1}^n \dot{m}_{\dot{a}v(v+1)} \quad (1.20)$$

där n är antalet effekter. Då de seriekopplade effekternas antal ökas i en indunstningsanläggning kommer primärångbehovet vid konstanthållen indunstningskapacitet att minska. Detta sakförhållande inses lätt med hjälp av det approximativt gällande sambandet (1.5) som även kan skrivas

$$\dot{m}_{\dot{a}01} \approx \dot{m}_{\dot{a}v(v+1)} \quad (1.21)$$

vilket samband i kombination med (1.20) ger

$$\dot{m}_{\dot{a}01} \approx \frac{1}{n} \cdot \dot{m}_{H_2O} \quad (1.22)$$

där \dot{m}_{a01} betecknar primärångströmmen. På grund av att formeln (1.5) endast gäller approximativt är även de härur härledda sambanden approximativa. En noggrann beräkning av flereffektindunstningsanläggningars ångbehov vid given kapacitet och vice versa bör utgå från energibalanserna för effekterna, skrivna t.ex. i formen (1.4), varvid man bör känna eller kunna beräkna lösningens temperatur och kokpunktsförhöjning samt ångtrycket i varje effekt.

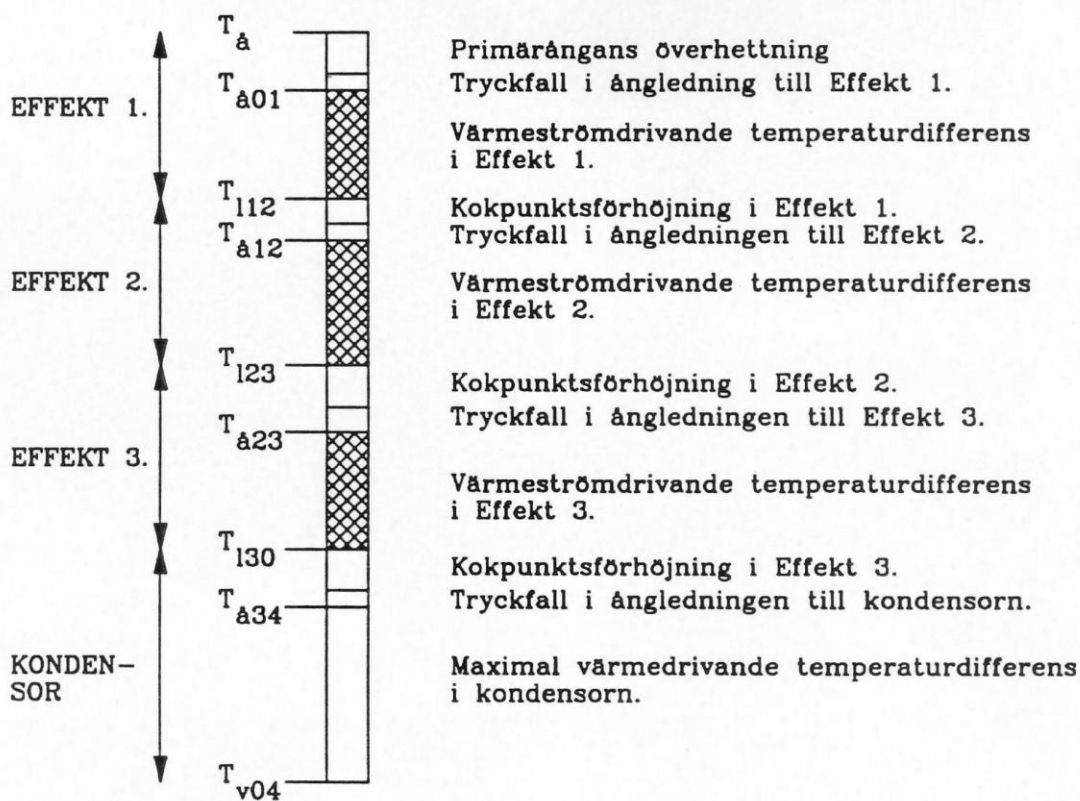
1.4.2 Temperaturfördelningen i en flereffektanläggning

I en flereffektindunstningsanläggning känner man i allmänhet den tillförda primärångans kondenseringstemperatur och det till kondensorn tillförda kylvattnets temperatur, alltså den i anläggningen för värmeöverföring maximalt tillbudsstående temperaturskillnaden. Denna maximala temperaturdifferens fördelas som temperaturdifferenser i effekterna, varvid temperatursänkningen dels förekommer som värmeströmdrivande temperaturskillnader i effekternas värmeväxlare, med dels även förorsakas av kokpunktsförhöjningarna hos lösningen i effekterna, emedan den härav följande ångans överhettning inte kan utnyttjas vid värmeöverföringen. Ytterligare fås en sänkning av ångans kondenseringstemperatur ifall ångtrycket sjunker på grund av tryckförluster i rörledningen mellan separatorn och följande effekts värmeväxlare. En dylik tryckförlust kan även uppstå i fel dimensionerade eller nedsmutsade droppavskiljare i effektens separator.

Ångans och lösningens temperatur samt temperaturfallen i en anläggning med tre seriekopplade effekter och en ytkondensator kan grafiskt åskådliggöras på följande sätt, varvid $T_a = \theta_a$ betecknar den överhettade primärångans temperatur och $T_{v04} = \theta_{v04}$ kylvattnets inloppstemperatur till kondensorn.

PRINCIPSCHEMA FÖR TEMPERATURFÖRDELNINGEN I EN
TRESTEGS INDUNSTNINGSANLÄGGNING KOPPLAD I MEDSTRÖM

$$\text{Maximalt tillgänglig temperaturdifferens} = T_{\dot{a}} - T_{v04}$$



Man finner att summan av temperaturdifferenserna ($\theta_{\dot{a}in} = \theta_{lnj}$), som ju enligt formel (1.8) är de för indunstningen effektiva temperaturdifferenserna, utgör blott en bråkdel av totalt tillbudsstående temperaturdifferens. Dessa temperaturdifferenser är skuggade i figuren. Man finner även, att ju fler effekter man har, desto fler temperaturfall ($\theta_{lin} - \theta_{\dot{a}in}$) på grund av kokpunktsförhöjningen m.m. förekommer i anläggningen, vilket minskar summan av de effektiva temperaturdifferenserna, vilken summa dessutom skall delas på flera effekter. Ångledningarna mellan effekterna bör naturligtvis dimensioneras så, att tryckfallet vid ångans strömning genom dessa inte blir alltför stort. Vid normal dimensionering kan detta tryckfall försummas. Vid ändringar i anläggningens koppling, t.ex. vid en parallellkoppling av två tidigare seriekopplade effekter bör man beakta det ökade tryckfallet i ångledningarna.

För beräkning av temperaturskillnaden ($\theta_{\dot{a}in} = \theta_{lnj}$) gäller likheten (1.8), varvid $\dot{m}_{\dot{a}in}$ beräknas med likheten (1.4). För beräkning av temperaturskillnaderna ($\theta_{lnj} - \theta_{\dot{a}nj}$) kan likheterna för kokpunktsförhöjning användas, varvid u_{lnj} beräknas

$$u_{lnj} = u_{lin} - \frac{\dot{m}_{\dot{a}nj}}{\dot{m}_{ts}} \quad (1.23)$$

där \dot{m}_{ts} är torrsubstansströmmen genom anläggningen, som i sin tur kan beräknas om viktströmmen \dot{m}_{lon} till anläggningen kommande lösning och dess torrsubstanshalt w_{lon} är bekant

$$\dot{m}_{ts} = \dot{m}_{lon} \cdot w_{lon} \quad (1.24)$$

Den från kylaren utkommande kylvattentemperaturen θ_{v40} kan beräknas utgående från energibalansen för kylaren, som kan skrivas

$$\theta_{v40} = \theta_{v04} + \frac{\dot{m}_{\dot{a}34} \cdot (h_{\dot{a}34} - h_{k40})}{\dot{m}_{v04} \cdot c_{H_2O}} \quad (1.25)$$

och temperaturdifferensen ($\theta_{\dot{a}34} - \theta_{v04}$) fås enligt likheten

$$\theta_{\dot{a}34} - \theta_{v04} = (\theta_{\dot{a}34} - \theta_{v40}) \cdot \exp\left(\frac{k_4 \cdot A_4}{\dot{m}_{v04} \cdot c_{H_2O}}\right) \quad (1.26)$$

vilket samband enkelt erhålles ur formler i AT-kompendiet.

1.4.3 Dimensionerings- och kapacitetsberäkningar

På i föregående avsnitt angivet sätt kan ett ekvationssystem uppställas, vars lösning entydigt ger alla strömmar, torrsubstanshalter och temperaturer i anläggningen. Det kan användas både för dimensionering av industningsanläggningar och för beräkning av givna anläggningars kapacitet.

Vid dimensionering av flereffektanläggningar bör en ekonomisk optimering ske, varvid en väsentlig uppgift är att bestämma huru många seriekopplade effekter anläggningen skall ha. Andra viktiga frågor som man bör ta ställning till är hur en eventuell förvärmning av delvis industad lösning skall ordnas med sekundärånga eller sekundärkondensat. Då värmeväxlarna svara för en ansenlig del av anläggningskostnaden, är en ekonomiskt riktig dimensionering av dessa viktig. Härvid bör beaktas, att värmeöverföringsväggarna kontinuerligt försmutsas, vilket påverkar effekternas skenbara k -värden. Effekterna måste därför fränkopplas för tvättning enligt ett visst tidschema. Detta innebär, att någon effekt avställes för tvättning under en del av drifttiden, varigenom t.ex. en anläggning med sex effekter kanske under större delen av drifttiden kommer att arbeta med endast fem aktiva effekter.

För utredning av dessa problem bör det uppställda ekvationssystemet med smärre modifikaationer lösas ett stort antal gånger. Lösningen sker dessutom bäst iterativt, varvid en uppskattad lösning stegvis förbättras. Dessa beräkningar sker fördelaktigast med dator. Professionella ingenjörbyråer och storföretag utnyttjas egna programsystem samt kommersiella simuleringsprogram, PROCESS, ASPEN etc. Användandet av dessa förutsätter stora specialkunskaper och långt gående arbetserfarenhet. En vanligt processingenjör kan dock ha nytta av att kunna lösa vissa enklare fall för hand eller med korta självgjorda datarutiner.

Om antalet effekter är litet, kan även mera komplicerade kopplingar med tillhörande förvärmningar med avtappningsånga relativt enkelt beräknas.

För medströmsanläggningar kan ekvationssystemet lösas iterativt tämligen enkelt även utan dator. Som exempel på iterationsförfarandet skall beräkningsgången vid en kapacitetsberäkning kort refereras. Nedanstående beräkningsgång är lämplig för ren medström. Om man har blandström improviseras ett beräkningsschema där vissa obekanta storheter antas. Upprepade beräkningar ger bättre värden på de obekanta parametrarna (konvergens). Om beräkningsgången är olämplig hittar man inte lösning (divergens). Ofta kan det vara bra att börja beräkningen med en energibalans runt ytkondensorn och med antagna temperaturdifferenser. Då kan man få ett första värde på hur mycket ånga som kan kondenseras i den sista enheten.

Som utgångsvärde uppskattas temperaturfallet i första effekten som en lämplig bråkdel av totala temperaturfallet i anläggningen. Med formel (1.8) kan primärångströmmen uppskattas och med (1.22) får man en första uppskattning av indunstningskapaciteten. Om lösningens in- och utloppskoncentrationer är bekanta, kan inkommande ström lösning uppskattas. Med formel (1.4) fås sekundärångströmmen ur första effekten och ekvationerna (1.23) och uttrycken för kokpunktsförhöjningen ger ångans kondenseringstemperatur. Med likheten (1.8) kan lösningens temperatur i andra effektens separator beräknas, varefter sekundärångströmmen ur andra effekten kan beräknas med (1.4). Dessa beräkningar upprepas för de följande effekterna fram till kondensorn, för vilken behövlig kylvattentemperatur kan beräknas med likheterna (1.25) och (1.26).

Den så erhållna kylvattentemperaturen $\theta_{v04(1)}$ överensstämmer i regel inte med given kylvattentemperatur θ_{v04} . Den beräknade kylvattentemperaturen kan emellertid användas vid en bättre uppskattning av primärångströmmen medelst följande proportioner

$$\dot{m}_{a01(2)} = \frac{\theta_{a01} - \theta_{v04}}{\theta_{a01} - \theta_{v04(1)}} \cdot \dot{m}_{a01(1)} \quad (1.27)$$

En bättre uppskattning $\dot{m}_{H_2O(2)}$ av indunstningskapaciteten fås genom att beräkna summan $\dot{m}_{H_2O(1)}$ av alla sekundärångströmmar, som erhållits vid den första genomräkningen och utföra beräkningen

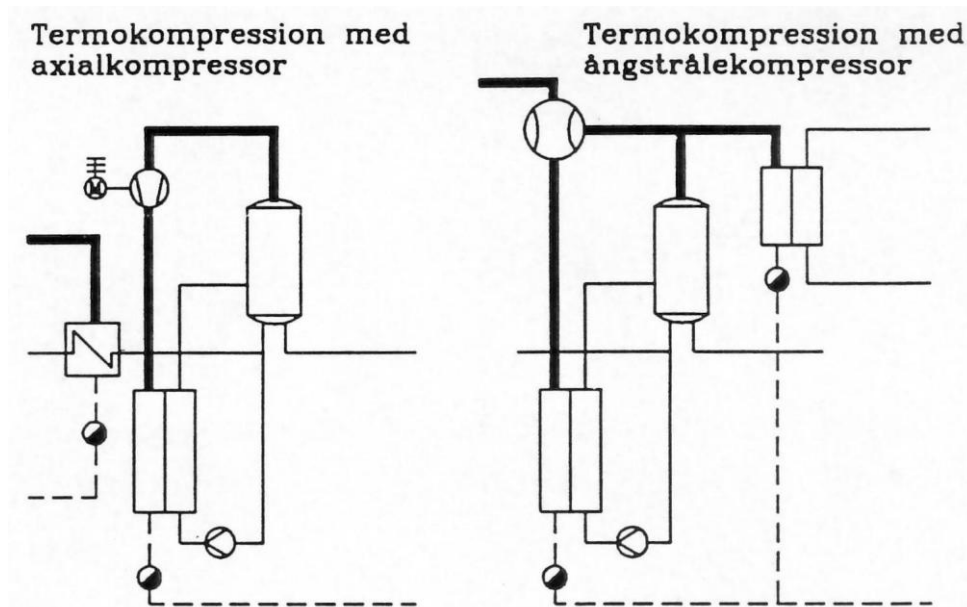
$$\dot{m}_{H_2O(2)} = \frac{\theta_{a01} - \theta_{v04}}{\theta_{a01} - \theta_{v04(1)}} \cdot \dot{m}_{H_2O(1)} \quad (1.28)$$

Med på så sätt förbättrade värde på \dot{m}_{a01} och \dot{m}_{H_2O} kan hela beräkningen upprepas med en successiv förbättring av värdena på dessa storheter, tills det inkommande kylvattnets beräknade temperatur överensstämmer med den givna kylvattentemperaturen. De senast beräknade värdena på i anläggningen definierade storheter satisfierar då hela ekvationssystemet med givna utgångsvärden och gäller för anläggningen.

Detta iterationssätt kan modifieras att gälla även för andra än medströmskopplingar, varvid dock även andra utgångsantaganden successivt måste förbättras. För upprepade beräkningar är det bekvämast att använda färdiga datorprogram.

1.5 Indunstning med termokompressor

Om trycket hos sekundärången ur en effekt höjes i en kompressor till det tryck, som krävs i samma effekts värmeväxlare, kan sekundärången användas som värmeavgivande ånga inom samma effekt. För kompressionen av ånga är axialkompressorerna eller ångstrålekompressorerna lämpliga. Beroende på den inkommande lösningens temperatur och på det tryck, vid vilket man önskar att effekten skall arbeta, bör eventuellt tillskottsenergi i form av värme tillföras effekten. Denna tillskottsenergi kan överföras från kondenserande ånga i en separat värmeväxlare från vilken primärkondensat kan tas tillvara. Om sekundärångans kompression sker med en strålekompressor blandas den som drivånga använda primärången med sekundärången i apparaten. I detta fall behöver ofta inte all sekundärånga komprimeras, utan en del kan kondenseras i en kondensator. Följande schema visar den principiella kopplingen i vardera fallet.



Naturligtvis kan flera effekter vara seriekopplade och sekundärången från sista effekten komprimeras till det tryck, som är rådande i första effekten. Härvid är behövlig tryckökning större men å andra sidan ångströmmen mindre vid bibehållen indunstningskapacitet.

En anläggning med elektriskt driven ångkompressor kräver ansenlig elektrisk effekt medan en konventionell indunstningsanläggning har ett behov att mottrycksånga, vid vars täckande elektrisk effekt kan genereras i en mottrycksturbin. Med nu rådande priser på elektrisk energi och bränsle är en industrianläggning som arbetar med termokompressorerna endast i mycket speciella fall konkurrenskraftig i förhållande till en konventionell indunstningsanläggning.

Exempel 1.2

I en indunstningsanläggning skall svartlut koncentreras från torrsubstanshalten 10 % till 55 %. Inkommande lösning har temperaturen 95 °C. Lösningens specifika värmekapacitet är 4,19 kJ/kg°C. Indunstningen skall ske i en anläggning med tre effekter, genom vilka lösningen leds i ordningsföljden 2-3-1. Den första effekten är en ny Rosenlew ”falling film” enhet med ångmatning nertill och med en värmeöverföringsyta på 150 m² och ett skenbart k -värde på 8 MJ/m²h°C. De två andra effekterna är äldre ”rising film” effekter med naturlig konvektion, värmeöverföringsyta 250 m² och skenbara k -värden på 5 MJ/m²h°C. Sekundärångan från tredje effekten kondenseras i en ytkondensator med värmeytan 150 m² och värmegenomgångstalet 7 MJ/m²h°C. För indunstningen används primärånga med trycket 3,2 bar (övertryck, mättad) och genom ytkondensatorn får ledas maximalt 3500 l/min kylvatten med inloppstemperaturen 12°C. Luten från den tredje effekten förvärms till en temperatur som är (t.ex.) 15°C under lutens temperatur i första effekten med avtappningsånga från den första enheten. Bestäm värmeväxlarens värmeyta om den har samma k -värde som ytkondensorn.

- a) Rita ett flödesschema över anläggningen med
 - behövliga pumpar för forcerad cirkulation och transport
 - indunstningseffekter
 - värmeväxlare och rörledningar
 - cisterner för tunn-, mellan- och tjocklut
 - fundamentala reglerkretsar
- b) Presentera mass- och energibalanser för varje effekt separat samt för hela anläggningen. Beräkna indunstningskapaciteten för anläggningen och ange den i enheten tH₂O/h samt även anläggningens specifika värmebehov, vilket räknas som från primärångan överförd värmeström räknad per indunstningskapacitet, och ange detta i enheten MJ/tH₂O. Föreslå lämpligt värde på lutförmarens värmeöverföringsyta.
- c) Beräkna hur mycket anläggningens indunstningskapacitet förändras om den tredje effektens skenbara k -värde på grund av försmutsning i värmeväxlaren nedgår till 1,5 MJ/m²h°C.
- d) Frivilligt bonusfall för den som lyckas programmera beräkningen på dator: Upprita indunstningskapaciteten för anläggningen som funktion av trycket på primärångan (2 – 5 bar övertryck) för
 - I. värmeytor 150 – 250 – 250 – 150 m²
 - II. värmeytor 300 – 500 – 500 – 300 m².

Lauri Kinnunen
Teknotietämys

Haihdutuskustannukset alas kotimaisella tekniikalla

Sellunvalkaisimo menee suljettuun vesikiertoon

Jaakko Pöyry Oy soveltaa helsinkiläisen Aquamax Oy:n kehittämää meriveden suolanpoistotekniikkaa sellun valkaisuvesien puhdistukseen. Alustavien kokeiden mukaan sellutehdas on mahdollista saada taloudellisesti, sellun laatua huonontamatta, lähes kokonaan suljettuun vesikiertoon.

Laajemmassa mitassa tekniikka voitaneen ottaa käyttöön jo kahden vuoden kuluttua. Vielä pari vuotta sitten suljettua kiertoa pidettiin ajatuksenakin mahdollittomana.

Pöyryllä hanketta vetävän tutkimusjohtaja Bertel Myreenin mukaan suljetun kierron avain on uusimman valkaisu-tekniikan ohella Aquamaxin haihdutustekniikka, joka pudottaa ratkaisevasti kustannuksia.

Aquamaxin haihdutin toimii pienellä paine-erolla 40 - 50 celsiusasteen lämpötilassa, jolloin lämmönvaihtimissa voidaan kalliiden metallien sijasta käyttää halpaa polyeteenikalvoa. Pöyry on yhteistyössä Aquamaxin kanssa ajanut laitteistolla ensimmäisen viikon mittai-



Tutkimusjohtaja,
prof. Bertel Myreen

sen koejakson Kymmene-konsernin Kaukaan tehtaalla Lappeenrannassa.

"Kokeet osoittivat menetelmän toimivan valkaisuvesissäkin, joista yli 95 prosenttia saatiin haihdutettua värittömäksi, prosessiin uudelleen kelpaavaksi vedeksi."

Pöyryn alustavien tarkastelujen mukaan sellutehtaan valkaisimossa joudutaan investoimaan hieman aiempaa enemmän, mutta samalla säästyy muun muassa ulkoisessa vedenpuhdistamossa sekä käyttökustannuksissa.

"Lipeää saadaan talteen, jolloin tehdään lipeän kulutus pienenee huomattavasti. Toteutustavasta riippuen myös energian kulutuksessa saattaa

syntyä säästöjä."

Valkaisu- ja jätevesi on sulfaattisellutehtaan viimeinen suuri ympäristöongelma. Pari vuotta sitten laaja yhteispohjoismainen selvitys piti sellun laatu- ja taloudellisuusvaatimukset täyttävää suljettua kiertoa periaatteessakin mahdollittomana. Tarkasteluista jäivät kuitenkin haihdutukseen perustuvat tekniikat niiden korkeiden kustannusten vuoksi kokonaan pois.

Koetoiminta jatkuu lähitulevaisuudessa eräällä Etelä-Suomen sellutehtaalla, jossa noin 9 kuukauden aikana tutkitaan haihduttimen toimintaa eri käyttöparametreilla ja kehitetään laitteistoa edelleen.

Alipaineessa edullisesti

Aquamax Oy:n meriveden suolanpoistoon kehittämä haihdutin toimii höyryn uudelleenpainetukseen periaatteella. Konventionaalisista höyrytöistä poiketen siinä käytetään alipainetta, joka vastaa veden höyrnpainetta 45 - 50 celsiusasteen lämpötilassa.

Riittävä lämpötilaero lämmönvaihtimissa saavutetaan tällä lämpötila-alueella pienillä paineeroilla, jolloin ohuiden, korroosiota kestävien ja

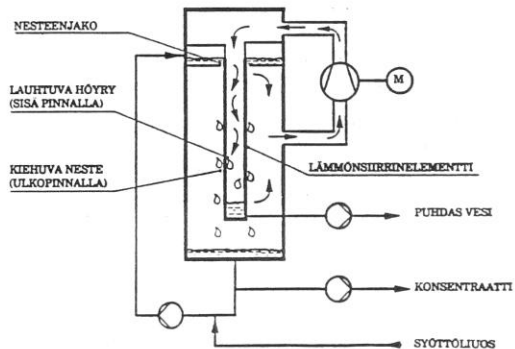
halpojen muovikalvojen käyttö on mahdollista.

Puhdistuskapasiteettia voidaan kasvattaa joko lisäämällä kalvojen pinta-alaa tai kasvattamalla lämpötilaeroa kompressorilla, joka pumpkaa höyryä muovikalvokanaviin.

Vuonna 1988 perustettu Aquamax Oy on jo toimittanut Egyptiin meriveden suolanpoistoon noin 500 kuutiometriä päivässä käsittelevän laitteiston.

Toimitusjohtaja Peter Koistisen mukaan suolanpoistossa pääomakustannukset ovat noin 60 prosenttia ja energiakustannuksetkin noin 30 % pienemmät kuin perinteisen haihdutustekniikan. "Meriveden puhdistuksessa tekniikka päihittää kustannuksissa selvästi myös toisen kilpailevan menetelmän, käänteis-osmoosin."

Väkevoitavasta liuksesta haihdutettu höyry johdetaan puhaltimeen. Puhaltimessa höyryn paine ja lauhutuslämpötila nousee, jolloin höyry voidaan johtaa lämmityshöyryksi haihduttimen samaan vaiheeseen. Prosessin ylläpitämiseen tarvitaan vain puhaltimen käyttöenergia, joka pienen paine-eron takia on vain 5 - 10 kWh haihdutettavaa vesitonnia kohti.



