



hoofdgroep

APPLICATIONS

code **A2**

DE GEKOELDE RUIMTE

Ir. G.H. van Nieuwenhuizen

INHOUD

INTRODUCTIE	5
Hoofdstuk 1 HET h – x DIAGRAM EN PSYCHROMETRIE	6
1.1 Inleiding	6
1.2 Opbouw van het diagram.....	6
1.3 Lijnen van constante temperatuur	6
1.4 Verzadigingslijn	9
1.5 Overzicht van de enthalpie en richting van de isothermen in ieder gebied van het diagram	11
1.6 Relatieve vochtigheid	14
1.7 Lijnen van constante dichtheid	14
1.8 De dauwpuntstemperatuur	16
1.9 Natteboltemperatuur.....	17
1.10 Het mengen van snelheden met verschillende begintoestand	19
1.11 Luchtbevochtiging.....	21
1.12 Dampdrukdeficit.....	21
1.13 Gebruik van het diagram bij andere drukken.....	23
1.14 De randschaal $\Delta h/\Delta x$	24
Hoofdstuk 2 INSTRALING EN WARMTEBRONNEN.....	26
2.1 Stromingsvergelijking	26
2.2 K-waarde van een wand	26
2.3 De buitenluchtcondities	29
2.4 De celluchtcondities	30
2.5 Bevriezen van de aarde onder een vriescel	31
2.6 Economische isolatiedikte	35
2.7 Zonnestraling.....	37
2.8 Warmteproductie door levende producten.....	40
2.9 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 2	42
Hoofdstuk 3 LUCHTCIRCULATIE	43
3.1 Inleiding.....	43
3.2 Klimaateisen van het product.....	43
3.3 Circulatievoud uit het h, x-diagram	44
3.5 Adiabatistische opwarmsnelheid.....	51
3.6 Ongestoorde toename van de waterdampdruk.....	52
3.7 De overtemperatuur in een stapeling levende producten.....	52
3.8 Veilige afmeting van de stapeleenheid.....	59
3.9 Gemeten temperatuurspreiding in gekoelde ruimten	60
3.10 Berekening van luchtsnelheden in spleten.....	64
3.11 Toepassing van het h, x-diagram bij de berekening van een appelkoelcel	67
3.12 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 3	71
Hoofdstuk 4 VENTILATIE EN LUCHTLEKKAGE	72
4.1 Inleiding.....	72
4.2 Luchtdebiet door deuropeningen.....	72
4.3 Deurverliezen.....	74
4.4 Continu en intermitterend openen van deuren.....	77
4.5 Benodigde tijdsduur om de gewenste gassamenstelling te bereiken in een CA-cel.....	78
4.6 Ventilatiehoeveelheid in een gescrubde CA-cel tijdens stationaire periode.....	80
4.7 Het instationaire concentratieverloop in een geventileerde ruimte.....	82
4.8 De invloed van ongewenste luchtlekkage	83
4.9 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 4	93

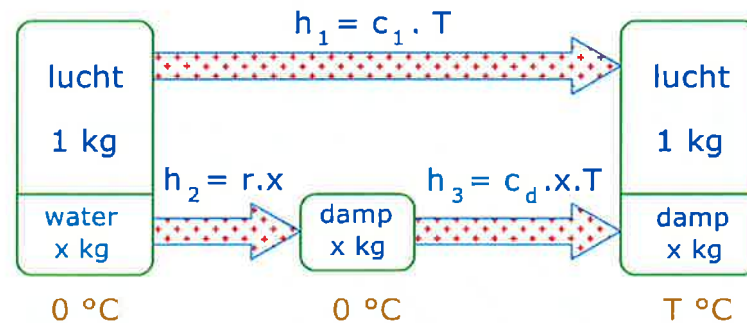
INTRODUCTIE

De module *De gekoelde ruimte* bestaat uit zeven hoofdstukken. Deze hoofdstukken worden tijdens de bijeenkomsten behandeld. Het is de bedoeling dat u de betreffende hoofdstukken voor de bijeenkomst doorleest. In de meeste gevallen zult u na de bijeenkomst huiswerk krijgen in de vorm van opdrachten die moet maken.

De totale studiebelasting is ongeveer 82 uur, verdeeld over contactbijeenkomsten en zelfstudie.

	CONTACT BIJEENKOMSTEN	ZELFSTUDIE
Hoofdstuk 1 Het h , x -diagram en psychrometrie	5 uur	8 uur
Hoofdstuk 2 Instraling en warmtebronnen	3 uur	4 uur
Hoofdstuk 3 Luchtcirculatie	3 uur	6 uur
Hoofdstuk 4 Ventilatie en luchtlekkage	5 uur	8 uur
Hoofdstuk 5 Koelvermogen van een gekoelde ruimte	6 uur	12 uur
Hoofdstuk 6 Relatieve vochtigheid in het macroklimaat	3 uur	6 uur
Hoofdstuk 7 Vochtdiffusie door wanden	1 uur	2 uur
examen inclusief voorbereiding	-	10 uur
Totaal	26 uur	56 uur

Tijdens het examen van dit vak mag dit dictaat geraadpleegd worden



Figuur 1.2. De enthalpie-componenten

- 1^e De enthalpie van de droge lucht T °C (voelbare warmte). Bij een soortelijke warmte van lucht gelijk aan 1,005 kJ/(kg · K) is $h_1 = 1.005 \cdot T$ kJ/kg droge lucht.
- 2^e De verdampingswarmte van water (latente warmte). Om 1 kg water van 0 °C te doen overgaan in damp van 0 °C zijn 2500 kJ nodig. Met x kg water in het mengsel met 1 kg droge lucht wordt $h_2 = 2500 \cdot x$ kJ/kg droge lucht.
- 3^e De enthalpie van waterdamp bij T °C. Met een soortelijke warmte van waterdamp van 1,86 kJ/(kg·K) en x kg waterdamp in het mengsel wordt $h_3 = 1,86 \cdot x \cdot T$ kJ/kg droge lucht.

De enthalpie van een mengsel van 1 kg droge lucht en x kg waterdamp is de som van de bovenstaande drie bijdragen (zie figuur 1.2):

$$h = 1,005 \cdot T + 2500 \cdot x + 1,86 \cdot x \cdot T \text{ kJ/kg}$$

of met symbolen:

$$h = c_l \cdot T + r \cdot x + c_d \cdot x \cdot T \quad (1.1)$$