Extra figurer

- Nash-pumpens funktionsprincip
- Grundprincipen för flereffektindunstning
- Fixeringsbild: en verklig indunstningsanläggning för sulfatcellulosa

- Data för mättad vattenånga: temperaturen given, sök värden för de andra storheterna
- Data för mättad vattenånga, trycket givet, sök värden för de andra storheterna

Litteratur

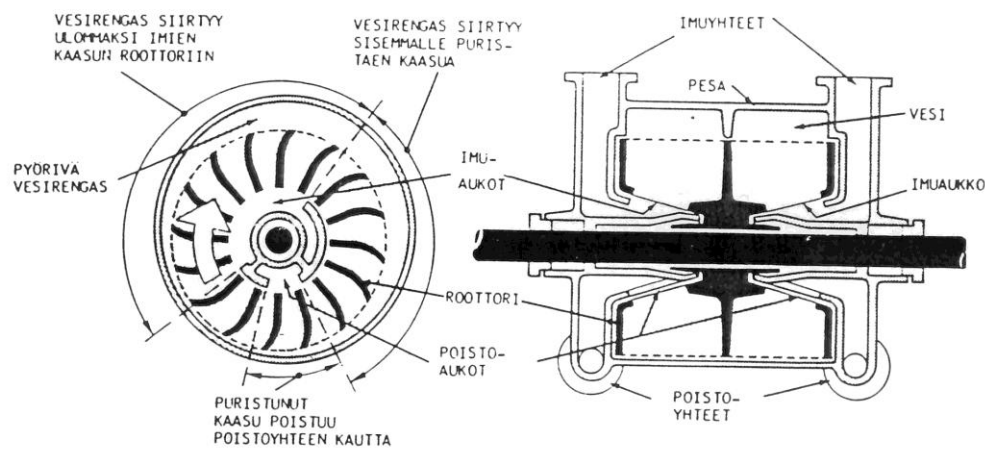
Myréen, Bertel: Föreläsningar i Anläggningsteknik, 1978

Virkola, Nils-Erik (red): Pumassan valmistus II, 1983

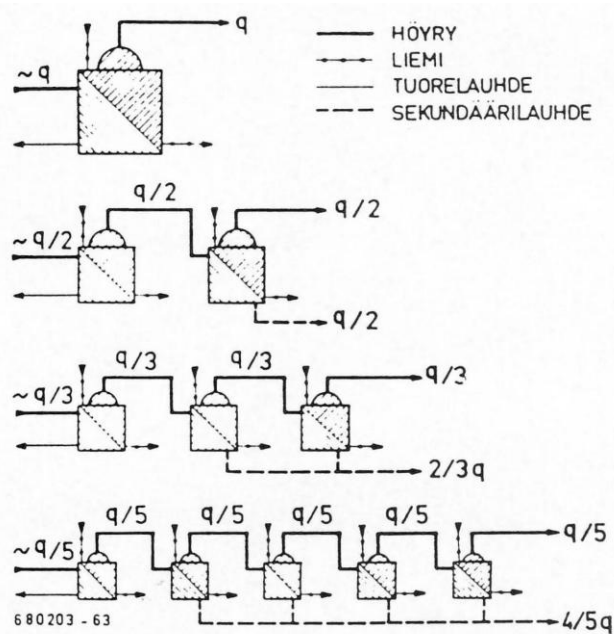
Westerlund, Tapio: Kompenium in Anläggningsteknik, 1989

Diverse STF och INSKO kurskompendier

Se även: Gullichsen and Fogelholm: Papermaking Science and Technology, Chemical Pulping, Book 6B (J. Gullichsen and H. Paulapuro), 2000.



NASH-tyhjäpumpun toimintaperiaate.



Monivaihehaidutuksen periaate. q = haihdutettu vesimäärä.

Tables of the Properties of Water and Steam

$\Theta_{\dot{a}}$ är känd, sök $p_{\dot{a}}$, $h_{\dot{a}} = h''$, $h_k = h'$, $\Delta h_{\text{ångbildn.}} = r$

Table 1. State of Saturation (Temperature Table)

Sättigungszustand (Temperaturtafel)

Etat saturé (Table des Températures)

Estado saturado (Tabla de temperatura)

| t | T | p | v' | v'' | ρ'' | h' | h'' | r | s' | s'' |
|------|--------|----------|--------------------|--------------------|-------------------|--------|--------|--------|---------|---------|
| °C | K | bar | m ³ /kg | m ³ /kg | kg/m ³ | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg K | kJ/kg K |
| 0,00 | 273,15 | 0,006108 | 0,0010002 | 206,3 | 0,004847 | -0,04 | 2501,6 | 2501,6 | -0,0002 | 9,1577 |
| 0,01 | 273,16 | 0,006112 | 0,0010002 | 206,2 | 0,004851 | 0,00 | 2501,6 | 2501,6 | 0,0000 | 9,1575 |
| 1 | 274,15 | 0,006566 | 0,0010001 | 192,6 | 0,005192 | 4,17 | 2503,4 | 2499,2 | 0,0152 | 9,1311 |
| 2 | 275,15 | 0,007055 | 0,0010001 | 179,9 | 0,005558 | 8,39 | 2505,2 | 2496,8 | 0,0306 | 9,1047 |
| 3 | 276,15 | 0,007575 | 0,0010001 | 168,2 | 0,005946 | 12,60 | 2507,1 | 2494,5 | 0,0459 | 9,0785 |
| 4 | 277,15 | 0,008129 | 0,0010000 | 157,3 | 0,006358 | 16,80 | 2508,9 | 2492,1 | 0,0611 | 9,0526 |
| 5 | 278,15 | 0,008718 | 0,0010000 | 147,2 | 0,006795 | 21,01 | 2510,7 | 2489,7 | 0,0762 | 9,0269 |
| 6 | 279,15 | 0,009345 | 0,0010000 | 137,8 | 0,007258 | 25,21 | 2512,6 | 2487,4 | 0,0913 | 9,0015 |
| 7 | 280,15 | 0,010012 | 0,0010001 | 129,1 | 0,007748 | 29,41 | 2514,4 | 2485,0 | 0,1063 | 8,9762 |
| 8 | 281,15 | 0,010720 | 0,0010001 | 121,0 | 0,008267 | 33,60 | 2516,2 | 2482,6 | 0,1213 | 8,9513 |
| 9 | 282,15 | 0,011472 | 0,0010002 | 113,4 | 0,008816 | 37,80 | 2518,1 | 2480,3 | 0,1361 | 8,9265 |
| 10 | 283,15 | 0,012270 | 0,0010003 | 106,4 | 0,009396 | 41,99 | 2519,9 | 2477,9 | 0,1510 | 8,9020 |
| 11 | 284,15 | 0,013116 | 0,0010003 | 99,91 | 0,01001 | 46,19 | 2521,7 | 2475,5 | 0,1658 | 8,8776 |
| 12 | 285,15 | 0,014014 | 0,0010004 | 93,84 | 0,01066 | 50,38 | 2523,6 | 2473,2 | 0,1805 | 8,8536 |
| 13 | 286,15 | 0,014965 | 0,0010006 | 88,18 | 0,01134 | 54,57 | 2525,4 | 2470,8 | 0,1952 | 8,8297 |
| 14 | 287,15 | 0,015973 | 0,0010007 | 82,90 | 0,01206 | 58,75 | 2527,2 | 2468,5 | 0,2098 | 8,8060 |
| 15 | 288,15 | 0,017039 | 0,0010008 | 77,98 | 0,01282 | 62,94 | 2529,1 | 2466,1 | 0,2243 | 8,7826 |
| 16 | 289,15 | 0,018168 | 0,0010010 | 73,38 | 0,01363 | 67,13 | 2530,9 | 2463,8 | 0,2388 | 8,7593 |
| 17 | 290,15 | 0,019362 | 0,0010012 | 69,09 | 0,01447 | 71,31 | 2532,7 | 2461,4 | 0,2533 | 8,7363 |
| 18 | 291,15 | 0,02062 | 0,0010013 | 65,09 | 0,01536 | 75,50 | 2534,5 | 2459,0 | 0,2677 | 8,7135 |
| 19 | 292,15 | 0,02196 | 0,0010015 | 61,34 | 0,01630 | 79,68 | 2536,4 | 2456,7 | 0,2820 | 8,6908 |
| 20 | 293,15 | 0,02337 | 0,0010017 | 57,84 | 0,01729 | 83,86 | 2538,2 | 2454,3 | 0,2963 | 8,6684 |
| 21 | 294,15 | 0,02485 | 0,0010019 | 54,56 | 0,01833 | 88,04 | 2540,0 | 2452,0 | 0,3105 | 8,6462 |
| 22 | 295,15 | 0,02642 | 0,0010022 | 51,49 | 0,01942 | 92,23 | 2541,8 | 2449,6 | 0,3247 | 8,6241 |
| 23 | 296,15 | 0,02808 | 0,0010024 | 48,62 | 0,02057 | 96,41 | 2543,6 | 2447,2 | 0,3389 | 8,6023 |
| 24 | 297,15 | 0,02982 | 0,0010026 | 45,93 | 0,02177 | 100,59 | 2545,5 | 2444,9 | 0,3530 | 8,5806 |
| 25 | 298,15 | 0,03166 | 0,0010029 | 43,40 | 0,02304 | 104,77 | 2547,3 | 2442,5 | 0,3670 | 8,5592 |
| 26 | 299,15 | 0,03360 | 0,0010032 | 41,03 | 0,02437 | 108,95 | 2549,1 | 2440,2 | 0,3810 | 8,5379 |
| 27 | 300,15 | 0,03564 | 0,0010034 | 38,81 | 0,02576 | 113,13 | 2550,9 | 2437,8 | 0,3949 | 8,5168 |
| 28 | 301,15 | 0,03778 | 0,0010037 | 36,73 | 0,02723 | 117,31 | 2552,7 | 2435,4 | 0,4088 | 8,4959 |
| 29 | 302,15 | 0,04004 | 0,0010040 | 34,77 | 0,02876 | 121,48 | 2554,5 | 2433,1 | 0,4227 | 8,4751 |
| 30 | 303,15 | 0,04241 | 0,0010043 | 32,93 | 0,03037 | 125,66 | 2556,4 | 2430,7 | 0,4365 | 8,4546 |
| 31 | 304,15 | 0,04491 | 0,0010046 | 31,20 | 0,03205 | 129,84 | 2558,2 | 2428,3 | 0,4503 | 8,4342 |
| 32 | 305,15 | 0,04753 | 0,0010049 | 29,57 | 0,03382 | 134,02 | 2560,0 | 2425,9 | 0,4640 | 8,4140 |
| 33 | 306,15 | 0,05029 | 0,0010053 | 28,04 | 0,03566 | 138,20 | 2561,8 | 2423,6 | 0,4777 | 8,3939 |
| 34 | 307,15 | 0,05318 | 0,0010056 | 26,60 | 0,03759 | 142,38 | 2563,6 | 2421,2 | 0,4913 | 8,3740 |
| 35 | 308,15 | 0,05622 | 0,0010060 | 25,24 | 0,03961 | 146,56 | 2565,4 | 2418,8 | 0,5049 | 8,3543 |
| 36 | 309,15 | 0,05940 | 0,0010063 | 23,97 | 0,04172 | 150,74 | 2567,2 | 2416,4 | 0,5184 | 8,3348 |
| 37 | 310,15 | 0,06274 | 0,0010067 | 22,76 | 0,04393 | 154,91 | 2569,0 | 2414,1 | 0,5319 | 8,3154 |
| 38 | 311,15 | 0,06624 | 0,0010070 | 21,63 | 0,04624 | 159,09 | 2570,8 | 2411,7 | 0,5453 | 8,2962 |
| 39 | 312,15 | 0,06991 | 0,0010074 | 20,56 | 0,04865 | 163,27 | 2572,6 | 2409,3 | 0,5588 | 8,2772 |
| 40 | 313,15 | 0,07375 | 0,0010078 | 19,55 | 0,05116 | 167,45 | 2574,4 | 2406,9 | 0,5721 | 8,2583 |
| 41 | 314,15 | 0,07777 | 0,0010082 | 18,59 | 0,05379 | 171,63 | 2576,2 | 2404,5 | 0,5854 | 8,2395 |
| 42 | 315,15 | 0,08198 | 0,0010086 | 17,69 | 0,05652 | 175,81 | 2577,9 | 2402,1 | 0,5987 | 8,2209 |
| 43 | 316,15 | 0,08639 | 0,0010090 | 16,84 | 0,05938 | 179,99 | 2579,7 | 2399,7 | 0,6120 | 8,2025 |
| 44 | 317,15 | 0,09100 | 0,0010094 | 16,04 | 0,06236 | 184,17 | 2581,5 | 2397,3 | 0,6252 | 8,1842 |
| 45 | 318,15 | 0,09582 | 0,0010099 | 15,28 | 0,06540 | 188,35 | 2583,3 | 2394,9 | 0,6383 | 8,1661 |

| t | T | p | v' | v'' | ρ'' | h' | h'' | r | a' | a'' |
|-----|--------|---------|-----------|-------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 45 | 318,15 | 0,09582 | 0,0010099 | 15,28 | 0,00546 | 188,35 | 2583,3 | 2394,9 | 0,6383 | 8,1661 |
| 46 | 319,15 | 0,10086 | 0,0010103 | 14,56 | 0,00869 | 192,53 | 2585,1 | 2392,5 | 0,6514 | 8,1481 |
| 47 | 320,15 | 0,10612 | 0,0010107 | 13,88 | 0,07206 | 196,71 | 2586,9 | 2390,1 | 0,6645 | 8,1302 |
| 48 | 321,15 | 0,11162 | 0,0010112 | 13,23 | 0,07557 | 200,89 | 2588,6 | 2387,7 | 0,6776 | 8,1125 |
| 49 | 322,15 | 0,11736 | 0,0010117 | 12,62 | 0,07922 | 205,07 | 2590,4 | 2385,3 | 0,6906 | 8,0950 |
| 50 | 323,15 | 0,12335 | 0,0010121 | 12,05 | 0,08302 | 209,26 | 2592,2 | 2382,9 | 0,7035 | 8,0776 |
| 51 | 324,15 | 0,12961 | 0,0010126 | 11,50 | 0,08697 | 213,44 | 2593,9 | 2380,5 | 0,7164 | 8,0603 |
| 52 | 325,15 | 0,13613 | 0,0010131 | 10,98 | 0,09108 | 217,62 | 2595,7 | 2378,1 | 0,7293 | 8,0432 |
| 53 | 326,15 | 0,14293 | 0,0010136 | 10,49 | 0,09535 | 221,80 | 2597,5 | 2375,7 | 0,7422 | 8,0262 |
| 54 | 327,15 | 0,15002 | 0,0010140 | 10,02 | 0,09979 | 225,98 | 2599,2 | 2373,2 | 0,7550 | 8,0093 |
| 55 | 328,15 | 0,15741 | 0,0010145 | 9,579 | 0,1044 | 230,17 | 2601,0 | 2370,8 | 0,7677 | 7,9926 |
| 56 | 329,15 | 0,16511 | 0,0010150 | 9,159 | 0,1092 | 234,35 | 2602,7 | 2368,4 | 0,7804 | 7,9759 |
| 57 | 330,15 | 0,17313 | 0,0010156 | 8,760 | 0,1142 | 238,53 | 2604,5 | 2365,9 | 0,7931 | 7,9595 |
| 58 | 331,15 | 0,18147 | 0,0010161 | 8,381 | 0,1193 | 242,72 | 2606,2 | 2363,5 | 0,8058 | 7,9431 |
| 59 | 332,15 | 0,19016 | 0,0010166 | 8,021 | 0,1247 | 246,91 | 2608,0 | 2361,1 | 0,8184 | 7,9269 |
| 60 | 333,15 | 0,19920 | 0,0010171 | 7,679 | 0,1302 | 251,09 | 2609,7 | 2358,6 | 0,8310 | 7,9108 |
| 61 | 334,15 | 0,2086 | 0,0010177 | 7,353 | 0,1360 | 255,28 | 2611,4 | 2356,2 | 0,8435 | 7,8948 |
| 62 | 335,15 | 0,2184 | 0,0010182 | 7,044 | 0,1420 | 259,46 | 2613,2 | 2353,7 | 0,8560 | 7,8790 |
| 63 | 336,15 | 0,2286 | 0,0010188 | 6,749 | 0,1482 | 263,65 | 2614,9 | 2351,3 | 0,8685 | 7,8633 |
| 64 | 337,15 | 0,2391 | 0,0010193 | 6,469 | 0,1546 | 267,84 | 2616,6 | 2348,8 | 0,8809 | 7,8477 |
| 65 | 338,15 | 0,2501 | 0,0010199 | 6,202 | 0,1612 | 272,02 | 2618,4 | 2346,3 | 0,8933 | 7,8322 |
| 66 | 339,15 | 0,2615 | 0,0010205 | 5,948 | 0,1681 | 276,21 | 2620,1 | 2343,9 | 0,9057 | 7,8168 |
| 67 | 340,15 | 0,2733 | 0,0010211 | 5,706 | 0,1752 | 280,40 | 2621,8 | 2341,4 | 0,9180 | 7,8015 |
| 68 | 341,15 | 0,2856 | 0,0010217 | 5,476 | 0,1826 | 284,59 | 2623,5 | 2338,9 | 0,9303 | 7,7864 |
| 69 | 342,15 | 0,2984 | 0,0010223 | 5,256 | 0,1903 | 288,78 | 2625,2 | 2336,4 | 0,9426 | 7,7714 |
| 70 | 343,15 | 0,3116 | 0,0010228 | 5,046 | 0,1982 | 292,97 | 2626,9 | 2334,0 | 0,9548 | 7,7565 |
| 71 | 344,15 | 0,3253 | 0,0010235 | 4,846 | 0,2063 | 297,16 | 2628,6 | 2331,5 | 0,9670 | 7,7417 |
| 72 | 345,15 | 0,3396 | 0,0010241 | 4,656 | 0,2148 | 301,35 | 2630,3 | 2329,0 | 0,9792 | 7,7270 |
| 73 | 346,15 | 0,3543 | 0,0010247 | 4,474 | 0,2235 | 305,55 | 2632,0 | 2326,5 | 0,9913 | 7,7124 |
| 74 | 347,15 | 0,3696 | 0,0010253 | 4,300 | 0,2326 | 309,74 | 2633,7 | 2324,0 | 1,0034 | 7,6979 |
| 75 | 348,15 | 0,3855 | 0,0010259 | 4,134 | 0,2419 | 313,94 | 2635,4 | 2321,5 | 1,0154 | 7,6835 |
| 76 | 349,15 | 0,4019 | 0,0010266 | 3,976 | 0,2515 | 318,13 | 2637,1 | 2318,9 | 1,0275 | 7,6693 |
| 77 | 350,15 | 0,4189 | 0,0010272 | 3,824 | 0,2615 | 322,33 | 2638,7 | 2316,4 | 1,0395 | 7,6551 |
| 78 | 351,15 | 0,4365 | 0,0010279 | 3,680 | 0,2718 | 326,52 | 2640,4 | 2313,9 | 1,0514 | 7,6410 |
| 79 | 352,15 | 0,4547 | 0,0010285 | 3,541 | 0,2824 | 330,72 | 2642,1 | 2311,4 | 1,0634 | 7,6271 |
| 80 | 353,15 | 0,4736 | 0,0010292 | 3,409 | 0,2933 | 334,92 | 2643,8 | 2308,8 | 1,0753 | 7,6132 |
| 81 | 354,15 | 0,4931 | 0,0010299 | 3,283 | 0,3046 | 339,11 | 2645,4 | 2306,3 | 1,0871 | 7,5995 |
| 82 | 355,15 | 0,5133 | 0,0010305 | 3,162 | 0,3163 | 343,31 | 2647,1 | 2303,8 | 1,0990 | 7,5858 |
| 83 | 356,15 | 0,5342 | 0,0010312 | 3,046 | 0,3283 | 347,51 | 2648,7 | 2301,2 | 1,1108 | 7,5722 |
| 84 | 357,15 | 0,5557 | 0,0010319 | 2,935 | 0,3407 | 351,71 | 2650,4 | 2298,7 | 1,1225 | 7,5588 |
| 85 | 358,15 | 0,5780 | 0,0010326 | 2,829 | 0,3535 | 355,92 | 2652,0 | 2296,5 | 1,1343 | 7,5454 |
| 86 | 359,15 | 0,6011 | 0,0010333 | 2,727 | 0,3667 | 360,12 | 2653,6 | 2293,1 | 1,1460 | 7,5321 |
| 87 | 360,15 | 0,6249 | 0,0010340 | 2,630 | 0,3803 | 364,32 | 2655,3 | 2290,9 | 1,1577 | 7,5189 |
| 88 | 361,15 | 0,6495 | 0,0010347 | 2,536 | 0,3942 | 368,53 | 2656,9 | 2288,4 | 1,1693 | 7,5058 |
| 89 | 362,15 | 0,6749 | 0,0010354 | 2,447 | 0,4087 | 372,73 | 2658,5 | 2285,8 | 1,1809 | 7,4928 |
| 90 | 363,15 | 0,7011 | 0,0010361 | 2,361 | 0,4235 | 376,94 | 2660,1 | 2283,2 | 1,1925 | 7,4799 |
| 91 | 364,15 | 0,7281 | 0,0010369 | 2,279 | 0,4388 | 381,15 | 2661,7 | 2280,6 | 1,2041 | 7,4670 |
| 92 | 365,15 | 0,7561 | 0,0010376 | 2,200 | 0,4545 | 385,36 | 2663,4 | 2278,0 | 1,2156 | 7,4543 |
| 93 | 366,15 | 0,7849 | 0,0010384 | 2,125 | 0,4707 | 389,56 | 2665,0 | 2275,4 | 1,2271 | 7,4416 |
| 94 | 367,15 | 0,8146 | 0,0010391 | 2,052 | 0,4873 | 393,78 | 2666,6 | 2272,8 | 1,2386 | 7,4291 |
| 95 | 368,15 | 0,8453 | 0,0010399 | 1,982 | 0,5045 | 397,99 | 2668,1 | 2270,2 | 1,2501 | 7,4166 |
| 96 | 369,15 | 0,8769 | 0,0010406 | 1,915 | 0,5221 | 402,20 | 2669,7 | 2267,5 | 1,2615 | 7,4042 |
| 97 | 370,15 | 0,9094 | 0,0010414 | 1,851 | 0,5402 | 406,42 | 2671,3 | 2264,9 | 1,2729 | 7,3919 |
| 98 | 371,15 | 0,9430 | 0,0010421 | 1,789 | 0,5589 | 410,63 | 2672,9 | 2262,2 | 1,2842 | 7,3796 |
| 99 | 372,15 | 0,9776 | 0,0010429 | 1,730 | 0,5780 | 414,85 | 2674,4 | 2259,6 | 1,2956 | 7,3675 |
| 100 | 373,15 | 1,0133 | 0,0010437 | 1,673 | 0,5977 | 419,06 | 2676,0 | 2256,9 | 1,3069 | 7,3554 |
| 101 | 374,15 | 1,0500 | 0,0010445 | 1,618 | 0,6180 | 423,28 | 2677,6 | 2254,3 | 1,3182 | 7,3434 |
| 102 | 375,15 | 1,0878 | 0,0010453 | 1,566 | 0,6388 | 427,50 | 2679,1 | 2251,6 | 1,3294 | 7,3315 |
| 103 | 376,15 | 1,1267 | 0,0010461 | 1,515 | 0,6601 | 431,73 | 2680,7 | 2248,9 | 1,3406 | 7,3196 |
| 104 | 377,15 | 1,1668 | 0,0010469 | 1,466 | 0,6821 | 435,95 | 2682,2 | 2246,3 | 1,3518 | 7,3078 |
| 105 | 378,15 | 1,2080 | 0,0010477 | 1,419 | 0,7046 | 440,17 | 2683,7 | 2243,6 | 1,3630 | 7,2962 |

Table I. State of Saturation (Temperature Table) (Continuation)
Sättigungszustand (Temperaturtafel) (Fortsetzung)

| t | T | p | v' | v'' | ρ'' | h' | h'' | r | s' | s'' |
|-----|--------|--------|-----------|--------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 105 | 378,15 | 1,2080 | 0,0010477 | 1,419 | 0,7046 | 440,17 | 2683,7 | 2243,6 | 1,3630 | 7,2962 |
| 106 | 379,15 | 1,2504 | 0,0010485 | 1,374 | 0,7277 | 444,40 | 2685,3 | 2240,9 | 1,3742 | 7,2845 |
| 107 | 380,15 | 1,2941 | 0,0010494 | 1,331 | 0,7515 | 448,63 | 2686,8 | 2238,2 | 1,3853 | 7,2730 |
| 108 | 381,15 | 1,3390 | 0,0010502 | 1,289 | 0,7758 | 452,85 | 2688,3 | 2235,4 | 1,3904 | 7,2615 |
| 109 | 382,15 | 1,3852 | 0,0010510 | 1,249 | 0,8008 | 457,08 | 2689,8 | 2232,7 | 1,4074 | 7,2501 |
| 110 | 383,15 | 1,4327 | 0,0010519 | 1,210 | 0,8265 | 461,32 | 2691,3 | 2230,0 | 1,4185 | 7,2388 |
| 111 | 384,15 | 1,4815 | 0,0010527 | 1,173 | 0,8528 | 465,55 | 2692,8 | 2227,3 | 1,4295 | 7,2275 |
| 112 | 385,15 | 1,5316 | 0,0010536 | 1,137 | 0,8798 | 469,78 | 2694,3 | 2224,5 | 1,4405 | 7,2164 |
| 113 | 386,15 | 1,5832 | 0,0010544 | 1,102 | 0,9075 | 474,02 | 2695,8 | 2221,8 | 1,4515 | 7,2052 |
| 114 | 387,15 | 1,6362 | 0,0010553 | 1,069 | 0,9359 | 478,26 | 2697,2 | 2219,0 | 1,4624 | 7,1942 |
| 115 | 388,15 | 1,6906 | 0,0010562 | 1,036 | 0,9650 | 482,50 | 2698,7 | 2216,2 | 1,4733 | 7,1832 |
| 116 | 389,15 | 1,7465 | 0,0010571 | 1,005 | 0,9948 | 486,74 | 2700,2 | 2213,4 | 1,4842 | 7,1723 |
| 117 | 390,15 | 1,8039 | 0,0010579 | 0,9753 | 1,025 | 490,98 | 2701,6 | 2210,7 | 1,4951 | 7,1614 |
| 118 | 391,15 | 1,8628 | 0,0010588 | 0,9463 | 1,057 | 495,23 | 2703,1 | 2207,9 | 1,5060 | 7,1507 |
| 119 | 392,15 | 1,9233 | 0,0010597 | 0,9184 | 1,089 | 499,47 | 2704,5 | 2205,1 | 1,5168 | 7,1399 |
| 120 | 393,15 | 1,9854 | 0,0010606 | 0,8915 | 1,122 | 503,72 | 2706,0 | 2202,2 | 1,5276 | 7,1293 |
| 121 | 394,15 | 2,0492 | 0,0010615 | 0,8655 | 1,155 | 507,97 | 2707,4 | 2199,4 | 1,5384 | 7,1187 |
| 122 | 395,15 | 2,1145 | 0,0010625 | 0,8405 | 1,190 | 512,22 | 2708,8 | 2196,6 | 1,5491 | 7,1082 |
| 123 | 396,15 | 2,1816 | 0,0010634 | 0,8162 | 1,225 | 516,47 | 2710,2 | 2193,7 | 1,5599 | 7,0977 |
| 124 | 397,15 | 2,2504 | 0,0010643 | 0,7928 | 1,261 | 520,73 | 2711,6 | 2190,9 | 1,5706 | 7,0873 |
| 125 | 398,15 | 2,3210 | 0,0010652 | 0,7702 | 1,298 | 524,99 | 2713,0 | 2188,0 | 1,5813 | 7,0769 |
| 126 | 399,15 | 2,3933 | 0,0010662 | 0,7484 | 1,336 | 529,25 | 2714,4 | 2185,2 | 1,5919 | 7,0666 |
| 127 | 400,15 | 2,4675 | 0,0010671 | 0,7273 | 1,375 | 533,51 | 2715,8 | 2182,3 | 1,6026 | 7,0564 |
| 128 | 401,15 | 2,5435 | 0,0010681 | 0,7069 | 1,415 | 537,77 | 2717,2 | 2179,4 | 1,6132 | 7,0462 |
| 129 | 402,15 | 2,6215 | 0,0010691 | 0,6872 | 1,455 | 542,04 | 2718,5 | 2176,5 | 1,6238 | 7,0361 |
| 130 | 403,15 | 2,7013 | 0,0010700 | 0,6681 | 1,497 | 546,31 | 2719,9 | 2173,6 | 1,6344 | 7,0261 |
| 131 | 404,15 | 2,7831 | 0,0010710 | 0,6497 | 1,539 | 550,58 | 2721,3 | 2170,7 | 1,6449 | 7,0161 |
| 132 | 405,15 | 2,8670 | 0,0010720 | 0,6319 | 1,583 | 554,85 | 2722,6 | 2167,8 | 1,6555 | 7,0061 |
| 133 | 406,15 | 2,9528 | 0,0010730 | 0,6146 | 1,627 | 559,12 | 2723,9 | 2164,8 | 1,6660 | 6,9962 |
| 134 | 407,15 | 3,041 | 0,0010740 | 0,5980 | 1,672 | 563,40 | 2725,3 | 2161,9 | 1,6765 | 6,9864 |
| 135 | 408,15 | 3,131 | 0,0010750 | 0,5818 | 1,719 | 567,68 | 2726,6 | 2158,9 | 1,6869 | 6,9766 |
| 136 | 409,15 | 3,223 | 0,0010760 | 0,5662 | 1,766 | 571,96 | 2727,9 | 2155,9 | 1,6974 | 6,9669 |
| 137 | 410,15 | 3,317 | 0,0010770 | 0,5511 | 1,815 | 576,24 | 2729,2 | 2153,0 | 1,7078 | 6,9572 |
| 138 | 411,15 | 3,414 | 0,0010780 | 0,5364 | 1,864 | 580,53 | 2730,5 | 2150,0 | 1,7182 | 6,9475 |
| 139 | 412,15 | 3,513 | 0,0010790 | 0,5222 | 1,915 | 584,81 | 2731,8 | 2147,0 | 1,7286 | 6,9380 |
| 140 | 413,15 | 3,614 | 0,0010801 | 0,5085 | 1,967 | 589,10 | 2733,1 | 2144,0 | 1,7390 | 6,9284 |
| 141 | 414,15 | 3,717 | 0,0010811 | 0,4952 | 2,019 | 593,40 | 2734,3 | 2140,9 | 1,7493 | 6,9190 |
| 142 | 415,15 | 3,823 | 0,0010821 | 0,4823 | 2,073 | 597,69 | 2735,6 | 2137,9 | 1,7597 | 6,9095 |
| 143 | 416,15 | 3,931 | 0,0010832 | 0,4698 | 2,129 | 601,99 | 2736,9 | 2134,9 | 1,7700 | 6,9001 |
| 144 | 417,15 | 4,042 | 0,0010843 | 0,4577 | 2,185 | 606,29 | 2738,1 | 2131,8 | 1,7803 | 6,8908 |
| 145 | 418,15 | 4,155 | 0,0010853 | 0,4460 | 2,242 | 610,60 | 2739,3 | 2128,7 | 1,7906 | 6,8815 |
| 146 | 419,15 | 4,271 | 0,0010864 | 0,4346 | 2,301 | 614,90 | 2740,6 | 2125,7 | 1,8008 | 6,8723 |
| 147 | 420,15 | 4,389 | 0,0010875 | 0,4236 | 2,361 | 619,21 | 2741,8 | 2122,6 | 1,8110 | 6,8631 |
| 148 | 421,15 | 4,510 | 0,0010886 | 0,4129 | 2,422 | 623,52 | 2743,0 | 2119,5 | 1,8213 | 6,8539 |
| 149 | 422,15 | 4,634 | 0,0010897 | 0,4025 | 2,484 | 627,83 | 2744,2 | 2116,3 | 1,8315 | 6,8448 |
| 150 | 423,15 | 4,760 | 0,0010908 | 0,3924 | 2,548 | 632,15 | 2745,4 | 2113,2 | 1,8416 | 6,8358 |
| 151 | 424,15 | 4,889 | 0,0010919 | 0,3827 | 2,613 | 636,47 | 2746,5 | 2110,1 | 1,8518 | 6,8268 |
| 152 | 425,15 | 5,021 | 0,0010930 | 0,3732 | 2,679 | 640,79 | 2747,7 | 2106,9 | 1,8620 | 6,8178 |
| 153 | 426,15 | 5,155 | 0,0010941 | 0,3640 | 2,747 | 645,12 | 2748,9 | 2103,8 | 1,8721 | 6,8089 |
| 154 | 427,15 | 5,293 | 0,0010953 | 0,3551 | 2,816 | 649,45 | 2750,0 | 2100,6 | 1,8822 | 6,8000 |
| 155 | 428,15 | 5,433 | 0,0010964 | 0,3464 | 2,886 | 653,78 | 2751,2 | 2097,4 | 1,8923 | 6,7911 |
| 156 | 429,15 | 5,577 | 0,0010976 | 0,3380 | 2,958 | 658,11 | 2752,3 | 2094,2 | 1,9023 | 6,7823 |
| 157 | 430,15 | 5,723 | 0,0010987 | 0,3299 | 3,032 | 662,45 | 2753,4 | 2091,0 | 1,9124 | 6,7735 |
| 158 | 431,15 | 5,872 | 0,0010999 | 0,3219 | 3,106 | 666,79 | 2754,5 | 2087,7 | 1,9224 | 6,7648 |
| 159 | 432,15 | 6,025 | 0,0011011 | 0,3142 | 3,182 | 671,13 | 2755,6 | 2084,5 | 1,9325 | 6,7561 |
| 160 | 433,15 | 6,181 | 0,0011022 | 0,3068 | 3,260 | 675,47 | 2756,7 | 2081,3 | 1,9425 | 6,7475 |

p_a är känd, sök Θ_a ! Table 2. State of Saturation (Pressure Table)

Sättigungszustand (Drucktafel)

Etat saturé (Table des pressions)

Estado saturado (Tabla de presión)

| p | t | v' | v'' | ρ'' | h' | h'' | r | s' | s'' |
|-------|--------|--------------------|--------------------|-------------------|--------|--------|--------|---------|---------|
| bar | °C | m ³ /kg | m ³ /kg | kg/m ³ | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg K | kJ/kg K |
| 0,010 | 6,9828 | 0,0010001 | 129,20 | 0,007739 | 29,34 | 2514,4 | 2485,0 | 0,1060 | 8,9767 |
| 0,015 | 13,036 | 0,0010000 | 87,98 | 0,01137 | 54,71 | 2525,5 | 2470,7 | 0,1957 | 8,8288 |
| 0,020 | 17,513 | 0,0010012 | 67,01 | 0,01492 | 73,46 | 2533,6 | 2460,2 | 0,2607 | 8,7246 |
| 0,025 | 21,096 | 0,0010020 | 54,26 | 0,01843 | 88,45 | 2540,2 | 2451,7 | 0,3119 | 8,6440 |
| 0,030 | 24,100 | 0,0010027 | 45,67 | 0,02190 | 101,00 | 2545,6 | 2444,6 | 0,3544 | 8,5785 |
| 0,035 | 26,694 | 0,0010033 | 39,48 | 0,02533 | 111,85 | 2550,4 | 2438,5 | 0,3907 | 8,5232 |
| 0,040 | 28,983 | 0,0010040 | 34,80 | 0,02873 | 121,41 | 2554,5 | 2433,1 | 0,4225 | 8,4755 |
| 0,045 | 31,035 | 0,0010046 | 31,14 | 0,03211 | 129,99 | 2558,2 | 2428,2 | 0,4507 | 8,4335 |
| 0,050 | 32,898 | 0,0010052 | 28,19 | 0,03547 | 137,77 | 2561,6 | 2423,8 | 0,4763 | 8,3960 |
| 0,055 | 34,605 | 0,0010058 | 25,77 | 0,03880 | 144,91 | 2564,7 | 2419,8 | 0,4995 | 8,3621 |
| 0,060 | 36,183 | 0,0010064 | 23,74 | 0,04212 | 151,50 | 2567,5 | 2416,0 | 0,5209 | 8,3312 |
| 0,065 | 37,651 | 0,0010069 | 22,02 | 0,04542 | 157,64 | 2570,2 | 2412,5 | 0,5407 | 8,3029 |
| 0,070 | 39,025 | 0,0010074 | 20,53 | 0,04871 | 163,38 | 2572,6 | 2409,2 | 0,5591 | 8,2767 |
| 0,075 | 40,316 | 0,0010079 | 19,24 | 0,05198 | 168,77 | 2574,9 | 2406,2 | 0,5763 | 8,2523 |
| 0,080 | 41,534 | 0,0010084 | 18,10 | 0,05523 | 173,86 | 2577,1 | 2403,2 | 0,5925 | 8,2296 |
| 0,085 | 42,689 | 0,0010089 | 17,10 | 0,05848 | 178,69 | 2579,2 | 2400,5 | 0,6079 | 8,2082 |
| 0,090 | 43,787 | 0,0010094 | 16,20 | 0,06171 | 183,28 | 2581,1 | 2397,9 | 0,6224 | 8,1881 |
| 0,095 | 44,833 | 0,0010098 | 15,40 | 0,06493 | 187,65 | 2583,0 | 2395,3 | 0,6361 | 8,1691 |
| 0,10 | 45,833 | 0,0010102 | 14,67 | 0,06814 | 191,83 | 2584,8 | 2392,9 | 0,6493 | 8,1511 |
| 0,11 | 47,710 | 0,0010111 | 13,42 | 0,07454 | 199,68 | 2588,1 | 2388,4 | 0,6738 | 8,1177 |
| 0,12 | 49,446 | 0,0010119 | 12,36 | 0,08089 | 206,94 | 2591,2 | 2384,3 | 0,6963 | 8,0872 |
| 0,13 | 51,062 | 0,0010126 | 11,47 | 0,08722 | 213,70 | 2594,0 | 2380,3 | 0,7172 | 8,0592 |
| 0,14 | 52,574 | 0,0010133 | 10,69 | 0,09351 | 220,02 | 2596,7 | 2376,7 | 0,7367 | 8,0334 |
| 0,15 | 53,997 | 0,0010140 | 10,02 | 0,09977 | 225,97 | 2599,2 | 2373,2 | 0,7549 | 8,0093 |
| 0,16 | 55,341 | 0,0010147 | 9,433 | 0,1060 | 231,59 | 2601,6 | 2370,0 | 0,7721 | 7,9869 |
| 0,17 | 56,615 | 0,0010154 | 8,911 | 0,1122 | 236,93 | 2603,8 | 2366,9 | 0,7883 | 7,9658 |
| 0,18 | 57,826 | 0,0010160 | 8,445 | 0,1184 | 241,99 | 2605,9 | 2363,9 | 0,8036 | 7,9460 |
| 0,19 | 58,982 | 0,0010166 | 8,027 | 0,1246 | 246,83 | 2607,9 | 2361,1 | 0,8182 | 7,9272 |
| 0,20 | 60,086 | 0,0010172 | 7,650 | 0,1307 | 251,45 | 2609,9 | 2358,4 | 0,8321 | 7,9094 |
| 0,21 | 61,145 | 0,0010178 | 7,307 | 0,1368 | 255,88 | 2611,7 | 2355,8 | 0,8453 | 7,8925 |
| 0,22 | 62,162 | 0,0010183 | 6,995 | 0,1430 | 260,14 | 2613,5 | 2353,3 | 0,8581 | 7,8764 |
| 0,23 | 63,139 | 0,0010189 | 6,709 | 0,1490 | 264,23 | 2615,2 | 2350,9 | 0,8702 | 7,8611 |
| 0,24 | 64,082 | 0,0010194 | 6,447 | 0,1551 | 268,18 | 2616,8 | 2348,6 | 0,8820 | 7,8464 |
| 0,25 | 64,992 | 0,0010199 | 6,204 | 0,1612 | 271,99 | 2618,3 | 2346,4 | 0,8932 | 7,8323 |
| 0,26 | 65,871 | 0,0010204 | 5,980 | 0,1672 | 275,67 | 2619,9 | 2344,2 | 0,9041 | 7,8188 |
| 0,27 | 66,722 | 0,0010209 | 5,772 | 0,1732 | 279,24 | 2621,3 | 2342,1 | 0,9146 | 7,8058 |
| 0,28 | 67,547 | 0,0010214 | 5,579 | 0,1793 | 282,69 | 2622,7 | 2340,0 | 0,9248 | 7,7933 |
| 0,29 | 68,347 | 0,0010219 | 5,398 | 0,1852 | 286,05 | 2624,1 | 2338,1 | 0,9346 | 7,7812 |
| 0,30 | 69,124 | 0,0010223 | 5,229 | 0,1912 | 289,30 | 2625,4 | 2336,1 | 0,9441 | 7,7695 |
| 0,32 | 70,615 | 0,0010232 | 4,922 | 0,2032 | 295,55 | 2628,0 | 2332,4 | 0,9623 | 7,7474 |
| 0,34 | 72,029 | 0,0010241 | 4,650 | 0,2150 | 301,48 | 2630,4 | 2328,9 | 0,9795 | 7,7266 |
| 0,36 | 73,374 | 0,0010249 | 4,408 | 0,2269 | 307,12 | 2632,6 | 2325,5 | 0,9958 | 7,7070 |
| 0,38 | 74,658 | 0,0010257 | 4,190 | 0,2387 | 312,50 | 2634,8 | 2322,3 | 1,0113 | 7,6884 |
| 0,40 | 75,886 | 0,0010265 | 3,993 | 0,2504 | 317,65 | 2636,9 | 2319,2 | 1,0261 | 7,6709 |
| 0,45 | 78,743 | 0,0010284 | 3,576 | 0,2796 | 329,64 | 2641,7 | 2312,0 | 1,0603 | 7,6307 |
| 0,50 | 81,345 | 0,0010301 | 3,240 | 0,3086 | 340,56 | 2646,0 | 2305,4 | 1,0912 | 7,5947 |
| 0,55 | 83,737 | 0,0010317 | 2,964 | 0,3374 | 350,61 | 2649,9 | 2299,3 | 1,1194 | 7,5623 |
| 0,60 | 85,954 | 0,0010333 | 2,732 | 0,3661 | 359,93 | 2653,6 | 2293,6 | 1,1454 | 7,5327 |
| 0,65 | 88,021 | 0,0010347 | 2,535 | 0,3945 | 368,62 | 2656,9 | 2288,3 | 1,1696 | 7,5055 |
| 0,70 | 89,959 | 0,0010361 | 2,365 | 0,4229 | 376,77 | 2660,1 | 2283,3 | 1,1921 | 7,4804 |
| 0,75 | 91,785 | 0,0010375 | 2,217 | 0,4511 | 384,45 | 2663,0 | 2278,6 | 1,2131 | 7,4570 |
| 0,80 | 93,512 | 0,0010387 | 2,087 | 0,4792 | 391,72 | 2665,8 | 2274,0 | 1,2330 | 7,4352 |
| 0,85 | 95,152 | 0,0010400 | 1,972 | 0,5071 | 398,63 | 2668,4 | 2269,8 | 1,2518 | 7,4147 |
| 0,90 | 96,713 | 0,0010412 | 1,869 | 0,5350 | 405,21 | 2670,9 | 2265,6 | 1,2696 | 7,3954 |
| 0,95 | 98,204 | 0,0010423 | 1,777 | 0,5627 | 411,49 | 2673,2 | 2261,7 | 1,2865 | 7,3771 |

Table 2. State of Saturation (Pressure Table) (Continuation) Sättigungszustand (Drucktafel) (Fortsetzung)

| p | t | v' | v'' | q'' | h' | h'' | r | s' | s'' |
|-----|--------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1,0 | 99,632 | 0,0010434 | 1,694 | 0,5904 | 417,51 | 2675,4 | 2257,9 | 1,3027 | 7,3598 |
| 1,1 | 102,32 | 0,0010455 | 1,549 | 0,6455 | 428,84 | 2679,0 | 2250,8 | 1,3330 | 7,3277 |
| 1,2 | 104,81 | 0,0010476 | 1,428 | 0,7002 | 439,36 | 2683,4 | 2244,1 | 1,3609 | 7,2984 |
| 1,3 | 107,13 | 0,0010495 | 1,325 | 0,7547 | 449,19 | 2687,0 | 2237,8 | 1,3868 | 7,2715 |
| 1,4 | 109,32 | 0,0010513 | 1,236 | 0,8088 | 458,42 | 2690,3 | 2231,9 | 1,4109 | 7,2465 |
| 1,5 | 111,37 | 0,0010530 | 1,159 | 0,8628 | 467,13 | 2693,4 | 2226,2 | 1,4336 | 7,2234 |
| 1,6 | 113,32 | 0,0010547 | 1,091 | 0,9165 | 475,38 | 2696,2 | 2220,9 | 1,4550 | 7,2017 |
| 1,7 | 115,17 | 0,0010563 | 1,031 | 0,9700 | 483,22 | 2699,0 | 2215,7 | 1,4752 | 7,1813 |
| 1,8 | 116,93 | 0,0010579 | 0,9772 | 1,023 | 490,70 | 2701,5 | 2210,8 | 1,4944 | 7,1622 |
| 1,9 | 118,62 | 0,0010594 | 0,9290 | 1,076 | 497,85 | 2704,0 | 2206,1 | 1,5127 | 7,1440 |
| 2,0 | 120,23 | 0,0010608 | 0,8854 | 1,129 | 504,79 | 2706,3 | 2201,6 | 1,5301 | 7,1268 |
| 2,1 | 121,78 | 0,0010623 | 0,8459 | 1,182 | 511,29 | 2708,5 | 2197,2 | 1,5468 | 7,1105 |
| 2,2 | 123,27 | 0,0010636 | 0,8098 | 1,235 | 517,62 | 2710,6 | 2193,0 | 1,5627 | 7,0949 |
| 2,3 | 124,71 | 0,0010650 | 0,7768 | 1,287 | 523,73 | 2712,6 | 2188,9 | 1,5781 | 7,0800 |
| 2,4 | 126,09 | 0,0010663 | 0,7465 | 1,340 | 529,64 | 2714,5 | 2184,9 | 1,5929 | 7,0657 |
| 2,5 | 127,43 | 0,0010675 | 0,7184 | 1,392 | 535,34 | 2716,4 | 2181,0 | 1,6071 | 7,0520 |
| 2,6 | 128,73 | 0,0010688 | 0,6925 | 1,444 | 540,87 | 2718,2 | 2177,3 | 1,6209 | 7,0389 |
| 2,7 | 129,98 | 0,0010700 | 0,6684 | 1,496 | 546,24 | 2719,9 | 2173,6 | 1,6342 | 7,0262 |
| 2,8 | 131,20 | 0,0010712 | 0,6460 | 1,548 | 551,44 | 2721,5 | 2170,1 | 1,6471 | 7,0140 |
| 2,9 | 132,39 | 0,0010724 | 0,6251 | 1,600 | 556,51 | 2723,1 | 2166,6 | 1,6595 | 7,0023 |
| 3,0 | 133,54 | 0,0010735 | 0,6056 | 1,651 | 561,43 | 2724,7 | 2163,2 | 1,6716 | 6,9909 |
| 3,1 | 134,66 | 0,0010746 | 0,5872 | 1,703 | 566,23 | 2726,1 | 2159,9 | 1,6834 | 6,9799 |
| 3,2 | 135,75 | 0,0010757 | 0,5700 | 1,754 | 570,99 | 2727,6 | 2156,7 | 1,6948 | 6,9693 |
| 3,3 | 136,82 | 0,0010768 | 0,5538 | 1,806 | 575,46 | 2729,0 | 2153,5 | 1,7059 | 6,9589 |
| 3,4 | 137,86 | 0,0010779 | 0,5385 | 1,857 | 579,92 | 2730,3 | 2150,4 | 1,7168 | 6,9489 |
| 3,5 | 138,87 | 0,0010789 | 0,5240 | 1,908 | 584,27 | 2731,6 | 2147,4 | 1,7273 | 6,9392 |
| 3,6 | 139,86 | 0,0010799 | 0,5103 | 1,960 | 588,53 | 2732,9 | 2144,4 | 1,7376 | 6,9297 |
| 3,7 | 140,83 | 0,0010809 | 0,4974 | 2,011 | 592,69 | 2734,1 | 2141,4 | 1,7476 | 6,9205 |
| 3,8 | 141,78 | 0,0010819 | 0,4851 | 2,062 | 596,77 | 2735,3 | 2138,6 | 1,7574 | 6,9116 |
| 3,9 | 142,71 | 0,0010829 | 0,4734 | 2,113 | 600,76 | 2736,5 | 2135,7 | 1,7670 | 6,9028 |
| 4,0 | 143,62 | 0,0010839 | 0,4622 | 2,163 | 604,67 | 2737,6 | 2133,0 | 1,7764 | 6,8943 |
| 4,1 | 144,52 | 0,0010848 | 0,4516 | 2,214 | 608,51 | 2738,7 | 2130,2 | 1,7856 | 6,8860 |
| 4,2 | 145,39 | 0,0010858 | 0,4415 | 2,265 | 612,27 | 2739,8 | 2127,5 | 1,7945 | 6,8779 |
| 4,3 | 146,25 | 0,0010867 | 0,4318 | 2,316 | 615,97 | 2740,9 | 2124,9 | 1,8033 | 6,8700 |
| 4,4 | 147,09 | 0,0010876 | 0,4226 | 2,366 | 619,60 | 2741,9 | 2122,3 | 1,8120 | 6,8623 |
| 4,5 | 147,92 | 0,0010885 | 0,4138 | 2,417 | 623,16 | 2742,9 | 2119,7 | 1,8204 | 6,8547 |
| 4,6 | 148,73 | 0,0010894 | 0,4053 | 2,467 | 626,67 | 2743,9 | 2117,2 | 1,8287 | 6,8473 |
| 4,7 | 149,53 | 0,0010903 | 0,3972 | 2,518 | 630,11 | 2744,8 | 2114,7 | 1,8368 | 6,8401 |
| 4,8 | 150,31 | 0,0010911 | 0,3894 | 2,568 | 633,50 | 2745,7 | 2112,2 | 1,8448 | 6,8330 |
| 4,9 | 151,08 | 0,0010920 | 0,3819 | 2,619 | 636,83 | 2746,6 | 2109,8 | 1,8527 | 6,8260 |
| 5,0 | 151,84 | 0,0010928 | 0,3747 | 2,669 | 640,12 | 2747,5 | 2107,4 | 1,8604 | 6,8192 |
| 5,2 | 153,33 | 0,0010945 | 0,3611 | 2,769 | 646,53 | 2749,3 | 2102,7 | 1,8754 | 6,8059 |
| 5,4 | 154,76 | 0,0010961 | 0,3485 | 2,870 | 652,76 | 2750,9 | 2098,1 | 1,8899 | 6,7932 |
| 5,6 | 156,16 | 0,0010977 | 0,3367 | 2,970 | 658,81 | 2752,5 | 2093,7 | 1,9040 | 6,7809 |
| 5,8 | 157,52 | 0,0010993 | 0,3257 | 3,070 | 664,69 | 2754,0 | 2089,3 | 1,9176 | 6,7690 |
| 6,0 | 158,84 | 0,0011009 | 0,3155 | 3,170 | 670,42 | 2755,5 | 2085,0 | 1,9308 | 6,7575 |
| 6,2 | 160,12 | 0,0011024 | 0,3059 | 3,270 | 676,01 | 2756,9 | 2080,8 | 1,9437 | 6,7464 |
| 6,4 | 161,38 | 0,0011039 | 0,2968 | 3,369 | 681,46 | 2758,2 | 2076,8 | 1,9562 | 6,7357 |
| 6,6 | 162,60 | 0,0011053 | 0,2883 | 3,469 | 686,78 | 2759,5 | 2072,7 | 1,9684 | 6,7252 |
| 6,8 | 163,79 | 0,0011068 | 0,2803 | 3,568 | 691,98 | 2760,8 | 2068,8 | 1,9802 | 6,7150 |
| 7,0 | 164,96 | 0,0011082 | 0,2727 | 3,667 | 697,06 | 2762,0 | 2064,9 | 1,9918 | 6,7052 |
| 7,2 | 166,10 | 0,0011096 | 0,2655 | 3,766 | 702,03 | 2763,2 | 2061,1 | 2,0031 | 6,6956 |
| 7,4 | 167,21 | 0,0011110 | 0,2587 | 3,866 | 706,90 | 2764,3 | 2057,4 | 2,0141 | 6,6862 |
| 7,6 | 168,30 | 0,0011123 | 0,2522 | 3,964 | 711,68 | 2765,4 | 2053,7 | 2,0249 | 6,6771 |
| 7,8 | 169,37 | 0,0011137 | 0,2461 | 4,063 | 716,35 | 2766,4 | 2050,1 | 2,0354 | 6,6683 |
| 8,0 | 170,41 | 0,0011150 | 0,2403 | 4,162 | 720,94 | 2767,5 | 2046,5 | 2,0457 | 6,6596 |
| 8,2 | 171,44 | 0,0011163 | 0,2347 | 4,261 | 725,43 | 2768,5 | 2043,0 | 2,0558 | 6,6511 |
| 8,4 | 172,45 | 0,0011176 | 0,2294 | 4,360 | 729,85 | 2769,4 | 2039,6 | 2,0657 | 6,6429 |
| 8,6 | 173,44 | 0,0011188 | 0,2243 | 4,458 | 734,19 | 2770,4 | 2036,2 | 2,0753 | 6,6348 |
| 8,8 | 174,41 | 0,0011201 | 0,2195 | 4,557 | 738,45 | 2771,3 | 2032,8 | 2,0848 | 6,6269 |

2. Torkning

Torkpartiet är pappersmaskinens dyraste del och den som förbrukar mest energi. Följande framställning baserar sig främst på prof. Mauri Soininens rapporter samt på AT-kompendiet. Men det finns i AT:s bibliotek tyska och amerikanska läroböcker i torkningsteknik, både nyare och äldre, alla riktigt bra men ganska invecklade.

Mauri Soininen var förmodligen på sin tid världens mest framstående konstruktör av pappersmaskinernas torkparti, ventilationssystem och värmeåtervinningssystem.

Här förklaras dock endast torkningsteknikens enklaste grunder och dessa är tillämpbara även på många andra processer än papperstorkning. För avancerade beräkningar av funktionen för pappersmaskinens torkparti och värmeåtervinningssystem finns data-program, som dock är företagets egen know-how (t.ex. Metso) och inte kan beskrivas i denna kurs. Men för att förstå hur sådana program skall användas, och för att med enkla överslagskalkyler kontrollera om resultaten är vettiga (ofta beror fel på att datorn matas med felaktiga inputdata) krävs att man känner till torkningsteknikens grundläggande fysikaliska ekvationer.

2.1 Förångningens termodynamik

Vid torkning skall en vätska genom förångning separeras från ett fast material. Detta kan ske i luftatmosfär, i kvävgasatmosfär, i rökgaser eller i överhettad ånga. Vätskan kan vara vatten, alkohol eller organiska lagningsvätskor. Den kan vara starkt bunden till det fasta materialet med kapillärkrafter. De ekvationer som här presenteras är avsedda att gälla främst för papperstorkning i luft, samt för torkning med heta rökgaser. Ekvationerna är emellertid allmängiltiga och kan användas även för annat, bara man ser till att molära massor, ångtryckskurvor och konstanter redan från första början väljs för ifrågavarande vätska och gaser.

Aktiviteten för en substans i gasfas kan betecknas a_g och för substansen i vätskefas a_l . Förhållandet mellan dessa är en jämviktskonstant $K(T)$ som är starkt temperaturberoende

$$K(T) = \frac{a_g}{a_l} \quad (1)$$

För tekniska beräkningar sätts vätskeaktiviteten = 1 (d.v.s. rent vatten) och gasfasens aktivitet sätts lika med molbråket vid jämvikt (kondensation). Då fås

$$K(T) = X_k = \frac{p_k}{p_{tot}} \quad (2)$$

där p_k är ångtrycket vid kondensation och p_{tot} är totaltrycket.

För icke kemiskt rena substanser, t.ex. om det finns lösta salter i vätskan, blir det mera invecklat. Då vätskeaktiviteten minskar på grund av "blockering" av lösta salter men jämviktskonstanten förblir densamma, kommer gasfasens aktivitet att minska i proportion, dvs. ångtrycket minskar och molbråket förångad vätska i gasfasen minskar. Eftersom jämviktskonstanten är temperaturberoende (högre temperatur, högre värde på konstanten) och kokning förutsätter att partialtrycket är lika med totaltrycket, krävs nu en högre temperatur för att uppnå detta tryck. Detta kallas för "kokpunktsförhöjning" som är speciellt viktigt i industning, men även har stor betydelse i torkprocesser.

Det som egentligen driver torkningen är skillnaden i vattnets partialtryck i gränsskiktet närmast torkgodset och vattnets partialtryck i torkluften. Om det förstnämnda minskar då vattnet innehåller salter, kommer den drivande differensen att minska och torkhastigheten att minska. Man säger då att materialet är hygroskopiskt. Jämvikt med torkluftens (låga) partialtryck uppstår följaktligen jämvikt vid en högre vattenhalt i torkgodset eftersom saltet skapar ett lågt partialtryck i gränsskiktet. Om förtecknet på den drivande partialtrycksdifferensen byts (högre i luften än i gränsskiktet) kommer det hygroskopiska materialet att absorbera vatten från den omgivande luften.

Jämviktskonstantens temperaturberoende beskrivs av den termodynamiska ekvationen

$$\ln(K(T)) = \frac{\Delta H - T \cdot \Delta S}{R \cdot T} \quad (3)$$

där ΔH är ångbildningsvärdet, ΔS är entropiförändringen vid förångning, T är absoluta temperaturen och R är gaskonstanten. Vill vi veta förändringen av jämviktskonstanten med temperaturen, kan vi derivera (1) i avseende på temperaturen varvid entropin faller bort

$$\frac{\partial \ln(K(T))}{\partial T} = \frac{\Delta H(T)}{R \cdot T^2} \quad (4)$$

och för förändringen från T_0 till T följaktligen

$$\ln\left(\frac{K(T)}{K(T_0)}\right) = \int_{T_0}^T \frac{\Delta H(T)}{R \cdot T^2} dT \quad (5)$$

Då ångbildningsvärdet ofta ges i tabeller som polynomanpassning av typen

$$\Delta H(T) = a + b \cdot T + c \cdot T^2 \quad (6)$$

ger detta i kombination med ekvation (2) att p_{tot} bortfaller.

$$\ln(p_k(T)) = \ln(p_k(T_0)) + \frac{1}{R} \int_{T_0}^T \left(\frac{a}{T^2} + \frac{b}{T} + c \right) dT$$

Slutresultatet har strukturen

$$\ln(p_k(T)) = A \cdot T^{-1} + B \cdot \ln(T) + c \cdot T + D \quad (7)$$

A, B, D och D finns tabellerade i baslitteraturen för olika substanser och standardtabellverk, samt kan hittas på nätet. Observera att mättningsstrycket p_k INTE är beroende av totaltrycket p_{tot} ! Däremot inverkar totaltrycket starkt på övriga beräkningar, vilket senare skall visas.

2.2 Mättningskurvan för vattenånga

I tekniska beräkningar kan vattenångans mättningsstryck approximeras med

$$\left(\frac{p_k}{\text{kPa}}\right) = 98,07 \cdot \exp \left[11,78 \frac{\left(\frac{\theta}{^\circ\text{C}}\right) - 99,09}{\left(\frac{\theta}{^\circ\text{C}}\right) + 230} \right] \quad (8)$$

Insättes $\theta = 100^\circ\text{C}$ erhålles $p_k = 101,3 \text{ kPa}$ vilket ju är logiskt eftersom normalt atmosfärtryck är 101,3 kPa (eller 1,013 bar).

Insättes $\theta = 0^\circ\text{C}$ erhålles $p_k = 0,613 \text{ kPa}$

Insättes $\theta = 50^\circ\text{C}$ erhålles $p_k = 12,43 \text{ kPa}$.

Vi ser att höjning av temperaturen från 0°C till 50°C bara höjer ångtrycket med 1/10 av atmosfärstrycket, medan höjning från 50°C till 100°C står för resterande 9/10. Därför torkar det allt snabbare ju närmare 100°C man kommer.

Känner man gasens halt av vattenånga, kan man räkna ut partialtrycket

$$p_{\hat{a}} = X_{\hat{a}} \cdot p_{tot} \quad (9)$$

där $X_{\hat{a}}$ är molbråket vattenånga, alternativt

$$p_{\hat{a}} = p_{tot} \cdot \frac{x}{x + \frac{M_{\hat{a}}}{M_g}} \quad (10)$$

$$x = \frac{M_{\hat{a}}}{M_g} \cdot \frac{p_{\hat{a}}}{p_{tot} - p_{\hat{a}}} \quad (10b)$$

där x är fuktkvoten (kg H₂O/kg torr gas), $M_{\hat{a}}$ är vätskans molära massa (för vatten 18,02 kg/kmol) och M_g är gasens molära massa (för luft 28,96 kg/kmol).

För vattenånga-luft och för utspädda rökgaser (t.ex dieselkraftverk) är $M_{\hat{a}}/M_g = 0,622$, för vattenånga-normala rökgaser kan värdet 0,57 användas om man inte vet exaktare.

Fuktkvoten x (kg H₂O/kg t.g.) är mycket användbar för torkningstekniska beräkningar.

Genom att lösa ekvation (8) i avseende på kondensationstemperaturen kan man räkna ut vid vilken temperatur vattenånga kondenserar med ekvationen

$$\left(\frac{\theta_k}{^\circ\text{C}}\right) = \frac{230 \cdot \ln\left(\frac{P_{\hat{a}}}{100\text{kPa}}\right) + 1171,763}{11,761 - \ln\left(\frac{P_{\hat{a}}}{100\text{kPa}}\right)} \quad (11)$$

Exempel. En sommardag är temperaturen ute 30 °C och den relativa luftfuktigheten RH är 50 %, vilket avläses från en hygrometer. Till vilken temperatur kan luften kylas i en klimatanläggning utan att vattenånga börjar kondensera?

Ekvation (8) ger att mättningsstrycket vid 30 °C är

$$p_k(30^\circ\text{C}) = 4,286\text{kPa}$$

Men för RH = 50 % är $p_{\hat{a}} = 0,5 \cdot 4,286\text{kPa} = 2,143\text{kPa}$, vilket efter insättning i (11) ger

$$\theta_k = 18,45^\circ\text{C}$$

Man kan alltså kyla till ca 20 °C utan kondensation.

2.3 Numeriska värden för molära massor, specifika värmen etc

För enkla torkningstekniska beräkningar är följande numeriska värden användbara:

Normalkubikmeter $1\text{ m}^3\text{n} = 0,04465\text{ kmol}$

Torr luft:

molär massa $M_l = 28,96\text{ kg/kmol}$

$1\text{ m}^3\text{n} = 1,293\text{ kg torr luft}$

integrerat medelvärde för specifik värme (< 100 °C)

$C_l = 29,2\text{ kJ/kmol K}$

$c_l = 1,01\text{ kJ/kg K}$

Torra rökgaser (approximativt):

molär massa $M_{tg} = 32\text{ kg/kmol}$

$$1 \text{ m}^3 \text{ n} = 1,428 \text{ kg tg}$$

specifik värme ($< 500 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$C_{tg} = 37,4 \text{ kJ/kmol K}$$

$$c_{tg} = 1,17 \text{ kJ/kg K}$$

Ovanstående värden för torra rökgaser duger endast för överslagsberäkningar! För högt luftöverskottstal (dieselmotorers avgas t.ex.) kan det vara bättre att överslagsvis i stället räkna med luftens egenskaper även för rökgaserna så vet man åtminstone i vilken riktning man räknat fel, alltså man har räknat med för låg molär massa. För exakta slutliga beräkningar och dimensioneringskalkyler skall en fullständig rökgasberäkning utföras t.ex. med hjälp av ekvationer från AT-kompendiet. Även specifika värmets temperaturberoende måste beaktas mera exakt.

Vattenånga:

molär massa $M_a = 18,02 \text{ kg/kmol}$

$$1 \text{ m}^3 \text{ n} = 0,804 \text{ kg vattenånga}$$

ångbildningsvärme vid $0 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta H_k = 45050 \text{ kJ/kmol}$$

$$\Delta h_k = 2500 \text{ kJ/kg}$$

integrerat medelvärde för specifikt värme ($< 150 \text{ }^\circ\text{C}$)

vattenfasen $C_v = 75,45 \text{ kJ/kmol K}$

$$c_v = 4,187 \text{ kJ/kg K}$$

ångfasen

$$C_a = 34,0 \text{ kJ/kmol K}$$

$$c_a = 1,89 \text{ kJ/kg K}$$

Vid torkningstekniska beräkningar måste gasernas volymströmmar kunna beräknas med tillräcklig noggrannhet, eftersom värmeöverföringskoefficienten α och materieföringskoefficienten β är beroende av gashastigheten w som i sin tur är beroende av volymströmmen.

Man klarar sig normalt med idealgaslagen

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (12)$$

där p är totaltrycket, V är volymen, T är absoluta temperaturen och R är gaskonstanten, där den mest användbara enheten är

$$R = 8,3143 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{K} \cdot \text{kmol}}$$

Införes gasblandningens molära massa, \bar{M} , samt $n = m/\bar{M}$, fås ett uttryck för gasdensiteten

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{\bar{M} \cdot p}{R \cdot T}$$

eller

$$\left(\frac{\rho}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right) = \left(\frac{\bar{M}}{\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} \right) \cdot \frac{\left(\frac{p}{\text{kPa}} \right)}{8,314 \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)} \quad (13)$$

Gasblandningens molära massa beräknas som det med molbråken viktade medelvärdet av de enskilda gaskomponenternas molära massor

$$\bar{M} = \sum X_i \cdot M_i \quad (14)$$

Exempel

Vilken är densiteten för en torkluftström av temperaturen 80 °C och relativa fuktigheten RH = 60 % som blåses genom en luftkanal till en värmeåtervinningsanläggning ovanför pappersmaskinen om trycket i kanalen är 105 kPa?

Vilken är volymströmmen om den torra luftens ström är 1000 kg/h?

Ekvation (8) ger att mättningsstrycket är

$$p_k(80^\circ\text{C}) = 47,48\text{kPa}$$

Det verkliga ångtrycket är 60 % av max, d.v.s.

$$p_{\hat{a}} = 0,6 \cdot 47,48 = 28,488\text{kPa}$$

Molbråket vattenånga är

$$X_{\hat{a}} = \frac{p_{\hat{a}}}{p_{tot}} = \frac{28,488\text{kPa}}{105\text{kPa}} = 0,2713$$

Luftens molbråk är

$$X_l = (1 - 0,2713) = 0,7287$$

Ekvation (14) ger

$$\bar{M} = 0,2713 \cdot 18,02 + 0,7287 \cdot 28,96 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 25,99 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Ekvation (13) ger

$$\rho = 25,99 \cdot \frac{105}{8,314 \cdot (273 + 80)} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

För att få volymströmmen, måste fuktkvoten beräknas. Ekvation (10) är

$$\frac{p_{\dot{a}}}{p_{tot}} = \frac{x}{x + \frac{M_{\dot{a}}}{M_g}}$$

varur fås ekvation (10b)

$$x = \frac{M_{\dot{a}}}{M_g} \cdot \frac{p_{\dot{a}}}{p_{tot} - p_{\dot{a}}} = 0,622 \cdot \frac{28,488}{105 - 28,488} \cdot \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg l}} = 0,2316 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg l}}$$

Viktströmmen är då

$$\dot{m} = 1000 \frac{\text{kg l}}{\text{h}} + 0,2316 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg l}} \cdot 1000 \frac{\text{kg l}}{\text{h}} = 1231,6 \frac{\text{kg tot}}{\text{h}}$$

Då

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

fås

$$\dot{V} = \frac{1231,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^3}{0,930 \text{ h} \cdot \text{kg}} = 1324 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad \text{eller} \quad 0,368 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Dessutom kan man beräkna rördiametern för om man antar gashastigheten $w = 5 \text{ m/s}$ enligt

$$w \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \dot{V} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi \cdot w}} = 0,306 \text{ m} \quad \text{d.v.s. ca } 300 \text{ mm}$$

2.4 Entalpi för fuktig luft

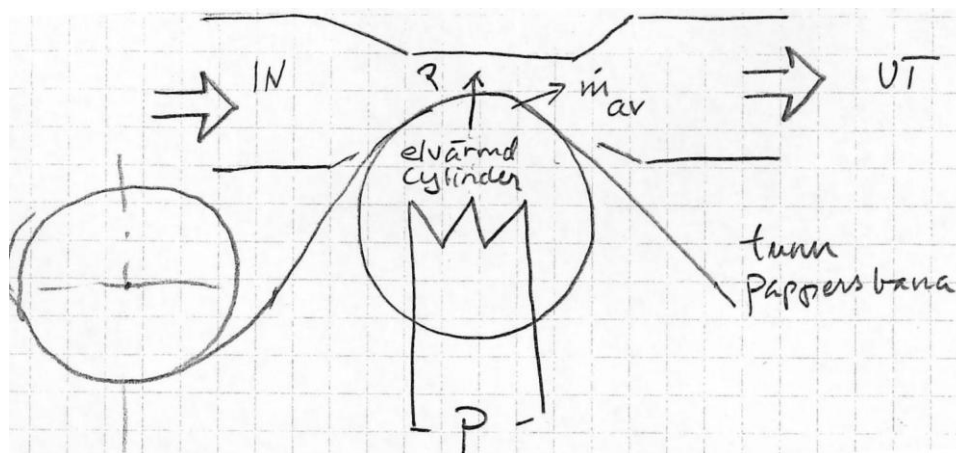
Entalpin för fuktig luft (alternativt inert gas med förångat lösningsmedel) brukar i torkningstekniken anges som **kJ per kg torr luft** och betecknas i . Det innebär att entalpin inte enbart är beroende av temperaturen, utan även av mängden vattenånga som anges med hjälp av fuktkvoten x (kg H₂O/kg tl)

$$i(\theta, x) = c_l \cdot \theta + x \cdot (r_0 + c_{\dot{a}} \cdot \theta) \quad (15)$$

Vi ser att entalpin består av den torra temperaturens bidrag ($c_l \cdot \theta$) plus ångbildningsvärme vid 0 °C (r_0) samt ångfasens entalpi ($c_a \cdot \theta$). **Entalpins nollpunkt är givetvis vald till 0 °C och vattnet i vätskeform.**

Exempel

Hur mycket elektrisk effekt krävs för att avdunsta 0,1 kg H₂O/s genom påblåsning med 1 m³/s luft vid 25 °C och RH 40 % om luftens temperatur höjs till 75 °C? Totaltrycket är 101,3 kPa och uppvärmningen av pappersbanan försummas.



Figur 1. Elvärmad torkeylinder för papper.

Balans för torr luft

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{UT} \equiv \dot{m} \quad \text{Obs! Torr luft} \left(\dot{m} = \left(\right) \frac{\text{kg tl}}{\text{s}} \right)$$

Balans för vatten

$$\dot{m} \cdot x_{IN} + \dot{m}_{avd} = \dot{m} \cdot x_{UT}$$

samt

$$x_{UT} = x_{IN} + \frac{\dot{m}_{avd}}{\dot{m}}$$

Energibalans

$$\dot{m} \cdot i_{IN}(\theta_{IN}, x_{IN}) + P = \dot{m} \cdot i(\theta_{UT}, x_{UT})$$

$$i_{IN} = c_l \cdot \theta_{IN} + x_{IN} \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta_{IN})$$

$$i_{UT} = c_l \cdot \theta_{UT} + x_{UT} \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta_{UT})$$

Beräknas inkommande luftens fuktkvot. Ekvation (8) ger

$$p_k(25^\circ\text{C}) = 3,120\text{kPa}$$

inkommande partialtryck

$$p_{IN} = 0,40 \cdot 3,120\text{kPa} = 1,248\text{kPa}$$

Ekvation (10) ger

$$x_{IN} = 0,00776 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

Ekvation (14) ger

$$\bar{M} = 28,96 \cdot \frac{(101,3 - 1,248)}{101,3} + 18,02 \cdot \frac{1,248}{101,3} = 28,83 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Ekvation (13) ger

$$\rho = 1,179 \frac{\text{kg tot}}{\text{m}^3}$$

Masström fuktig luft

$$\dot{m}_{tot,IN} = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,179 \frac{\text{kg tot}}{\text{m}^3} = 1,179 \frac{\text{kg tot}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m} + \dot{m}_a$$

$$x = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}}$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m} + x \cdot \dot{m}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{tot}}{1+x} = \frac{1,179}{1+0,00776} = 1,170 \frac{\text{kg tl}}{\text{s}}$$

varefter

$$x_{UT} = 0,00776 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}} + \frac{0,1 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{s}}}{1,170 \frac{\text{kg tl}}{\text{s}}} = 0,0932 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

eller partialtrycket enligt ekvation (10)

$$p_{a,UT} = 13,20\text{kPa}$$

Kontroll av blandningens kondensationstemperatur. Ekvation (11)

$$\theta_k(13,20\text{kPa}) = 51,21^\circ\text{C} < 75^\circ\text{C}$$

Luftens entalpi in

$$i_{IN} = 1,01 \cdot 25 + 0,00776 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 25) = 45,02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

Luftens entalpi ut

$$i_{UT} = 1,01 \cdot 75 + 0,0932 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 75) = 321,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

Differensen multiplicerad med strömmen torr luft är effektbehovet

$$P = (i_{UT} - i_{IN}) \cdot \dot{m} = (321,96 - 45,02) \cdot 1,170 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 324 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 324 \text{ kW}$$

vilket kan jämföras med att det krävs 250 kJ/s för att avdunsta 0,1 kg H₂O/s.

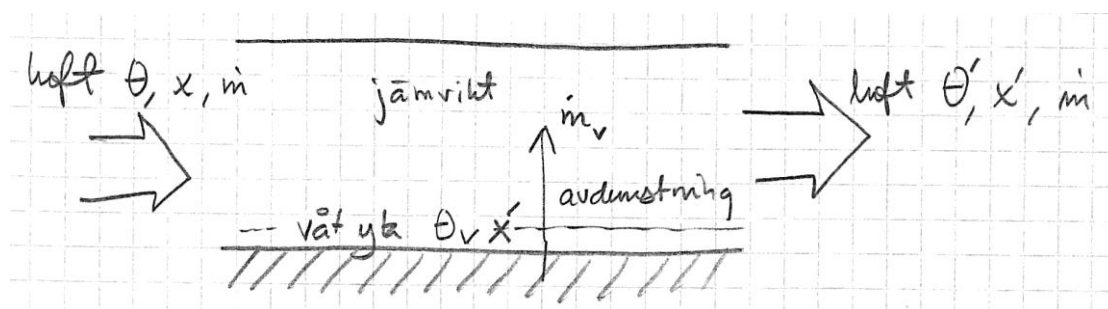
2.5 Adiabatiska kylgränstemperaturen, "våta termometern"

När en fuktig luftström träffar en våt yta, kommer ytan att kylas på grund av avdunstningen. Hur kall den blir, beror på luftströmmarnas temperatur, tryck och fuktkvot. Temperaturen kallas "våta termometerns temperatur" och kan betecknas med θ_v , som inte skall förväxlas med kondensationstemperaturen θ_k (vattendaggpunkten) som enbart är beroende av luftens vattenhalt och totaltrycket, d.v.s. $\theta_k = f(p_a)$ enligt ekvation (10) varvid

$$p_a = X_a \cdot p_{tot}$$

där X_a är molbråket vattenånga. θ_k är alltså inte beroende av luftens temperatur θ (= torr termometer).

Den våta temperaturen är däremot beroende både av θ , vattenhalten och totaltrycket p_{tot} . Uttryck som beskriver sambandet kan härledas genom att man beaktar en adiabatisk kammare (adiabatisk = inga extra värmeströmmar tillförs eller uttas)



Figur 2. Adiabatisk kammare.

Vattenbalans

$$x \cdot \dot{m} + \dot{m}_v = \dot{m} \cdot x'$$

$$x' = x + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}}$$

Energibalans

$$\dot{m} \cdot i(\theta, x) + \dot{m}_v \cdot c_v \cdot \theta' = \dot{m} \cdot i'(\theta', x')$$

eller

$$\dot{m} \cdot [c_l \cdot \theta + x \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta)] + \dot{m}_v \cdot c_v \cdot \theta' = \dot{m} \cdot [c_l \cdot \theta' + x' \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta')] \quad (17)$$

Då luften ut är mättad, får vi tilläggsvillkoret

$$x' = f(\theta') \quad \text{enligt mätningskurvan} \quad (18)$$

och

$$\theta_{våt} = \theta'; \quad \theta_{torr} = \theta$$

Lösning av problem

- a) vilken är $\theta_{våt}$ om θ_{torr} och x är kända?
 - a) avläses grafiskt ur $i - x$ diagram
 - b) beräknas iterativt med rotsökning av ekvation (17)
 - c) beräknas med närmevärdesformel (regressionsekvation)

- b) vilken är x om θ_{torr} och $\theta_{våt}$ är kända?

- a) kan beräknas med samma strategi som ovan

- a) **Beräkning, utan iteration, av ”våta temperaturen”** (eller våta ytans temperatur vid adiabatisk torkning om strålningen försummas) **om torkluftens egenskaper (θ, x) är kända (alternativt θ, RH)**

- beräkna ångtrycket om x är känt

$$p_a = p_{tot} \cdot \frac{x}{x + 0,622} \quad (10)$$

- om RH är känt, beräkna maxångtrycket vid mätning

$$p_{\max} = 98,07 \cdot \exp \left[11,78 \cdot \frac{\theta - 99,09}{\theta + 230} \right] \quad (8)$$

varefter

$$P_{\dot{a}} = \left(\frac{RH}{100\%} \right) \cdot P_{max}$$

- beräkna kondensationstemperaturen θ_k

$$\theta_k = \frac{230 \cdot \ln\left(\frac{P_{\dot{a}}}{100\text{kPa}}\right) + 1171,763}{11,761 - \ln\left(\frac{P_{\dot{a}}}{100\text{kPa}}\right)} \quad (11)$$

Den våta temperaturen är $\Delta\theta$ högre än kondensationstemperaturen. Højningen kan skattas från regressionskvationen

$$\Delta\theta = -4 + 0,041 \cdot \theta + 0,00324 \cdot \frac{\theta}{x} - 0,11089 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{\theta}{x}\right)^2$$

varefter θ'_v ($\theta_{v\dot{a}t}$) är

$$\theta' = \theta_k + \Delta\theta \quad (19)$$

Ju hetare och torra luften är, desto större är skillnaden. *Denna klåpekvation kan användas för överslagsberäkningar men duger inte för att dimensionera pappersmaskiner.*

- b) En användbar ekvation om θ_{torr} och $\theta_{v\dot{a}t}$ är kända (uppmätta) och man söker ångans partialtryck (och därmed även luftens fuktkvot) är:**

$$P_{\dot{a}} = p_k(\theta_{v\dot{a}t}) - (p_{tot} - p_k(\theta_{v\dot{a}t})) \cdot 6,47 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\left(\frac{\theta_{torr} - \theta_{v\dot{a}t}}{^{\circ}\text{C}}\right)}{\left(1 - 0,00089 \cdot \left(\frac{\theta_{v\dot{a}t}}{^{\circ}\text{C}}\right)\right)} \quad (19\text{ b})$$

Exempel

En maratonlöpare springer i 30 C och svettas. Vilken blir skjortans yttemperatur (saltet och värmeledningen från kroppen försummas) om RH är a) 90 % b) 30 %?

Vi beräknar

$$p_{max}(30^{\circ}\text{C}) = 98,07 \cdot \exp\left[11,78 \cdot \frac{30 - 99,09}{30 + 230}\right] = 4,286\text{kPa}$$

- a)

$$p_{\bar{a}} = 0,90 \cdot 4,286 = 3,8574 \text{ kPa}$$

$$\theta_k = \frac{230 \cdot \ln(0,038574) + 1171,763}{11,71 - \ln(0,03874)} = 28,174 \text{ }^\circ\text{C} \approx 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$x = 0,622 \cdot \frac{3,8574}{101,3 - 3,8574} = 0,0246 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

$$\Delta\theta \approx -4 + 0,041 \cdot 30 + 0,00324 \cdot \frac{30}{0,0246} - 0,11089 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{30}{0,0246}\right)^2 \approx 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta' = 28 \text{ }^\circ\text{C} + 1 \text{ }^\circ\text{C} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$$

b)

$$p_{\bar{a}} = 0,30 \cdot 4,286 = 1,2858 \text{ kPa}$$

$$\theta_k = 10,247 \text{ }^\circ\text{C} \approx 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$x = 0,0080 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

$$\Delta\theta \approx 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta' = 10 \text{ }^\circ\text{C} + 8 \text{ }^\circ\text{C} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vi ser att skillnaden mellan kondenseringstemperaturen, som ibland kallas för ”kalla ytans” temperatur, och våta temperaturen ”våta ytans” temperatur är stor i fall b)

Exempel

Totaltrycket är 101,3 kPa, våta termometern visar 20 °C och torra termometern visar 30 °C. Hur mycket vatten innehåller luften, och vilken är RH?

$$p_k(20 \text{ }^\circ\text{C}) = 2,360 \text{ kPa} \quad \left(x_k = 0,0148 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}} \right)$$

$$p_k(30 \text{ }^\circ\text{C}) = 4,286 \text{ kPa} \quad \left(x_k = 0,0274 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}} \right)$$

$$p_{\bar{a}} = 2,360 - (101,3 - 2,360) \cdot 6,47 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{10}{1 - 0,00089 \cdot 20} = 1,7083 \text{ kPa}$$

$$x = 0,622 \cdot \frac{1,7083}{101,2 - 1,7083} = 0,0107 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

$$RH = \frac{1,7083}{4,286} \cdot 100\% = 40\%$$

b) Torra temperaturen är 60 °C och den våta är 30 °C

$$p_k(30^\circ\text{C}) = 4,286 \text{ kPa}$$

$$p = 4,286 - (101,3 - 4,286) \cdot 6,47 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{30}{1 - 0,00089 \cdot 30} \right) = 2,351 \text{ kPa}$$

$$x = 0,622 \cdot \frac{2,351}{101,3 - 2,351} = 0,0147 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

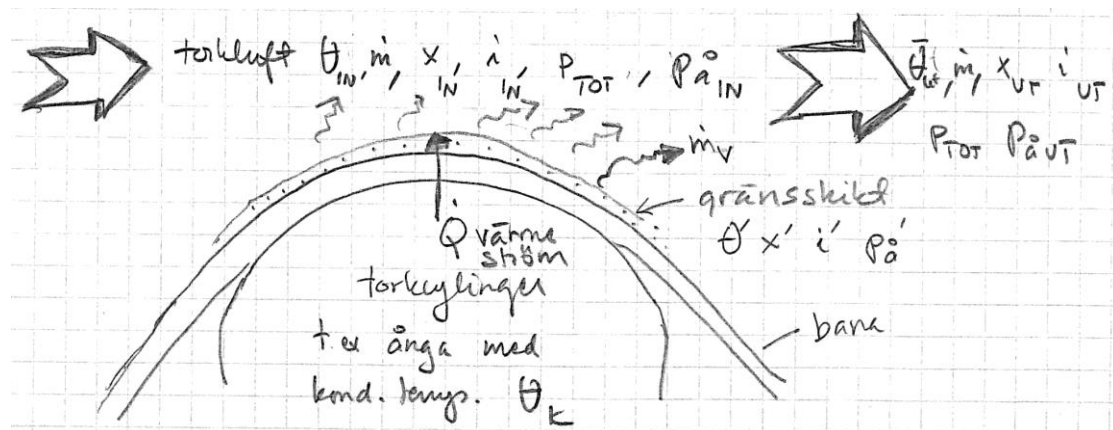
Stämmer!

2.6 Ekvation för avdunstningshastigheten

En industriell torkprocess är teoretiskt komplicerad, speciellt i det fall då ytan inte längre är våt. Så länge ytan är våt, går det ganska bra att uppställa ekvationer som motsvarar verkligheten. Lösningen av parametrar som avdunstningshastighet, ytemperatur, energibehov för önskad avdunstningshastighet etc. är nästan alltid iterativ då problemen saknar analytisk lösning.

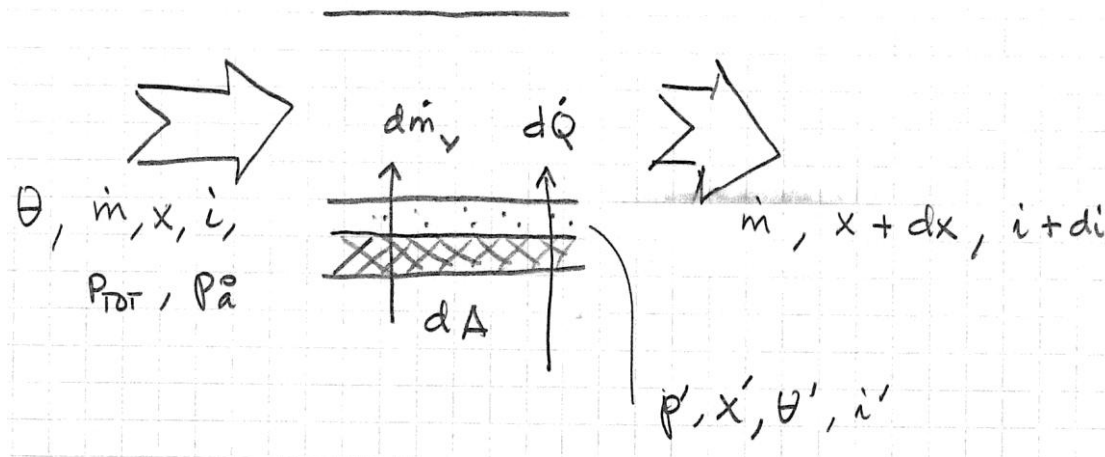
Problemlösningen sker därför på dator med simuleringsprogram. Dessa används både för dimensionering av torkapparater och för produktionsstyrning. Med dator kan noll-sökningsprogram etc. utnyttjas då ekvationerna kan skrivas som underprogram av formen $f(x)=0$ där x är obekant, i torkningstekniken faktiskt ofta gränsskiktets fuktkvot x' . Förr i tiden användes grafiska lösningsmetoder. Dessa är fortfarande bra att ha som demonstration av lösningproceduren i undervisning och i överslagsberäkningar, vilka kan vara väldigt värdefulla för en praktiskt arbetande ingenjör, t.ex. en driftsingenjör.

Avdunstning sker om vattenångans (lösningemedlets) partialtryck i gränsskiktet närmast materialet är högre än partialtrycket i torkluften (torkgasen).



Figur 3. Torkcylinder med åguppvärmning.

Beaktas ett litet ytelement dA



Figur 4. Litet ytelement dA .

Massöverföringsekvationen är

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} = \beta \cdot (p' - p_a) \quad (20)$$

där β är massöverföringskoefficienten. Värmeöverföringsekvationen vid konvektion är

$$\frac{d\dot{Q}_{konv}}{dA} = \alpha \cdot (\theta' - \theta) \quad (21)$$

där α' är värmeöverföringskoefficienten i gränsskiktet ($'$ betecknar gränsskiktet).

Mass- och värmeöverföringen sker i olika eller samma riktningar. Om en kall och våt yta träffas av en varm och fuktig gas, är $p' < p_a$ och $\theta > \theta'$ vilket innebär kondensation, trots att en värmeström leds till det kalla materialet, vilket "normalt" borde betyda att värmen utnyttjas för förångning av vattnet. Då går värmeströmmen och materieströmmen i samma riktning. Om $p' > p_a$ och $\theta > \theta'$ är det fråga om "normal" torkning. Situationen $p' > p_a$ och $\theta < \theta'$ är också möjlig om torkgodset upphettas av något annat t.ex. värmestrålning, kontakt med het ångcylinder etc. Vanligt i pappersmaskiner är $p' > p_a$ och $\theta \approx \theta'$.

Eftersom

$$p_a = p_{tot} \cdot \frac{x}{x + 0,622}$$

för vattenånga i luft, kan ekvation (20) skrivas

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} = \beta \cdot p_{tot} \cdot \left(\frac{x'}{x' + 0,622} - \frac{x}{x + 0,622} \right)$$

Då x och x' i tekniska sammanhang oftast är $\ll 0,622$ kg H₂O/kg tl kan man med tillräcklig noggrannhet skriva proportionalitetsförhållandet

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} \approx \text{konstant} \cdot (x' - x) \quad (22)$$

Vid höga ytemperaturer gör man dock ett avsevärt fel med denna approximation så att det drivande differensen överskattas. Om ytemperaturen stiger från 30 °C till 60 °C ökar gränsskiktets fuktkvot från 0.0274 till 0.153 kg/kg.t. eller med 5,6 gånger, medan gränsskiktets partialtryck vattenånga ökar från 4.3 kPa till 20 kPa eller med endast 4,7 gånger. Massöverföringsekvation med fuktkvotsdifferens som drivande potential ger därför alltför hög inverkan av temperaturförhöjningen. Vid exakta beräkningar vid hög temperatur (t.ex. strålningstorkning) måste detta fel beaktas eller så skall beräkningen ske med användande av partialtryck och inte med fuktkvot. Detta kräver dock annorlunda och mera komplicerade ekvationer än de förenklade som finns i denna kurs.

Energibalans för torkytelementet dA

$$\dot{m} \cdot (i + di)_{\text{luft ut}} = \dot{m} \cdot i_{\text{luft in}} + \underbrace{d\dot{Q}}_{\text{från ång-}} + \underbrace{\dot{m} \cdot dx \cdot c_v \cdot \theta'}_{\substack{\text{det avdunstate} \\ \text{vattnetsentalpi} \\ \text{cyllindern} \\ \text{eller mot-} \\ \text{svarande}}} \quad (23)$$

varvid avdunstad vattenmängd är

$$d\dot{m}_v = \dot{m} \cdot dx \quad (24)$$

Ekvation (23) ger

$$\dot{m} \cdot di = d\dot{Q} + \dot{m} \cdot dx \cdot c_v \cdot \theta' \quad (25)$$

Entalpiuttrycket

$$i = c_l \cdot \theta + (r_0 + c_a \cdot \theta) \cdot x$$

kan differentieras till

$$di = c_l \cdot d\theta + x \cdot c_a \cdot d\theta + dx \cdot c_a \cdot \theta + r_0 \cdot dx$$

eller

$$di = (c_l + x \cdot c_a) \cdot d\theta + (r_0 + c_a \cdot \theta) \cdot dx \quad (26)$$

Ekvation (25) och (26) ger för ångcyllindern

$$d\dot{Q} = d\dot{m}_v \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta - c_v \cdot \theta') + \dot{m} \cdot (c_l + x \cdot c_a) \cdot d\theta \quad (27)$$

energi för
förångning av vatten+ höjning av ånganstemperatur till θ
energi till temperaturhöjning av torr luft och vattenångamed $d\theta$

Men ekvation (21) gäller för värmeöverföring helt oberoende av materieöverföring så denna värme överförs hur som helst till gasen

$$d\dot{Q}_{konv} = \alpha' \cdot (\theta' - \theta) \cdot dA \quad (28)$$

och används till att upphetta gasen (nedkyla om $\theta > \theta'$).

$$d\dot{Q}_{konv} = \dot{m} \cdot (c_l + x \cdot c_a) \cdot d\theta \quad (29)$$

Ekvation (28) och (29) ger eftersom uppvärmningen (ev. nedkylningen) av luften $d\theta$ endast kan förorsakas av konvektiv värmetransport mellan ytan och luftmassan:

$$\dot{m} \cdot (c_l + x \cdot c_a) \cdot d\theta = \alpha' \cdot (\theta' - \theta) \cdot dA \quad (30)$$

Ekvation (22) och (30) ger att tillförd värme utifrån dQ dels åtgår till att förånga vatten samt uppvärma det förångade vattnet till torkluftens temperatur samt till att konvektivt transportera värme från torkgodset till luftmassan:

$$d\dot{Q} = d\dot{m}_v \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta - c_v \cdot \theta') + \alpha' \cdot (\theta' - \theta) \cdot dA \quad (31)$$

Värmen som leds från torkcylindern (eller kommer från en strålningskälla) används för att förångas vatten direkt och höja ångans temperatur till θ , samt till att konvektivt föra värme till luften med temperaturdifferensen $\theta' - \theta$.

Om $\theta' = \theta$ är andra termen noll, och all energi används för att förångas vatten. Detta är en *isotermisk* torkprocess.

Om $d\dot{Q} = 0$ talar vi om en *adiabatisk* torkprocess:

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} = \frac{-\alpha' \cdot (\theta' - \theta)}{(r_0 + c_a \cdot \theta - c_v \cdot \theta')} \quad (32)$$

Och om $\theta' < \theta$ används från het gas till vätskeyta transporterad konvektiv energi till att förångas vatten. Detta är fallet t.ex. i en spraytork, där θ' antar en jämviktstemperatur så länge som ytan är våt.

För rent vatten utan lösta salter blir $\theta' = \theta_{våt}$ (se kapitel 5).

För $d\dot{Q} \neq 0$ kan $\frac{d\dot{m}_v}{dA}$ beräknas genom att vi bildar

$$\Delta i = i' - i = (x' - x) \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta) + (c_l + x' \cdot c_a) (\theta' - \theta) \quad (33)$$

och

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{i' - i}{x' - x} \quad (34)$$

Kombination av ekvationerna (23) – (34) ger efter diverse matematiska manipulationer:

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot \frac{r_0 + c_a \cdot \theta - \frac{\Delta i}{\Delta x}}{r_0 + c_a \cdot \theta - \frac{di}{dx}} \quad (35)$$

Som med, för tekniska beräkningar, tillräcklig noggrannhet kan skrivas

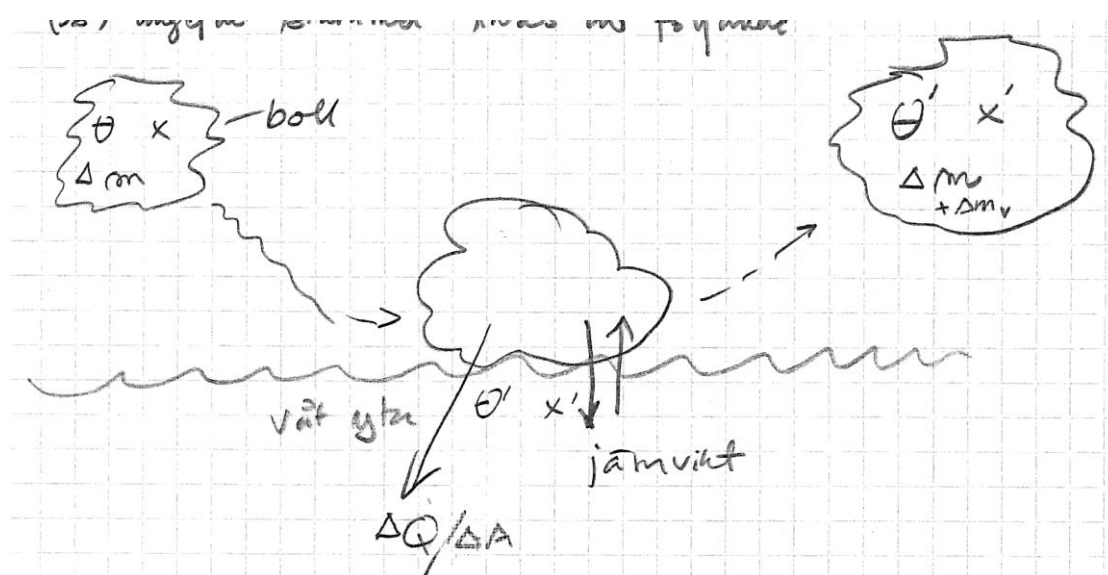
$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} \approx \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot (x' - x) \quad (36)$$

Konstanten i ekvation (22) är alltså $\alpha'/(c_l + x' \cdot c_a)$. Känner vi θ' så känner vi x' (från mätningskurvan) och kan beräkna avdunstningen! Kruxet är, att vi inte känner θ' om $d\dot{Q} \neq 0$ eftersom värmestrålningen värmer upp ytan samtidigt som det sker avdunstningskyllning. Om vi mäter θ' , och kan uppskatta α , kan avdunstningshastigheten beräknas.

Ekvation (36) som ofta kallas **Lewis' likhet** utnyttjas i papperstekniken så, att man vid nya konstruktioner, t.ex. påblåsningssystem, mäter α i pilot-plant anläggningar, och sedan beräknar avdunstningshastigheten.

2.7 Mauris turbulenta boll

Att ekvation (36) ungefär stämmer inses av följande förenklade resonemang:



Figur 5. Mauris turbulenta boll.

En gasboll med massan Δm , temperaturen θ och fuktkvoten x stöter mot en våt yta och antar gränsskiktets egenskaper. Då den är varmare än ytan, $\theta > \theta'$ avger den en värmemängd ΔQ till ytan genom att den kyls.

Energibalans för bollen:

$$\Delta Q = \Delta m \cdot c_l \cdot (\theta - \theta') \quad (37)$$

Värmeförföringsekvation för bollen då ytan upptar värmets som konvektiv värmeöverföring under tiden Δt

$$\frac{\Delta Q}{\Delta A \cdot \Delta t} = \alpha' \cdot (\theta - \theta') \quad (38)$$

Vattenmängden som upptas beskrivs med att bollen snappar upp vattenånga från gränsskiktet och ökar sin fuktkvot av från x till x'

$$\Delta m_v = \Delta m \cdot (x' - x) \quad (39)$$

Energibalansen, ekvation (37) kan skrivas:

$$(\theta - \theta') = \frac{\Delta Q}{\Delta m \cdot c_l}$$

Insättning av temperaturdifferensen i (38) ger

$$\frac{\Delta Q}{\Delta A \cdot \Delta t} = \alpha' \cdot \frac{\Delta Q}{\Delta m \cdot c_l}$$

Varur bollens torra massa kan skrivas (ännu har inte vattnet tagits med), eller alltså den torra boll som träffar ytelementet och som bestäms av turbulensen:

$$\Delta m = \frac{\Delta A \cdot \Delta t}{c_l} \cdot \alpha'$$

Insättning av luftbollens torra massa i vattenbalansen (39) ger

$$\Delta m_v = \frac{\Delta A \cdot \Delta t}{c_v} \cdot \alpha' \cdot (x' - x)$$

eller

$$\frac{\Delta m_v}{\Delta A \cdot \Delta t} = \frac{\alpha'}{c_l} \cdot (x' - x) \quad (40)$$

Vilket är en ännu grövre approximation än ekvation (36), men visar tydligt att materieöverföringen kan beräknas från värmeöverföringen.

Turbulensen och den drivande differensen i vattenhalt mellan gränsskiktet och gasens huvudmassa bestämmer alltså avdunstningshastigheten. Kan man mäta värmeöverföringstalet mellan torkgods och torkluft på något sätt, vilket är mycket enklare än att mäta torkhastigheten, kan torkhastigheten därefter uppskattas med ekvation (36). Detta utnyttjas ofta vid laboratorietest av nya konstruktioner avsedda för effektivisering av pappersmaskinens torkparti. Även värmeåtervinning med kondensation i värmeväxlare kan uppskattas om värmeväxlarens alfa-värde är känt.

2.8 Sammankoppling med värmeöverföringen

På liknande sätt som för härledningen av ekvation (36) fås genom kombination av ekvationerna (23) – (34)

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} + \frac{d\dot{m}_v}{dA} \cdot c_v \cdot \theta' = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot (i' - i) \quad (41)$$

För tekniska beräkningar kan vattnets entalpi, andra termen till vänster i (41) försummas, vilket leder till följande viktiga ekvationer för beskrivning av värme- och materieföringen vid torkning, varvid med värmeflödet enligt ekv. (37) avses det extra torkningsvärme som tillförs från kondenserande ånga i torkcylindern, genom strålning från en IR-tork, men inte det värmeflöde som härrör sig från att torkningsluften avkyls när vattnet förångas. Detta kan beräknas med normala in – ut mass- och energibalanser.

Vid direkt beräkning av avdunstningshastighet och värmeflöde med ekvationerna (37) och (38) skall ytans temperatur vara känd och därigenom även gränsskiktets fuktkvot och entalpi. Om inte denna temperatur är känd, måste den beräknas. Tillförsel av extra energi till torken från cylinder eller som strålning kommer att höja gränsskiktets temperatur över jämviktstemperaturen, som är lika med våta termometers temperatur för det fall att ingen extra energi tillförs (vänstra membrum i (37) är lika med noll). Ekvationerna stämmer INTE SPECIELLT BRA då yttemperaturen är hög (se tidigare).

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot (x' - x) \quad (36)$$

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot (i' - i) \quad (37)$$

Noormalt skall θ , x , och α' anses vara kända, uppmätta eller teoretiskt beräknade. Då gäller

$$\begin{aligned} i &= c_l \cdot \theta + x \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta) \\ i' &= c_l \cdot \theta' + x' \cdot (r_0 + c_a \cdot \theta') \end{aligned} \quad (15)$$

och

$$\left(\frac{p'}{\text{kPa}}\right) = 98,07 \cdot \exp \left[11,78 \frac{\left(\frac{\theta'}{^{\circ}\text{C}}\right) - 99,09}{\left(\frac{\theta'}{^{\circ}\text{C}}\right) + 230} \right] \quad (8)$$

som i sin tur ger

$$x' = \frac{M_{\dot{a}}}{M_g} \cdot \frac{p'}{p_{tot} - p'} \quad (9)$$

De TVÅ Ekvationerna (36) och (37) innehåller TRE obekanta: θ' (för beräkning av x' och i'), specifika avdunstningen $\frac{dm}{dA}$ och värmeflödet $\frac{d\dot{Q}}{dA}$. Två ekvationer med tre obekanta kan lösas enkelt om $\frac{d\dot{Q}}{dA} = 0$ kan systemet lösas (adiabatisk tork, t.ex. spraytork) och då gäller ekvation (32).

För $\frac{d\dot{Q}}{dA}$ behövs en TREDJE ekvation. Den skall beskriva hur mycket värme som kan transporteras genom torkcylinderväggen och pappsrebanan eller energiströmmen från en strålningskälla. Då dessa strömmar även är beroende av gränsskiktstemperaturen som är implicerad i gränsskiktets entalpi och fuktkvot, hamnar man alltid ut för en iterativ beräkning som kan bli mycket komplicerad. Om värmen tillförs från en ångcylinder kan vi skriva

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = k_{tot} \cdot (\theta_{kond} - \theta') \quad (38)$$

där k_{tot} är totala värmegenomgångstalet för cylinder och pappersbana och θ_{kond} är ångans kondenseringstemperatur.

Vid strålningstorkning är

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha_{str\ddot{a}ln} \cdot (\theta_{k\ddot{a}lla} - \theta') \quad (39)$$

där $\theta_{k\ddot{a}lla}$ är strålningskällans temperatur.

Den extra värmekällans uppgift är alltså att ”värma vatten” eller höja θ' över den våta termometerns temperatur $\theta_{v\ddot{a}t}$ och därigenom höja avdunstningshastigheten genom att öka x' och i' .

Ekvationerna (37) – (39) kan skrivas som en funktion $f(\theta') = 0$, och lösas iterativt. Pappersmaskinstillverkare använder en uppsjö av sådana simuleringsprogram. Men den programmeringskunnige kan enkelt själv göra sådana i C, MATLAB, PASCAL eller FORTRAN.

2.9 Grafisk presentation av torkningsförloppet

Ekvation (37) eller formeln för utifrån tillförd värme kan skrivas

$$\Theta = \frac{d\dot{Q}/dA}{\alpha'} = \frac{i' - i}{c_l + x' \cdot c_a} = ()^\circ\text{C} \quad (40)$$

Väljes torkluftens entalpi i som parameter, kan Θ uppritas som funktion av i' , d.v.s. som horisontell axel kan väljas en trippelskala θ' , $x'(\theta')$ och $i'(\theta)$.

Exempel

Torkluften är 60 °C har en fuktkvot på 0,075 kg H₂O/kg tl (RH = 50 %). Totaltrycket är 101,3 kPa. Rita ett diagram med Θ som funktion av θ' !

$$i = 1,01 \cdot 60 + 0,075 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 60) = 256,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

Beräknas Θ för $\theta' = 40, 60$ och 80°C :

$\theta' = 40^\circ\text{C}$:

$$p' = 98,07 \cdot \exp\left[11,78 \frac{40 - 99,09}{40 + 230}\right] = 7,445 \text{ kPa}$$

$$x' = 0,622 \frac{7,445}{101,3 - 7,445} = 0,0493 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

$$i' = 1,01 \cdot 40 + 0,0493 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 40) = 167,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

$$\Theta = \frac{167,37 - 256,6}{1,01 + 0,0493 \cdot 1,89} = -80,88^\circ\text{C}$$

eller negativ då θ' är lägre än $\theta_{\text{vår}} (\approx 49^\circ\text{C})$.

På motsvarande sätt fås

$\theta' = 60^\circ\text{C}$:

$$p' = 20,04 \text{ kPa}$$

$$x' = 0,1538 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

$$i' = 461,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

$$\Theta = 157,43^\circ\text{C}$$

$$\theta' = 80^\circ\text{C}:$$

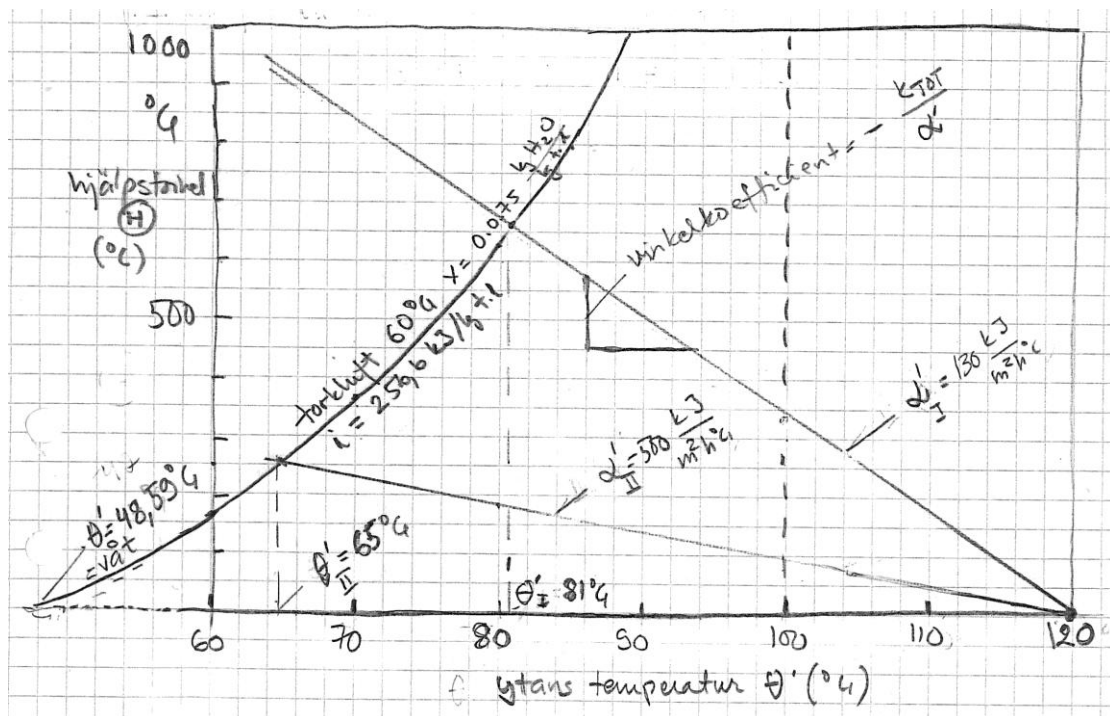
$$p' = 47,48\text{kPa}$$

$$x' = 0,548 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

$$i' = 1533,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

$$\Theta = 624,25^\circ\text{C}$$

Extra punkter $\theta' = 70^\circ\text{C}$; $\Theta = 350,39^\circ\text{C}$ och $\theta' = 85^\circ\text{C}$; $\Theta = 790^\circ\text{C}$.



Figur 6. Grafisk presentation av torkningsförloppet.

Om vi därefter antar, att det är fråga om en ånguppvärmd torkcylinder, för vilken gäller

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = k_{tot} \cdot (\theta_{kond} - \theta') \quad (38)$$

och då

$$\Theta = \frac{d\dot{Q}/dA}{\alpha'}$$

enligt ekvation (40), ser vi att

$$\Theta = \frac{k_{tot}}{\alpha'} \cdot \theta_{kond} - \frac{k_{tot}}{\alpha'} \theta' = \frac{k_{tot}}{\alpha'} (\theta_{kond} - \theta')$$

eller att

$$\Theta = b - b_1 \cdot \theta'$$

där

$$b = \frac{k_{tot}}{\alpha'} \cdot \theta_{kond} \quad \text{och} \quad b_1 = \frac{k_{tot}}{\alpha'}$$

och linjen har vinkelkoefficienten

$$-\frac{k_{tot}}{\alpha'}$$

Vi kan helt enkelt starta från att sätta $\theta' = \theta_{kond}$ varvid $\Theta = 0$ och sedan räkna en ny punkt för t.ex. $\theta' = 100$ °C samt sammanbinda dessa med en rät linje. Vid skärningspunkten med den kurva som gäller för ett visst i -värde, är

$$\frac{k_{tot}}{\alpha'} \cdot (\theta_{kond} - \theta') = \frac{i - i'}{c_l + x' \cdot c_{\dot{a}}} = \frac{d\dot{Q}/dA}{\alpha'}$$

eller

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = k_{tot} \cdot (\theta_{kond} - \theta') = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_{\dot{a}}} \cdot (i - i')$$

vilket satisfierar värmeöverföringslikheten och ger det rätta värdet för i' , d.v.s. θ' .

Exempel

Ångcylinderns ånga i föregående exempel är reglerad till 200 kPa (1 bar övertryck) vilket ger en kondenseringstemperatur på $\theta_{kond} = 120$ °C. Vidare antas att cylindern är gjord av stål med en vägg tjocklek på $\delta_s = 50$ mm och en värmeledningsförmåga på $\lambda_s = 165$ kJ/mh°C. Pappersbanans tjocklek är $\delta_p = 0,25$ mm och dess värmeledningsförmåga $\lambda_p = 2$ kJ/mh°C. Den kondenserande ångans α -värde antas till $\alpha_{kond} = 40000$ kJ/m²h°C.

Värme genomgångstalet från ånga till pappersytan fås ur

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{1}{\alpha_{kond}} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}$$

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}{40000 \text{ kJ}} + \frac{0,050 \text{ m} \cdot \text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}{165 \text{ kJ}} + \frac{0,00025 \text{ m} \cdot \text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}{2 \text{ kJ}}$$

Vi ser nu att ångans kondensation är av liten betydelse, medan värmeledningsmotståndet i cylinderväggen dominerar över papprets värmeledningsmotstånd.

$$\frac{1}{k_{tot}} = 45,3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{kJ}} \Rightarrow k_{tot} = 2208 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Vidare kan vi tänka oss två olika α' -värden:

I: svag påblåsning: $\alpha'_I = 130 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$

II: stark påblåsning: $\alpha'_{II} = 500 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$

I: vinkelkoefficienten $-\frac{k_{tot}}{\alpha'} = -16,98$

II: vinkelkoefficienten $-\frac{k_{tot}}{\alpha'} = -4,416$

Ju mera man blåser, desto mera kyls banan:

$$\theta'_I = 81^\circ\text{C}; \quad p'_I = 49,43 \text{ kPa}; \quad x'_I = 0,592 \text{ kg H}_2\text{O/kg tl}$$

$$\theta'_{II} = 65^\circ\text{C}; \quad p'_{II} = 25,138 \text{ kPa}; \quad x'_{II} = 0,205 \text{ kg H}_2\text{O/kg tl}$$

Stark påblåsning minskar alltså den drivande differensen för avdunstning $p' - p$ (alternativt $x' - x$). Men eftersom α' -värdet är högre, kan avdunstningshastigheten ändå bli högre.

Ekvation (36) ger

$$\left(\frac{d\dot{m}_v}{dA}\right)_I = \frac{130}{1,01 + 0,592 \cdot 1,89} \cdot (0,592 - 0,075) = 31,57 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{m}^2 \text{ h}}$$

$$\left(\frac{d\dot{m}_v}{dA}\right)_{II} = \frac{500}{1,01 + 0,205 \cdot 1,89} \cdot (0,205 - 0,075) = 46,51 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{m}^2 \text{ h}}$$

Från tidigare visste vi att $i = 256,6 \text{ kJ/kg tl}$

$$i'_I = 1,01 \cdot 81 + 0,592 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 81) = 1652,43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

$$i'_{II} = 1,01 \cdot 65 + 0,205 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 65) = 603,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg tl}}$$

varefter ekvation (37) ger värmeströmmen som måste tas av ångan

$$\left(\frac{d\dot{Q}}{dA}\right)_I = \frac{130}{1,01 + 0,592 \cdot 1,89} \cdot (1652,43 - 256,6) = 85236 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$$

Om kondenserande ånga avger ≈ 2200 kJ/kg betyder det att det krävs ≈ 39 kg ånga/m²h för att avdunsta ≈ 32 kg H₂O/m²h.

$$\left(\frac{d\dot{Q}}{dA}\right)_{II} = \frac{500}{1,01 + 0,205 \cdot 1,89} \cdot (603,33 - 256,6) = 124058 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$$

eller alltså krävs $124058/2200 = 56,4$ kg ånga/m²h för att avdunsta 46,51 kg H₂O/m²h.

Primärångans verkningsgrad

$$\eta_I = \frac{32}{35} = 0,82 \quad \text{och} \quad \eta_{II} = \frac{46,51}{56,4} = 0,82$$

Att höja påblåsningen höjer avdunstningskapaciteten, ökar fläktarnas effektbehov men sparar inte på primärånga.

Vad händer om man stänger ångventilen till cylindern? Då blir det fråga om en adiabatisk tork med luft av 60 °C och $x = 0,075$ kg H₂O/kg tl d.v.s. torkluftens $p_{kond} = p_{kond}(60\text{ °C}) = 20,04$ kPa enligt ekvation (10) och partialtryck vattenånga 10,90 kPa förutsatt att totaltrycket är 101,3 kPa. Ytan kommer att anta i stort sett "våta temperaturen", d.v.s. θ' kan beräknas ur balansen

$$\begin{aligned} \dot{m}_l \cdot i + \dot{m}_v \cdot c_v \cdot \theta' &= \dot{m}_l \cdot i' \\ \dot{m}_l \cdot [1,01 \cdot 60 + 0,075 \cdot (2500 + 1,89 \cdot 60)] + \dot{m}_v \cdot c_v \cdot \theta' \\ &= \dot{m}_l \cdot [1,01 \cdot \theta' + x'(\theta') \cdot (2500 + 1,89 \cdot \theta')] \end{aligned}$$

eller

$$256,6 + 4,187 \cdot (x' - 0,075) \cdot \theta' = 1,01 \cdot \theta' + x'(\theta') \cdot (2500 + 1,89 \cdot \theta')$$

Systemet kan lösas iterativt som $f(\theta') = 0$.

För ett visst värde på θ' gäller

$$p' = 98,07 \cdot \exp\left[11,78 \frac{\theta' - 99,09}{\theta' + 230}\right]$$

$$x' = 0,622 \cdot \frac{p'}{101,3 - p'}$$

$$f(\theta') = 256,6 + 4,187 \cdot (x' - 0,075) \cdot \theta' - 1,01 \cdot \theta' - x'(\theta') \cdot (2500 + 1,89 \cdot \theta')$$

Sätt t.ex. $\theta' = 45$ °C:

$$p' = 9,667; \quad x' = 0,0656; \quad f(45) = 39,8068$$

$\theta' = 50 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p' = 12,433; \quad x' = 0,08702; \quad f(50) = -17,15$$

Intervallhalvering ger $\theta' = 47,5 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p' = 10,975; \quad x' = 0,07558; \quad f(47,5) = 13,00$$

ny intervallhalvering ger $\theta' = (50+47,5)/2 = 48,75 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p' = 11,685; \quad x' = 0,08110; \quad f(48,75) = -1,355$$

ny intervallhalvering ger $\theta' = (48,75+47,5)/2 = 48,125 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p' = 11,325; \quad x' = 0,07829; \quad f(48,125) = 5,811$$

sista intervallhalveringen ger $\theta' = (48,125+48,75)/2 = 48,438 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p' = 11,504; \quad x' = 0,07969; \quad f(48,438) = 2,108$$

slutvärdet är $(48,438+48,75)/2 = 48,59 \text{ }^\circ\text{C}$

Ytans temperatur är alltså enligt (36) som alltså är ganska approximativ för $\alpha = 500 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} \approx \frac{500}{1,01 + 0,0803 \cdot 1,89} \cdot (0,0803 - 0,075) = 2,38 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

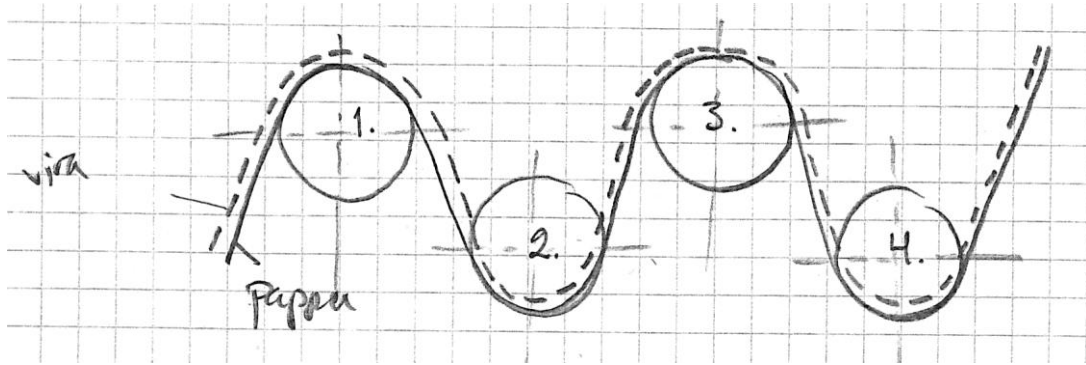
Vid adiabatisk tork kan man alternativt anse att till ytan tillförd konvektiv värme åtgår till att förångna vatten, d.v.s. ekvation (32)

$$\frac{d\dot{m}_v}{dA} \approx \frac{500 \cdot (60 - 48,59)}{2500 + 1,89 \cdot 60 - 4,187 \cdot 48,59} = 2,367 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}}$$

varvid det senare resultatet är mera ”pålitligt”.

Vi ser att x ligger väldigt nära x' , vilket betyder att ekvation (36) ger stort fel om θ' inte beräknas exakt. Däremot fungerar för det adiabatiska fallet ekvation (32) bra eftersom man inte räknar med den lilla differensen $x' - x$ utan i stället med den stora temperaturdifferensen $\theta' - \theta$.

En intressant observation är, att vid s.k. enkel viraföring isolerar viran pappersbanan mycket effektivt från cylindern.



Figur 7. Enkel viraföring.

Vid cylindrarna 2 och 4 hindrar viran värmeledningen till pappersbanan. Däremot hindrar den porösa viran inte avdunstningen vid cylindrarna 1 och 3. Avdunstningshastigheten vid 2 och 4 blir därför i den närmaste adiabatisk, eller bara någon bråkdel av avdunstningen vid cylindrarna 1 och 3.

2.10. Beaktande av vattnets entalpi vid mass- och energibalanser för torkning av en tunn pappersbana

Följande beräkningar blir aningen komplicerade och faller utanför ramen för en snabbkurs i torkningsteknik. Men för dem som kommer att syssla med torkning eller papperstillverkning yrkesmässigt kan de vara bra att känna till. Det är inte speciellt svårt att skapa EXCEL-filer för stegvis beräkning längs pappersbanan eftersom dessa ekvationer är skrivna i en mycket beräkningsvänlig form. För exakta beräkningar måste vattnets entalpi beaktas, d.v.s. andra termen i (4) försummas inte. Detta leder till

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha' \cdot \left(\frac{i' - i}{c_l + x' \cdot c_a} - \frac{x' - x}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot c_v \cdot \theta' \right)$$

Nu betecknas

$$\Theta_i = \frac{i' - i}{c_l + x' \cdot c_a}$$

$$\Theta_x = \frac{x' - x}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot c_v \cdot \theta'$$

och uttrycket () kan skrivas

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha' \cdot (\Theta_i - \Theta_x) = \alpha' \cdot \Theta$$

då

$$\Theta = \Theta_i - \Theta_x$$

och kan uppritas i diagramform som funktion av $x'(\theta')$ och med i som parameter.

Värmetransporten genom cylindern $d\dot{Q}$ samt värmetransporten från luften $\alpha' \cdot (\theta - \theta')$ utnyttjas för att förånga vattnet, samt för att värma det avdunstate vattnet.

$$d\dot{Q} + \alpha' \cdot (\theta - \theta') = (r_0 + c_{\dot{a}} \cdot \theta - c_v \cdot \theta') \cdot d\dot{m}_v$$

eller efter insättande av (36)

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_{\dot{a}}} \cdot [(x' - x)(r_0 + c_{\dot{a}} \cdot \theta - c_v \cdot \theta') - (c_l + x' \cdot c_{\dot{a}})(\theta - \theta')]$$

I pappersmaskinens torkparti är ofta torkluftens temperatur nära pappersbanans temperatur, $\theta \approx \theta'$. I detta fall är torkprocessen isotermisk och

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \frac{\alpha'}{c_l + x' \cdot c_v} \cdot (x' - x)(r_0 + c_{\dot{a}} \cdot \theta' - c_v \cdot \theta') = \frac{d\dot{m}_v}{dA} \cdot r(\theta')$$

där $r(\theta')$ är vattnets ångbildningsvärme vid θ' .

Om cylindern är mycket het, kan torkningen ske vid vattnets kokpunkt varvid $\alpha' \rightarrow \infty$ och $i' \rightarrow \infty$. Vi får med med L'Hospitals sats

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \frac{\alpha'}{c_{\dot{a}}} \cdot (r_0 + c_{\dot{a}} \cdot \theta' - c_v \cdot \theta')$$

För modelleringen av torkningsförloppet på cylindern utnyttjas Mauris beskrivning varvid en del variabelbeteckningar ändras

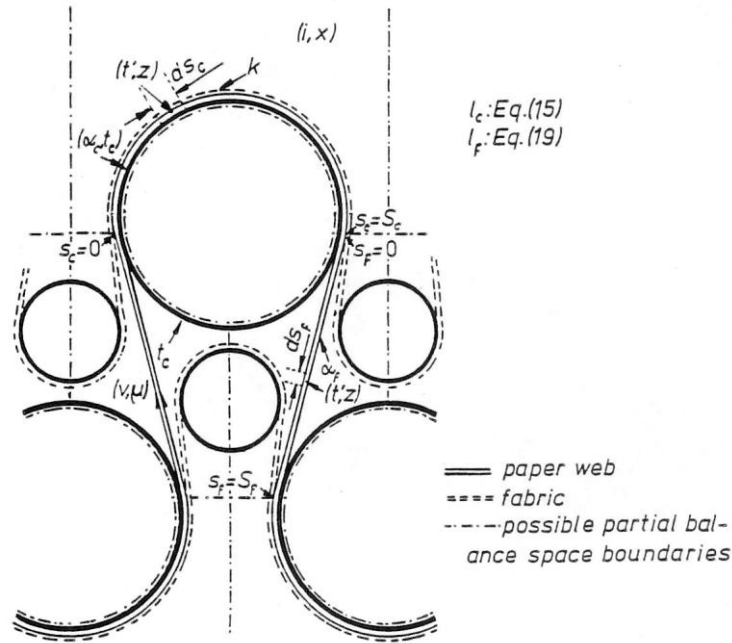
$$t \equiv \theta \quad t' \equiv \theta'$$

liksom indexen

$$w \equiv v$$

$$v \equiv \dot{a}$$

$$a \equiv l$$



Figur 8. Ett torkningssteg i en pappermaskin. Steget består av en del med cylinderkontakt och en del med fritt drag.

Observera analogin $k \cong \alpha'$ i Mauris ekvationer och att allt räknas per meter pappersbanbredd.

Energiflödet från cylindern:

$$\alpha_c \cdot (\theta_c - \theta') \cdot ds_c \quad \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ s } ^\circ\text{C}} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m} = \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

Energien förs dels bort med pappret som blir varmare:

$$v \cdot \mu \cdot c_z \cdot d\theta' \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \cdot ^\circ\text{C} = \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

Där v är banhastigheten i m/s, μ är papprets ytvikt i kg/m^2 och.

$$c_z = c_{\text{torrt papper}} + c_v \cdot z$$

Där z är papprets fuktkvot i $\text{kg H}_2\text{O/kg t.s.}$

Energien utnyttjas dels energin till avdunstning samt höjning av det avdunstade vattnets temperatur:

$$k \cdot \Theta \cdot ds_c = \frac{\text{kJ}}{\text{s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m} = \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

Vi dividerar balanserna med $v \cdot \mu \cdot c_z$

$$\frac{\alpha_c \cdot (\theta_c \theta') \cdot ds_c}{v \cdot \mu \cdot c_z} - \frac{v \cdot \mu \cdot c_z \cdot d\theta'}{v \cdot \mu \cdot c_z} = \frac{k \cdot \Theta \cdot ds_c}{v \cdot \mu \cdot c_z}$$

samt definierar en ”Mauri”-storhet, dimensionslös längd

$$l(s) = \frac{s}{v \cdot \mu \cdot c_z / k}; l_c = \frac{s_c}{v \cdot \mu \cdot c_z / k}$$

varvid

$$dl = \frac{ds}{v \cdot \mu \cdot c_z / k}$$

och balansen skrivs

$$\frac{\alpha_c}{k} \cdot (\theta_c \theta') \cdot dl - d\theta' = \Theta \cdot dl$$

$$\therefore dl = \frac{d\theta'}{\frac{\alpha_c}{k} \cdot (\theta_c \theta') - \Theta}$$

När integralen

$$\int_{l_1}^{l_2} dl = \int_0^{l_c} dl = \int_{\theta'_1}^{\theta'_2} \frac{d\theta'}{\frac{\alpha_c}{k} \cdot (\theta_c - \theta') - \Theta}$$

uppnått värdet

$$l_c = \frac{s_c}{v \cdot \mu \cdot c_z / k}$$

där s_c är kontaktlängden, så har man det rätta slutvärdet θ'_2 för banans uppvärmning på cylindern. Papprets medeltemperatur på cylindern kan sedan vara det värde på θ' då integralen är $1/2 \cdot l_c$, varefter avdunstningen fås enligt

$$\left(\frac{dm_v}{dA} \right)_c = \frac{k}{c_l + x' \cdot c_v} \cdot (x' - x)$$

samt

$$\left(\frac{\dot{m}_v}{B}\right)_c = s_c \cdot \frac{k}{c_l + x' \cdot c_v} \cdot (x' - x)$$

där för x' insättes jämviktsfuktkvoten för medelvärdet på θ' .

Efter cylindern kommer det fria draget och där gäller samma balansprincip som tidigare, men $\alpha_c = 0$. k är nu α'_f som inte behöver vara samma som α' för kontakten mellan papper och torkluft på cylindern (men knappast mycket olika heller). Nu sker torkningen dubbelsidigt vilket gör att ds i ekvationen skall ersättas med $2 \cdot ds$. Den dimensionslösa Mauri-storheten är nu

$$l_f = \frac{s_f}{\frac{v \cdot \mu \cdot c_z}{2 \cdot \alpha'_f}}$$

och när

$$l_f = - \int_{\theta'_1}^{\theta'_2} \frac{d\theta}{\theta}$$

får man sluttemperaturen θ'_2 varefter banans medeltemperatur kan beräknas som det värde där integralen = $1/2 \cdot l_f$.

Avdunstningen är då

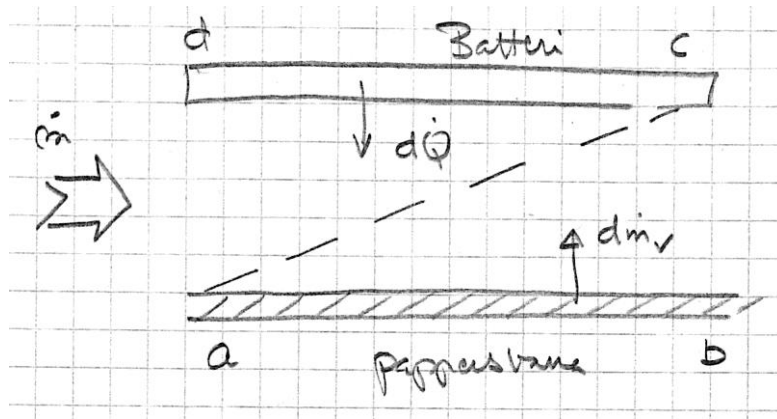
$$\left(\frac{d\dot{m}_v}{dA}\right)_f = \frac{2 \cdot \alpha_f}{c_l + x' \cdot c_v} \cdot (x' - x)$$

samt

$$\left(\frac{\dot{m}_v}{B}\right)_f = s_f \cdot \frac{2 \cdot \alpha_f}{c_l + x' \cdot c_v} \cdot (x' - x)$$

2.10. Konvektion/fläktstork

Principen för en konvektionstork är att ångcylindrar saknas. I stället håller man ett högt α -värde med påblåsning, samt värmer luften med (ång)batterier.



I figuren betyder **ab** den våta ytan, och **dc** är ett värmeelement, som uppvärmer torkluften, vars viktström är \dot{m} (kg t/s). Den avdunstade vattenströmmen är $d\dot{m}_v$ (kg H₂O/s).

Detta påminner om den situation som avbildas i kapitel 5, utan att värmeströmmen nu kommer in i balansområdet **abcd** UTAN att passera genom pappersbanan. Enligt Mauri Soininen [ref] är det bästa sättet att beskriva förloppet det, att vi indelar balansområdet **abcd** i två delar så att

- i området **acd** är luftens fukthalt konstant men temperaturen stiger på grund av $d\dot{Q}$
- i området **abc** sker avdunstningen och temperaturen sjunker på grund av den konvektiva värmeöverföringen till banan.

Området **abc** skulle alltså vara adiabatiskt och ytan skulle anta ”våta termometers” temperatur, om det inte vore för att STRÅLNINGEN inte nu kan försummas.

Värmestrålningen vid torkning behandlas närmare i senare kapitel. Eftersom strålningen är beroende av θ' enligt ekvation (39) kommer θ' och x' att stiga över den våta temperaturen precis som i fallet för cylindertorkning.

Det som alltså skiljer är att luften upphettas extra med värmeelementet, vilket endast förändrar luftens entalpi, men i övrigt inte komplicerar beräkningsgången. Då strålningen definierats med ett α -värde (trots att den verkliga strålningsekvationen är betydligt mera komplicerad) så att värmeflödet är proportionellt mot $(\theta_{källa} - \theta')$ blir beräkningsgången analog med den för cylindertorkning där värmeflödet från cylindern är proportionellt mot $(\theta_{kond} - \theta')$.

normalt värde för $\alpha_{strålning}$ vid normal yttemperatur för (det ångdrivna) värmeelementet är ca 30 kJ/m²h°C och linjen startar då från 130 C (jfr. 120 C) i exemplet med ångcylindern och för en vinkelkoefficient på - 30 kJ/m²h°C/ α' vilket skall jämföras med - 2208 kJ/m²h°C/ α' i exemplet med cylindertork. Huvuddelen av värmeöverföringen sker alltså som konvektion från värmeelementet till torkluften.

Om avdunstningen beräknas från den adiabatiska balansen där avdunstningen är proportionell mot $(\theta - \theta')$ där θ har stigit på grund av värmebatteriet, blir felet litet om man lämnat strålningens inverkan på θ' obeaktad. Men om man räknar med $(x' - x)$ gör ett litet fel i x' (som alltså ökar p.g.a. strålning) att beräkningar ger fel resultat.

2.11. Strålningstork

Om den strålände ytans temperatur är mycket hög blir vinkelkoefficienten $-\alpha_s/\alpha'$ hög och starttemperaturen $\theta_{källa}$ hög.

Lösning kan ske grafisk enligt samma recept som i för cylindertork.

Bäst är att lösa hela ekvationssystemet som $f(\theta') = 0$ där strålningens och konvektionens bidrag finns med i balansen.

2.12. Konvektiva α -värden

Den vetenskapliga litteraturen innehåller många ekvationer för beräkning av konvektiva α -värden. Men ofta måste man för nya konstruktioner bestämma α -värdet experimentellt i försöksupställningar, där man från mätningar av temperaturen och flöden kan beräkna α .

Det kan vara bra att känna till storleksordningen:

| <u>Överföringsprocess:</u> | α (MJ/m²h°C) |
|---|--|
| Kondenserande ånga | ~ 100 |
| Kokande vätska | ~ 20 |
| Forcerad konvektion, vatten | ~ 10 |
| Forcerad konvektion, svartlut | ~ 2 – 10 |
| Påblåsning | ~ 0,10 – 1,5 |
| Påtvingad parallell luftkonvektion | ~ 0,1 |
| Fri konvektion | ~ 0,02 – 0,05 |

Exempel

Ett värmebatteri är 1 m² och har en elektrisk effekt på 1 kW. Beräkna yttemperaturen då

- fri konvektion med $\alpha_a = 0,025$ MJ/m²h°C
- påblåsning med $\alpha_b = 0,5$ MJ/m²h°C

Rumstemperaturen är 20 °C.

Lösning

$$P = \alpha \cdot A \cdot (\theta - \theta_0)$$

där θ_0 är omgivningens temperatur (20 °C).

$$P = \alpha \cdot A \cdot (\theta - \theta_0) \Rightarrow \theta = \frac{P + \alpha \cdot A \cdot \theta_0}{\alpha \cdot A}$$

a)

$$\theta = \frac{1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 25 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 1 \text{ m}^2 \cdot 20 \text{ }^\circ\text{C}}{25 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 1 \text{ m}^2} = 164 \text{ }^\circ\text{C}$$

b)

$$\theta = \frac{1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 500 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 1 \text{ m}^2 \cdot 20 \text{ }^\circ\text{C}}{500 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 1 \text{ m}^2} = 27,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

2. 14. Värmeöverföring med strålning

Teorin för värmöverföring med strålning utvecklades av Max Planck som i sin revolutionerande artikel i Annalen der Physik år 1901 konstaterade att trots att värme­strålning är en vågrörelse, består den ändå av kvanta med ett energinnehåll som ökar ju kortare våglängd strålningen har. Sedan utvecklades teorin vidare av Stefan-Boltzmann och en viss herr Einstein.

Vid värmeöverföring på grund av strålning, måste man komma ihåg att värme­strålningen, vars våglängd ligger i våglängdsintervallet 0,8 – 400 μm är proportionell mot absoluta temperaturen i fjärde potens

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \text{konstant} \cdot T^4 \quad (41)$$

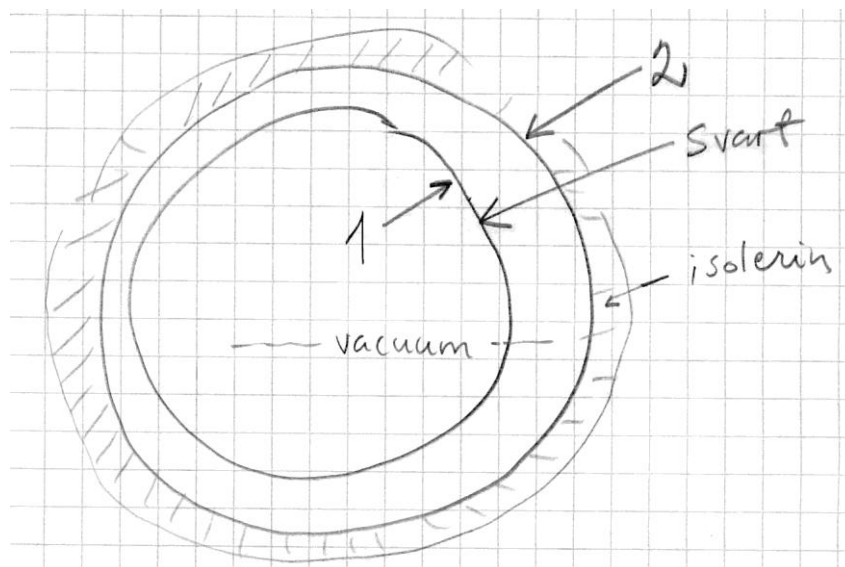
Ett föremål som mottar strålning, reflekterar andelen ζ , absorberar andelen ε och släpper igenom andelen τ , varvid

$$\zeta + \varepsilon + \tau = 1 \quad (42)$$

Absorberad andel ε omvandlas till inre energi. Å andra sidan emitterar det på detta vis upphettade föremålet strålning, och denna emission sker på bekostnad av den inre energin. För svart föremål är $\varepsilon = 1$; $\sigma = \tau = 0$.

Skillnaden mellan absorberad och emitterad strålningsenergiström bildar nettovärme-strömmen till föremålet.

Vi tänker oss att föremål 1 omges av föremål 2 så att båda föremålen har samma tem-peratur.



Figur 9. Två strålande föremål innanför varandra.

Föremål 1 som är svart avger strålningen \dot{Q}_s . Samtidigt måste i ett isolerat system föremål 1 motta samma energiström \dot{Q}_{21} från föremål 2. Alltså är

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{21}$$

Om vi nu ersätter det svarta föremålet 1 med ett likadant föremål som inte är svart, d.v.s. $\varepsilon < 1$, absorberar föremålet bara en del av tillbakastrålningen \dot{Q}_{21} samt reflekterar resten (antas $\tau = 0$). Föremålet emitterar strålningen \dot{Q}_1 . Alltså är

$$\dot{Q}_{21} = \dot{Q}_1 + (1 - \varepsilon) \cdot \dot{Q}_{21}$$

eller

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{21}$$

Men fortfarande är \dot{Q}_{21} lika stor som \dot{Q}_s och

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon \cdot \dot{Q}_m \tag{43}$$

Ekvation (41) kan skrivas

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \varepsilon \cdot 20,77 \cdot \left(\frac{T}{100 \text{ K}} \right)^4 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

där $20,77 \text{ kJ/m}^2\text{hK}^4$ är den experimentellt bestämda konstanten (Stefan-Boltzmanns konstant) för en svart yta. Den brukar betecknas med σ .

Observera att värmestrålningen ligger på våglängdsområdet 1 mm. Det synliga ljusets våglängd är bara 0,1 mm. **Därför kan man inte från färgen på ett föremål säga hur "svart" det är vad beträffar värmestrålning. Vitt bestruket papper ($\varepsilon = 0,90$) är "svartare" än svartoxiderad kopparplåt ($\varepsilon = 0,75$)!** Observera att t.ex. inkommande solstrålning ligger till största delen i UV-området och då gäller inte samma epsilon som i IR-området.

2.15. Strålnings- α

Vid strålningstorkning av papper borde man veta hur stor del av värmebatteriets strålning som geometriskt sett träffar pappret. Om två parallella ytor 1 och 2 har temperaturen T_1 och T_2 ($T_1 > T_2$), emissiviteterna ε_1 och ε_2 ($\tau_1 = \tau_2 = 0$ eller släpper inte igenom strålning), är den reflekterande andelen $\zeta_1 = 1 - \varepsilon_1$ och $\zeta_2 = 1 - \varepsilon_2$. Emissionstätheterna för ytorna är då

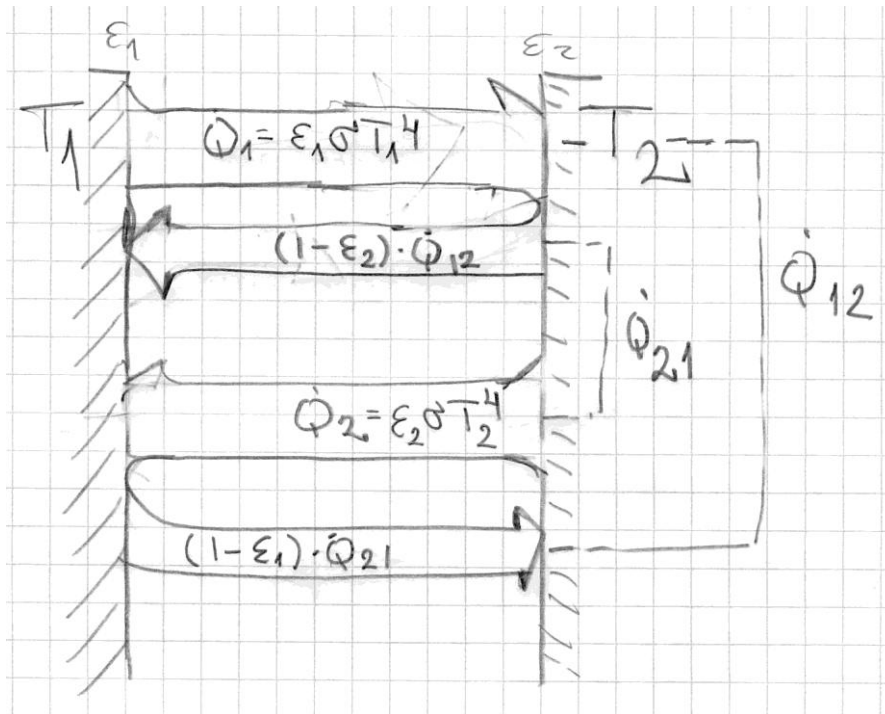
$$\frac{\dot{Q}_1}{A} = \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 \quad \text{respektive} \quad \frac{\dot{Q}_2}{A} = \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot T_2^4$$

Denna utgående strålning träffar den motstående ytan, som reflekterar en del. Från yta 1 utgår därför totalt

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_1 + (1 - \varepsilon_1) \cdot \dot{Q}_{21} \quad (44)$$

och från yta 2

$$\dot{Q}_{21} = \dot{Q}_2 + (1 - \varepsilon_2) \cdot \dot{Q}_{12} \quad (45)$$



Figur 10. Strålningsbalans mellan två parallella ytor.

Ur torkningsteknisk synpunkt är nettovärmeströmmen \dot{Q} viktig. Den fås av

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{12} - \dot{Q}_{21}$$

Kombination av ekvationerna ger

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

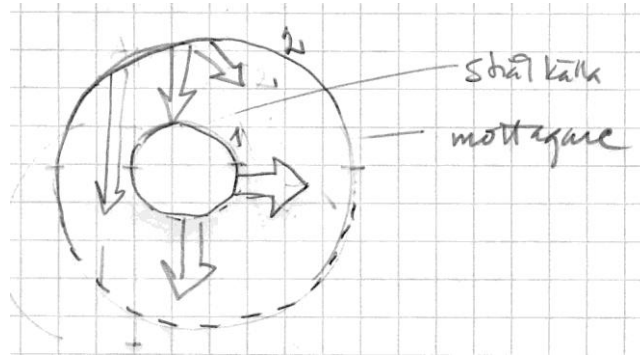
eller

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{20,77}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \cdot \left(\left(\frac{T_1}{100 \text{ K}} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100 \text{ K}} \right)^4 \right)$$

Ett vanligt fall är att ett föremål är omgivet av ett annat föremål och att dessa står i strålningsutbyte med varandra. Föremål 1 har ytan A_1 och temperaturen T_1 , föremål 2 har ytan A_2 och temperaturen T_2 ($T_1 > T_2$). Emissiviteterna är ε_1 respektive ε_2 .

Dessutom bör gälla

- All strålning från föremål 1 träffar föremål 2
- Föremål 1 kan "ses i sin helhet" från varje punkt på föremål 2



Figur 11. Strålkälla och mottagare.

Strålningen från 1, \dot{Q}_{12} , består av två delar

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_1 + (1 - \varepsilon_1) \cdot \dot{Q}_{21}$$

den del som emitteras på grund av temperaturen $\varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4$ och en som reflekteras av strålningen från 2. På grund av systemets geometri kan bara en del φ av utstrålningen från yta 2 träffa yta 1! Utstrålningen φ_{21} består av tre termer

- av emissionen $\dot{Q}_2 = \varepsilon_2 \cdot T_2^4 \cdot A_2$ träffar andelen $\varphi \cdot \dot{Q}_2$ yta 1
- av den från 2 reflekterade strålningen $(1 - \varepsilon_2) \cdot \dot{Q}_{12}$ träffar andelen $\varphi \cdot (1 - \varepsilon_2) \cdot \dot{Q}_{12}$ yta 1
- totala utstrålningen från yta 2 av \dot{Q}_2 / φ och differensen $\dot{Q}_{21} / \varphi - \dot{Q}_{21} = \dot{Q}_{21} (1 / \varphi - 1)$ träffar ytan 2 någonstans (alltså inte yta 1) men av densamma reflekteras $(1 - \varepsilon_2) (1 / \varphi - 1) \dot{Q}_{21}$ vars andel $\varphi (1 - \varepsilon_2) (1 / \varphi - 1) \dot{Q}_{21}$ träffar yta 1!

Alltså är

$$\dot{Q}_{21} = \varphi \cdot \dot{Q}_2 + \varphi \cdot (1 - \varepsilon_2) \cdot \dot{Q}_{12} + (1 - \varepsilon_2) \cdot (1 - \varphi) \cdot \dot{Q}_{21}$$

Vidare introduceras nettoenergiflödet

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{12} - \dot{Q}_{21}$$

Ekvation (-) ger

$$\left[1 + \varepsilon_1 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \cdot \varphi \right] \cdot \dot{Q} = \dot{Q}_1 - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \cdot \varphi \cdot \dot{Q}_{12} = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_1^4 - \varphi \cdot T_2^4 \cdot A_2)$$

insättes $T_1 = T_2$ och $\dot{Q} = 0$ fås $\varphi = A_1 / A_2$. Slutekvationen blir

$$\frac{\dot{Q}}{A_1} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \cdot \frac{A_1}{A_2}} \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

Om $A_2 \gg A_1$ är

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

I torkningstekniken vill man räkna med α -värden

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \alpha_s \cdot (T_1 - T_2)$$

vilket ger

$$\alpha_s = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) \cdot \frac{A_1}{A_2}} \cdot \frac{(T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}$$

2.16. Värmeåtervinning

Värmeåtervinning vid kondensation av vattenånga i den fuktiga luften kan beräknas analogt med metoderna i kapitel 10, 11 och 12.

Litteratur

Mauri Soininen, Modeling of web drying, 94-133-A

Mauri Soininen, Massan kuivatus,

Nomenklatur

| | | |
|---------------|---|--------------------|
| A | yta | m^2 |
| a_g | aktivitet för en substans i gasfas | – |
| a_l | aktivitet för en substans i vätskefas | – |
| c_l | luftens specifika värmekapacitet | kJ/kg K |
| C_l | luftens molära värmekapacitet | kJ/kmol K |
| c_{tg} | specifik värmekapacitet för torr rökgas | kJ/kg K |
| C_{tg} | molär värmekapacitet för torr rökgas | kJ/kmol K |
| c_v | specifik värmekapacitet för vatten | kJ/kg K |
| C_v | molär värmekapacitet för vatten | kJ/kmol K |
| $c_{\bar{v}}$ | specifik värmekapacitet för vatten | kJ/kg K |
| $c_{\bar{a}}$ | specifik värmekapacitet för vattenånga | kJ/kg K |
| $C_{\bar{a}}$ | molär värmekapacitet för vattenånga | kJ/kmol K |

| | | |
|---------------|---------------------------------------|-------------------------|
| d | diameter | m |
| ΔH | ångbildningsvärme | kJ/kg |
| Δh_k | specifik ångbildningsvärme för vatten | kJ/kg |
| ΔH_k | molär ångbildningsvärme för vatten | kJ/kmol |
| i | specifik entalpi för luft | kJ/kgtl |
| k | värmeöverföringskoefficient | W/m ² K |
| K | jämviktskonstant | – |
| m | massa | kg |
| \bar{M} | molär massa för en gasblandning | g/mol |
| M_g | molär massa för gas | g/mol |
| M_l | luftens molära massa | g/mol |
| M_{tg} | molär massa för torr rökgas | g/mol |
| $M_{\dot{a}}$ | vattenångans molära massa | g/mol |
| n | ämnemängd | mol |
| p | tryck | Pa |
| P | effekt | W |
| p_k | ångtryck vid mättning | Pa |
| p_{tot} | totaltryck | Pa |
| $p_{\dot{a}}$ | vattenångans partialtryck | Pa |
| \dot{Q} | värmeeström | W |
| R | gaskonstanten | kJ/kmol K |
| r_0 | specifik ångbildningsvärme | kJ/kg |
| RH | luftens relativa fukthalt | % |
| ΔS | entropiförändring vid förångning | kJ/kg K |
| t | tid | s |
| T | absolut temperatur | K |
| V | volym | m ³ |
| \dot{V} | volymström | m ³ /s |
| w | gashastighet | m/s |
| x | luftens fuktkvot | kgH ₂ O/kgtl |
| X | molbråk | mol/mol |
| X_l | molbråk luft | mol/mol |

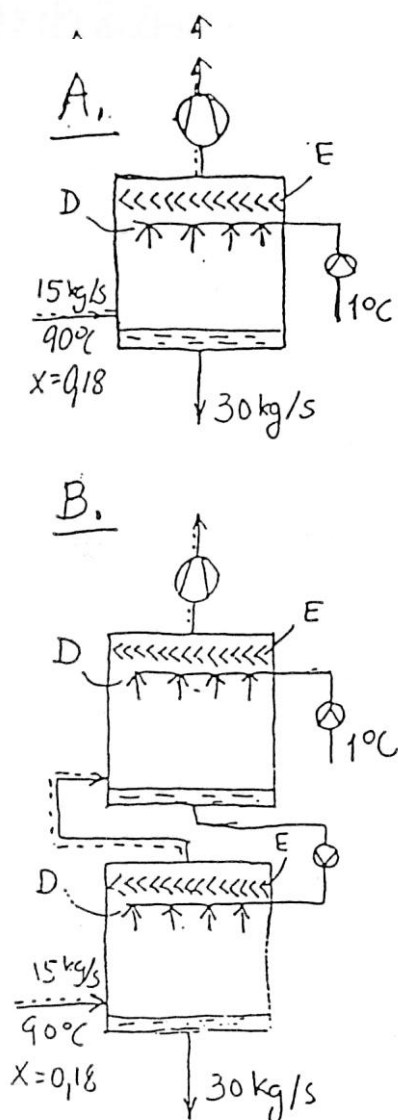
| | | |
|------------|-------------------------------|-------------|
| X_a | molbråk vattenånga | mol/mol |
| α | värmeöverföringskoefficient | $W/m^2 K$ |
| β | materiaöverföringskoefficient | $kg/m^2 K$ |
| δ | vägg tjocklek | mm |
| η | verkningsgrad | % |
| θ | temperatur | $^{\circ}C$ |
| Θ | hjälpvariabel | $^{\circ}C$ |
| θ_k | mättningstemperaturen | $^{\circ}C$ |
| λ | värmegenomgångstal | $W/m K$ |
| ρ | densitet | kg/m^3 |

Torkningsteknik, DEMO: Värmeåtervinningskrubber för en fläkt-tork för cellulosa.

Avluftströmmen från en fläkt-tork är 15 kg/s. Dess tillstånd är 90 °C, 0,18 kgH₂O/kgtl. Man planerar att återvinna värme från avluften i en "skrubber" där vatten finfördelas medels dysorna D och uppvärms i direkt kontakt med avluften. Man brukar spritsa vattnet i motström med luftströmmen, men erfarenheten har visat, att de uppståndna dropparna är så små, att de mycket snart ändrar rörelseriktningen och medföljer luften till droppeliminators E, där dropparna separeras från luften, varefter vattnet samlas i stora droppar som sedan faller på skrubberns botten. Erfarenheten har visat, att avluften och vattnet är praktiskt taget i jämvikt med varandra i eliminators och att vattnet därefter uppvärms obetydligt emedan de stora fallande dropparnas yta är liten.

Uppskatta under antagande att den uttagna processvattenströmmen, vars storlek skall vara 30 kg/s, har samma temperatur som (den mättade) luften i droppeliminators

- a) det uttagna vattnets temperatur och



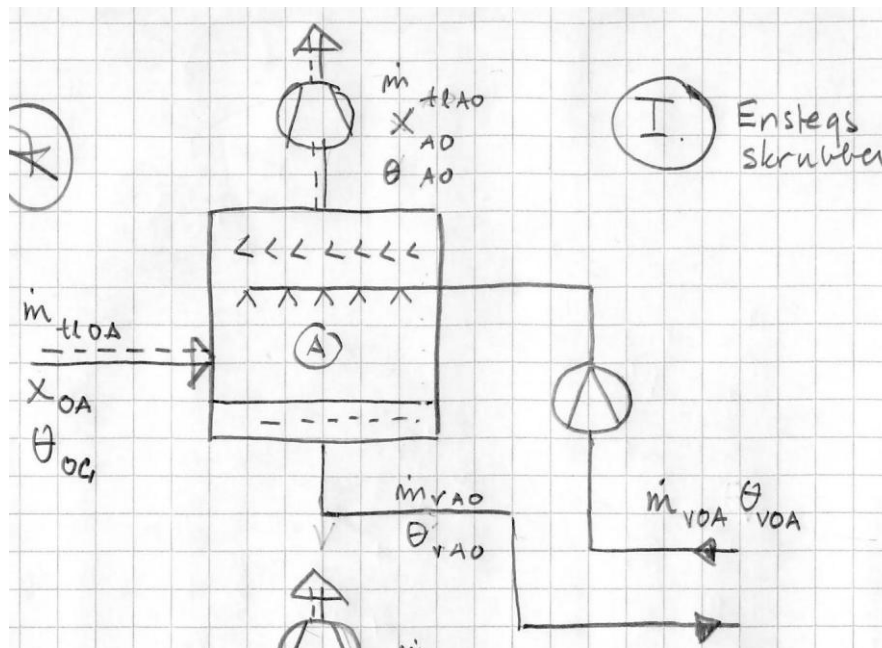
- b) det inmatade vattnets ström både för alternativet A (enstegsskrubber) och alternativet B (tvåstegsskrubber).

Det inkommande kalla vattnets temperatur beräknas vara 1 °C.

Problemet är att beräkna temperaturen för utgående skrubbevatten och masströmmen inkommande skrubbevatten i fallen I och II d.v.s. för en enstegsskrubber och en tvåstegsskrubber.

Man kan för fortfarighet anta att termodynamisk jämvikt råder i skrubbern (d.v.s. ingen lagring av massa och energi sker i skrubbern – vilket i praktiken betyder att vattennivån i skrubbern inte ändrar och att temperaturen på detta vatten inte heller ändrar). Man antar också att systemet är adiabatiskt, d.v.s. ingen värmeförlust genom skrubbevägarna till omgivningen.

Fall I: Enstegsskrubber



Givet är alltså den inkommande luftströmmens massaström (15 kg/s), fuktkvot (0,18 kg H₂O/kg tl) och temperatur (90 °C) samt det inkommande skrubbevattnets temperatur (1 °C) och den utgående skrubbevattenströmmen (30 kg/s).

Massbalansen för vatten över skrubbern är:

$$\dot{m}_{t,OA} \cdot x_{OA} + \dot{m}_{v,OA} = \dot{m}_{t,AO} \cdot x'_A + \dot{m}_{v,AO}$$

där man alltså antar att fuktkvoten för den utgående luftströmmen, x_{AO} , är densamma som fuktkvoten inne i skrubbern x'_A . Masströmmen skrubbevatten in beräknas då enligt

$$\dot{m}_{v,AO} = \dot{m}_{v,OA} + \dot{m}_t \cdot (x_{OA} - x'_A)$$

Där beaktas även att masströmmen torr luft ut är densamma som masströmmen torr luft in.

Den specifika entalpin för fuktig luft kan approximeras med

$$i(\theta, x) = c_{p,tl} \cdot \theta + x \cdot (r_0 + c_{p,v} \cdot \theta)$$

Energibalansen för skrubbern blir då (antas adiabatiskt):

$$\dot{m}_t \cdot i(\theta_{OA}, x_{OA}) + \dot{m}_{v,OA} \cdot c_{p,v} \cdot \theta_{v,OA} = \dot{m}_t \cdot i(\theta'_A, x'_A) + \dot{m}_{v,AO} \cdot c_{p,v} \cdot \theta'_A$$

där både den utgående luften och det utgående skrubbevattnet antas ha samma temperatur som råder inne i skrubbern och fuktkvoten i skrubbern är mättningsfuktkvoten vid den temperaturen.

$$x'_A = x_{mätt}(θ'_A)$$

Eftersom den enda obekanta variabeln är $θ'_A$ kan systemet lösas iterativt.

Mättningsfuktkvoten beräknas för $θ'_A$ med

$$p'_A = 98,07 \text{ kPa} \cdot \exp \left[11,78 \cdot \frac{θ'_A - 99,09 \text{ °C}}{θ'_A + 230 \text{ °C}} \right]$$

$$x'_A = 0,622 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}} \cdot \frac{p'_A}{101,3 \text{ kPa} - p'_A}$$

Vilket via massbalansen ger masströmmen skrubbevatten in

$$\dot{m}_{VAO} = \dot{m}_{VOA} + \dot{m}_l \cdot (x_0 - x'_A)$$

Den specifika entalpin för fuktig luft in beräknas med

$$i(θ_{OA}, x_{OA}) = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} \cdot θ_{OA} + x_{OA} \cdot \left(2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} \cdot θ'_{OA} \right)$$

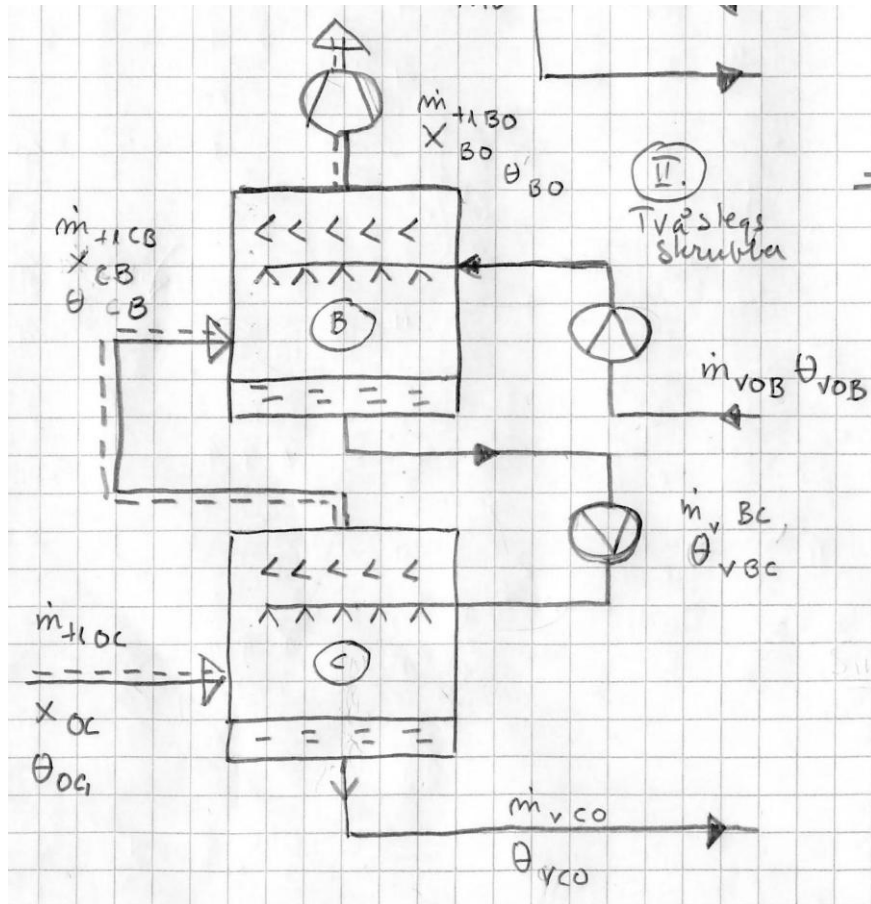
Man kan lösa ut inkommande skrubbevattnets temperatur från energibalansen och iterativt söka den skrubbertemperatur som ger rätt temperatur på inkommande skrubbevatten.

$$θ_{VOA} = \frac{\dot{m}_{VAO} \cdot c_{p,v} \cdot θ'_A + \dot{m}_l \cdot i(θ'_A, x'_A) - \dot{m}_l \cdot i(θ_{OA}, x_{OA})}{\dot{m}_{VOA} \cdot c_{p,v}}$$

Iterationstabell för fall I:

| $θ'_A$ | x'_A | i'_A | \dot{m}_{VOA} | $θ_{VOA}$ |
|--------|---------------------------|----------|-----------------|-----------|
| °C | kg H ₂ O/kg tl | kJ/kg tl | kg/s | °C |
| 44 | 0,0620 | 204,6 | 28,2 | -2,41 |
| 46 | 0,0694 | 226,0 | 28,3 | 2,21 |
| 45,49 | 0,0674 | 220,4 | 28,3 | 1,00 |

Fall II: Tvåstegsskrubber



Antas ett värde på θ'_C och beräknar fuktkvoten i C som mättningsfuktkvoten vid denna temperatur $x'_C = x_{\text{mättn}}(\theta'_C)$.

Massbalansen för vatten över C ger masströmmen skrubbervatten in till C:

$$\dot{m}_{vBC} = \dot{m}_{vCO} - \dot{m}_{il} \cdot (x_{OC} - x'_C)$$

Energibalansen över C är:

$$\dot{m}_{il} \cdot i(\theta_{OC}, x_{OC}) + \dot{m}_{vBC} \cdot c_{p,v} \cdot \theta_{vBC} = \dot{m}_{il} \cdot i(\theta'_C, x'_C) + \dot{m}_{vCO} \cdot c_{p,v} \cdot \theta'_C$$

där $\theta_{vBC} = \theta'_B$ är obekant och löses ut

$$\theta_{vBC} = \theta'_B = \frac{\dot{m}_{vCO} \cdot c_{p,v} \cdot \theta'_C + \dot{m}_{il} \cdot i(\theta'_C, x'_C) - \dot{m}_{il} \cdot i(\theta_{OC}, x_{OC})}{\dot{m}_{vBC} \cdot c_{p,v}}$$

Beräkningen går vidare till skrubber B där θ'_B just har beräknats ovan och fuktkvoten antas vara $x'_B = x_{\text{mättn}}(\theta'_B)$.

Massbalansen för vatten över B ger :

$$\dot{m}_{vOB} = \dot{m}_{vBC} - \dot{m}_{il} \cdot (x'_C - x'_B)$$

Energibalansen över B är

$$\dot{m}_{il} \cdot i(\theta'_C, x'_C) + \dot{m}_{VOB} \cdot c_{p,v} \cdot \theta_{VOB} = \dot{m}_{il} \cdot i(\theta'_B, x'_B) + \dot{m}_{VBC} \cdot c_{p,v} \cdot \theta'_B$$

varefter temperaturen för inkommande skrubbevatten kan beräknas

$$\theta_{VOB} = \frac{\dot{m}_{VBC} \cdot c_{p,v} \cdot \theta'_B + \dot{m}_{il} \cdot i(\theta'_B, x'_B) - \dot{m}_{il} \cdot i(\theta'_C, x'_C)}{\dot{m}_{VOB} \cdot c_{p,v}}$$

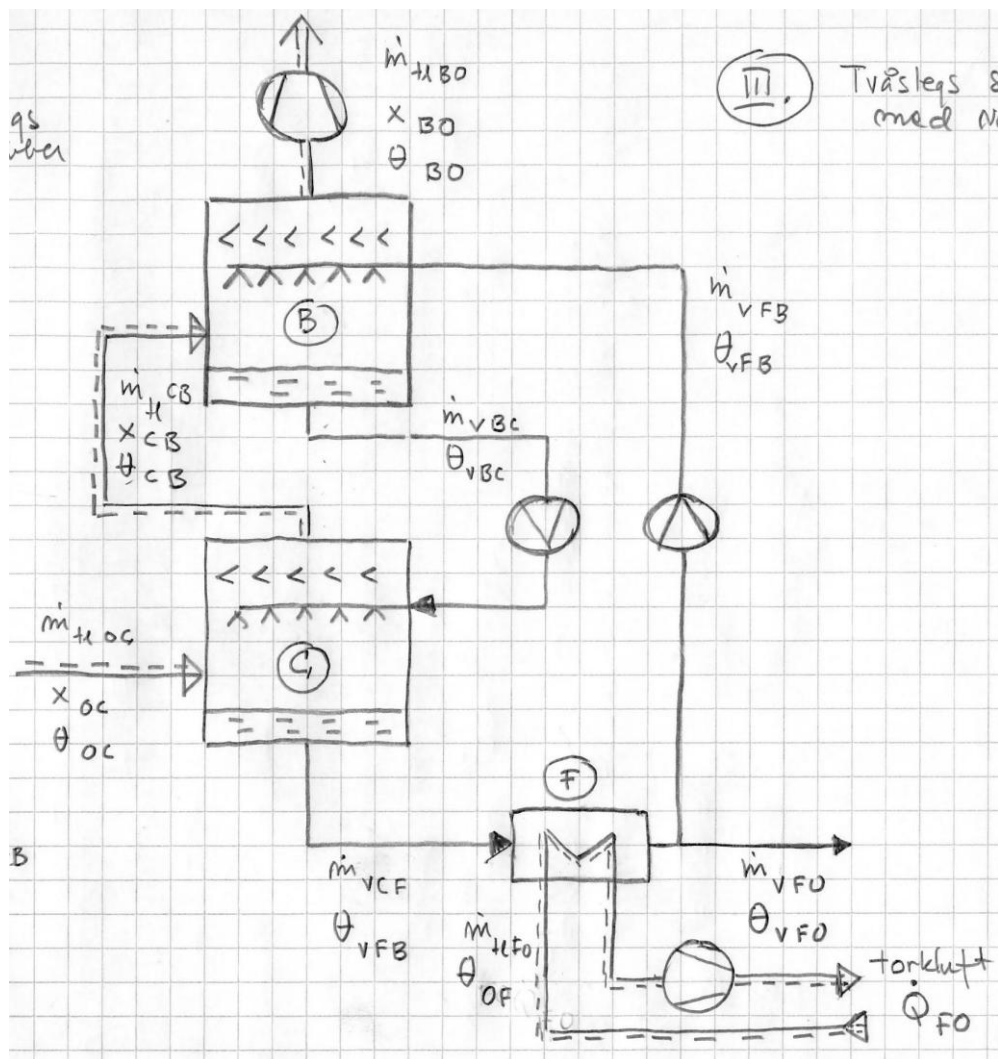
Iterationen kontrolleras med denna eftersom en antagen temperatur i C ger inkommande skrubbevattentemperatur vilken i sin tur är given i texten. När rätt temperatur har hittats har skrubbersystemet lösts.

Följande tabell visar iterationens slutskede. Tvåstegskrubbern ger ca 10 °C högre temperatur på skrubbevattnet än enstegsskrubbern:

Iterationstabell för fall II.

| θ'_C | x'_C | i'_C | \dot{m}_{VBC} | θ'_B | x'_B | i'_B | \dot{m}_{VOB} | θ_{VOB} |
|-------------|---------------------------|----------|-----------------|-------------|---------------------------|----------|-----------------|----------------|
| °C | kg H ₂ O/kg tl | kJ/kg tl | kg/s | °C | kg H ₂ O/kg tl | kJ/kg tl | kg/s | °C |
| 55 | 0,115 | 356,0 | 29,03 | 30,2 | 0,0278 | 101,85 | 27,7 | -1,18 |
| 55,6 | 0,120 | 367,9 | 29,09 | 32,3 | 0,0315 | 113,33 | 27,8 | 1,00 |

Fall III. Tvåstegsskrubber med värmeväxlare



För detta fall kan vi beräkna inkommande flöde och utgående temperatur på samma sätt som i fall II, men nu avskiljs från den utkommande strömmen det som kondenserat och dessutom är temperaturen hos det inkommande (recirkulerade) skrubbervattnet är högre. I det enklaste fallet sätts denna temperatur ungefär lika med den kalla torkluftens temperatur i värmeväxlaren, säg $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Iterationstabell:

| θ'_C | x'_C | i'_C | \dot{m}_{VBC} | θ'_B | x'_B | i'_B | \dot{m}_{VFB} | θ_{VFB} |
|--------------------|-----------------------------|------------------|-----------------|--------------------|-----------------------------|------------------|-----------------|--------------------|
| $^{\circ}\text{C}$ | $\text{kgH}_2\text{O/kgtl}$ | kJ/kgtl | Kg/s | $^{\circ}\text{C}$ | $\text{kgH}_2\text{O/kgtl}$ | kJ/kgtl | kg/s | $^{\circ}\text{C}$ |
| 60 | 0,153 | 461,53 | 29,601 | 47,496 | 0,0756 | 243,67 | 28,433 | 22,00 |
| 55 | 0,115 | 356,02 | 29,031 | 30,243 | 0,0279 | 101,85 | 27,718 | -1,18 |
| 57,85 | 0,136 | 412,45 | 29,34 | 39,74 | 0,0486 | 165,30 | 28,03 | 10,00 |

Svar: Skrubbervattnets temperatur ut är knappt $58\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Beräkning av återvunnen värmeström:

Total värmeström in med luften till skrubbern

$$15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left(1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 90^\circ\text{C} + 0,18 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg tl}} \cdot \left(2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 90^\circ\text{C} \right) \right) \approx 8573 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Till värmeväxlaren kommer 30 kg/s skrubbevatten av temp 57,85 °C och ut från värmeväxlaren har samma ström temperaturen 10 °C

$$\dot{Q}_{\text{återvunnen}} = 30 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (57,85 - 10)^\circ\text{C} \approx 6010 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Ungefär 70 % av värmen i luften från torken kan återvinnas för uppvärmning av kallluft till torken.

Torkningsteknik, DEMO: Beräkning av profil längs cylinder och fria draget samt torkningsgrad för en cylinder + ett fritt drag.

I en cylindertorkmaskin för papper är produktionshastigheten 15 m/s, papprets ytmasa 45 g/m² (som absolut torr) och torkningsluftens tillstånd $i = 630 \text{ kJ/kg}$, $x = 0,2$. Pappret är i kontakt med cylindern på en längd av 3,2 m och det fria dragets längd är 1,2 m. Torrcylinderns yttemperatur är $t_p = t_s = 97^\circ\text{C}$. Värmegenomgångstalet mellan pappret och luften är under cylinderkontakt $k = 15 \text{ W/m}^2\text{C}$ och i det fria draget är värmeövergångstalet $\alpha = 20 \text{ W/m}^2\text{C}$. Papprets temperatur är 83 °C, då det anländer till cylindern.

Beräkna papprets temperatur under en torkningscykel, cylinderns och torkningsluftens värmeavgivningar samt avdunstningen dels på cylindern, dels i det fria draget för två olika kombinationer av papprets fukthalt z och kontaktvärmeöverföringstal $\alpha_p (= \alpha_s)$.

$$z = 1,00, \quad \alpha_p = 2,5 \text{ kW/m}^2\text{C}$$

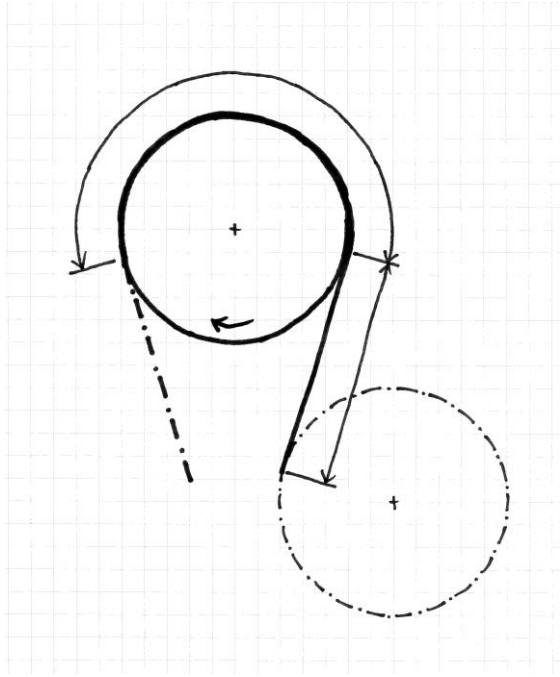
$$z = 0,15, \quad \alpha_p = 0,5 \text{ kW/m}^2\text{C}$$

För enkelhetens skull beaktas ej förändringen av z i räkningen.

För det vatten som är bundet i pappret med fukthalten $z = 0,15$ kan ett slags Antoine-ekvation enligt följande användas:

$$\log\left(\frac{p'}{\text{bar}}\right) = 6,228 - \left(\frac{2333 \text{ K}}{T'}\right) \quad (T' = t' + 273,15 \text{ K})$$

För fibermaterial är $c_f = 1,2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$.



Värmeöverföringen från cylinderytan till pappret, räknad per banbredd, under kontakten med cylindern räknas med

$$\frac{d\dot{Q}}{B} = \frac{d\dot{Q}}{dA} \cdot ds = \alpha_c \cdot (\theta_c - \theta') \cdot ds$$

där B är banbredden, s_c totala kontaktlängden, α_c kontaktvärmeöverföringstalet, θ_c cylinderns temperatur och θ' papprets temperatur.

Papprets temperatur ändras under den tid pappret är i kontakt med cylindern. Temperaturförändringen i pappret modelleras med

$$dl = \frac{1}{\alpha_c/k \cdot (\theta_c - \theta') - \Theta} \cdot d\theta'$$

där θ' är papprets temperatur, α_c kontaktvärmeöverföringstalet, k värmeöverföringstalet till luft under cylinderkontakt och θ_c cylinderns temperatur.

Hjälpvariabeln Θ beror av papprets temperatur θ' och räknas enligt

$$\Theta = \frac{i' - i}{c_l + x' \cdot c_a} - \frac{x' - x}{c_l + x' \cdot c_a} \cdot c_v \cdot \theta'$$

Den dimensionslösa längden l är definierad som

$$l = \frac{s}{v \cdot \mu \cdot c_z / k}$$

där s är kontaktlängden, v pappersbanans hastighet och μ papprets torra ytmassa. Pappersbanans specifika värmekapacitet räknas ur

$$c_z = c_f + z \cdot c_v$$

Kontaktlängden s_c är 3,2 m och ger följande dimensionslösa längd

$$l_c = \frac{3,2 \text{ m}}{15 \text{ m/s} \cdot 0,045 \text{ kg/m}^2 \cdot 5387 \text{ J/kg}^\circ\text{C} / 15 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}} \approx 0,0132$$

Differentialekvation integreras från 0 till l_c för att få papprets temperatur vid slutet av kontaktlängden

$$\int_{l_1}^{l_2} dl = \int_0^{l_c} dl = \int_{\theta'_1}^{\theta'_2} \frac{d\theta'}{\alpha_c/k \cdot (\theta_c - \theta') - \Theta}$$

Papprets temperatur är θ'_1 i början av kontakten och θ'_2 vid slutet av kontakten. Den integrerade medeltemperaturen avläses vid $1/2 \cdot l_c$.

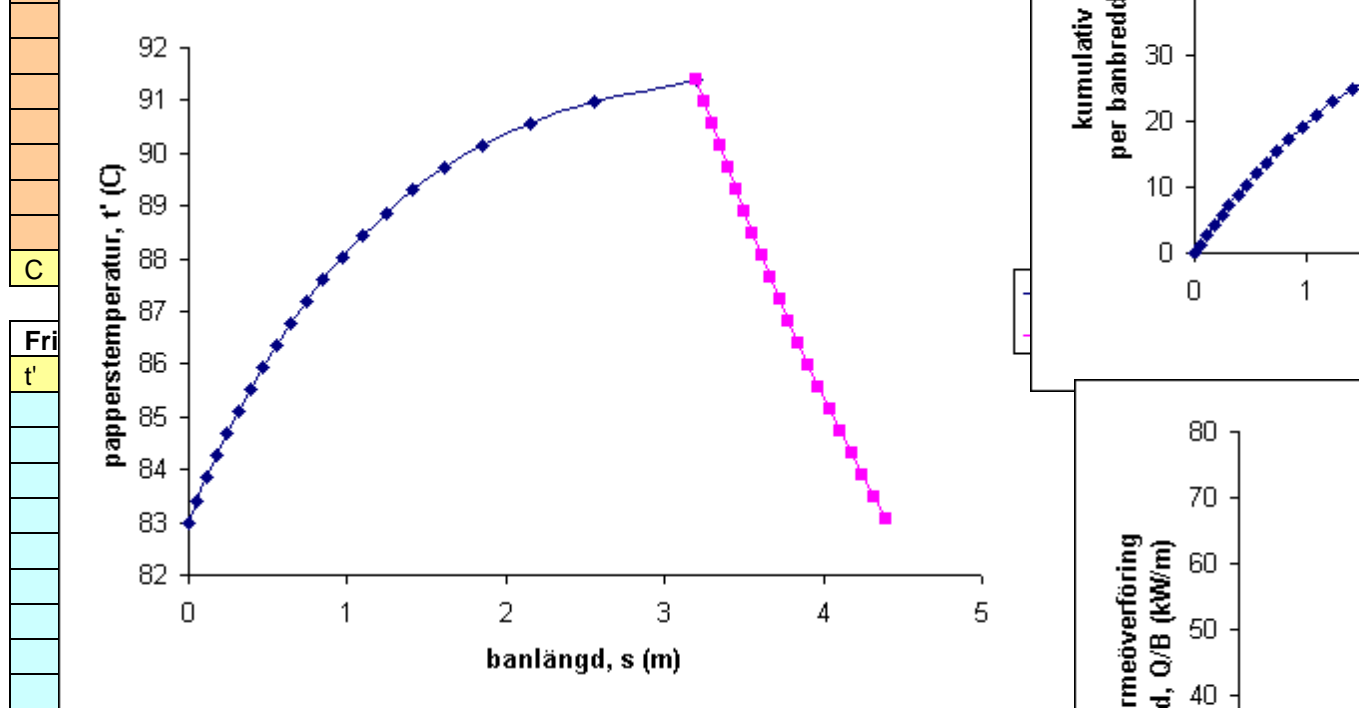
Avdunstningen

$$\left(\frac{d\dot{m}_v}{dA} \right)_c = \frac{k}{c_l + x' \cdot c_v} \cdot (x' - x)$$

| | | | | | | | |
|-----------------|--|--|--|--|--|--|--|
| Cylinderkontakt | | | | | | | |
|-----------------|--|--|--|--|--|--|--|

| t' | p' | x' | i' | T | fs(t') | s(t') | fQ_c/B(t') | Q_c/ |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------|------------|------|
| 83 | 53.52355 | 0.696821 | 1935.194 | 486.696 | 0.131274 | 0 | 4.594581 | |
| 83.41949 | 54.41821 | 0.721989 | 2003.056 | 501.4563 | 0.137582 | 0.056390557 | 4.671098 | 1.94 |
| 83.83897 | 55.32536 | 0.748508 | 2074.552 | 516.3599 | 0.14454 | 0.115563668 | 4.755747 | 3.92 |
| 84.25846 | 56.24516 | 0.776487 | 2149.973 | 531.4073 | 0.152253 | 0.177813876 | 4.849852 | 5.9 |
| 84.67794 | 57.17774 | 0.806046 | 2229.639 | 546.5989 | 0.160851 | 0.243485142 | 4.95504 | 7.99 |

| | | | | | | | | |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|------|--|--|
| 85.09743 | 58.12323 | 0.837317 | 2313.91 | 561.9348 | 0.170495 | 0.31 | | |
| 85.51691 | 59.08178 | 0.870451 | 2403.187 | 577.4155 | 0.18139 | 0.38 | | |
| 85.9364 | 60.05353 | 0.905612 | 2497.915 | 593.0412 | 0.193794 | 0.46 | | |
| 86.35588 | 61.03863 | 0.942989 | 2598.599 | 608.8122 | 0.208044 | 0.54 | | |
| 86.77537 | 62.03721 | 0.982792 | 2705.805 | 624.7287 | 0.224588 | 0.6 | | |
| 87.19485 | 63.04942 | 1.025258 | 2820.174 | 640.791 | 0.244025 | 0.7 | | |
| 87.61434 | 64.0754 | 1.07066 | 2942.433 | 656.9993 | 0.267189 | 0.84 | | |
| 88.03382 | 65.11531 | 1.119305 | 3073.412 | 673.3537 | 0.295265 | 0.96 | | |
| 88.45331 | 66.16929 | 1.171547 | 3214.062 | 689.8544 | 0.329998 | 1.09 | | |



| | | | | | | | | |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------|----------|--|
| 87.64272 | 64.14534 | 1.073846 | 2951.012 | 658.1015 | -0.13813 | 0.46651 | | |
| 87.22639 | 63.12608 | 1.028567 | 2829.083 | 642.0047 | -0.1416 | 0.5247 | | |
| 86.81006 | 62.12041 | 0.9862 | 2714.984 | 626.0518 | -0.1452 | 0.58444 | | |
| 86.39373 | 61.12818 | 0.946477 | 2607.996 | 610.2424 | -0.14897 | 0.64567 | | |
| 85.9774 | 60.14924 | 0.909165 | 2507.486 | 594.5765 | -0.15289 | 0.70851 | | |
| 85.56107 | 59.18346 | 0.874053 | 2412.894 | 579.0536 | -0.15699 | 0.77302 | | |
| 85.14474 | 58.23069 | 0.840958 | 2323.722 | 563.6737 | -0.16127 | 0.8392 | | |
| 84.72841 | 57.29081 | 0.809714 | 2239.527 | 548.4363 | -0.16575 | 0.90734 | | |
| 84.31208 | 56.36366 | 0.780175 | 2159.913 | 533.3413 | -0.17045 | 0.97733 | | |
| 83.89575 | 55.44912 | 0.752207 | 2084.524 | 518.3882 | -0.17536 | 1.04931 | | |
| 83.47942 | 54.54704 | 0.725692 | 2013.042 | 503.5768 | -0.18052 | 1.1234 | | |
| 83.06309 | 53.6573 | 0.700524 | 1945.178 | 488.9066 | -0.18594 | 1.199685773 | 4.399686 | |

| C | kPa | kgH2O/kgtl | kJ/kgtl | C | m/C | m | m |
|---|-----|------------|---------|---|-----|---|---|
|---|-----|------------|---------|---|-----|---|---|

t'_c 91.3897 C t'_f 83.06309 C
dt'_c 0.419485 C dt'_f -0.41633 C

| | | |
|--------|----------|------------|
| p_tot | 101.3 | kPa |
| i | 630 | kJ/kgtl |
| x | 0.2 | kgH2O/kgtl |
| t | 93.65994 | C |
| v | 15 | m/s |
| μ | 0.045 | kg/m2 |
| c_f | 1.2 | kJ/kgC |
| z | 1 | kgH2O/kgts |
| c_z | 5.387 | kJ/kgC |
| alfa_c | 2500 | W/m2C |
| k_c | 15 | W/m2C |
| t_c | 97 | C |
| s_c | 3.2 | m |
| k_f | 20 | W/m2C |
| s_f | 1.2 | m |

Papperstemperaturen vid s_c

t'_c 91.3897 C

Totala kontaktvärmeströmmen per banbredd vid s_c

Q_c/B 64.62042 kW/m

Totala luftvärmeströmmen per banbredd vid s_c

Q_lc/B 0.813603 kW/m

Totala masströmmen per banbredd vid s_c

m_c/B 35.38755 kg/sm

Papperstemperatur vid s_f

t'_f 83.06308631 C

Totala luftvärmeströmmen per banbredd vid

Q_fc/B 2.142787242 kW/m

Totala masströmmen per banbredd vid s_f

m_f/B 35.18505103 kg/sm

θ - θ' -diagram vid 101,3 kPa

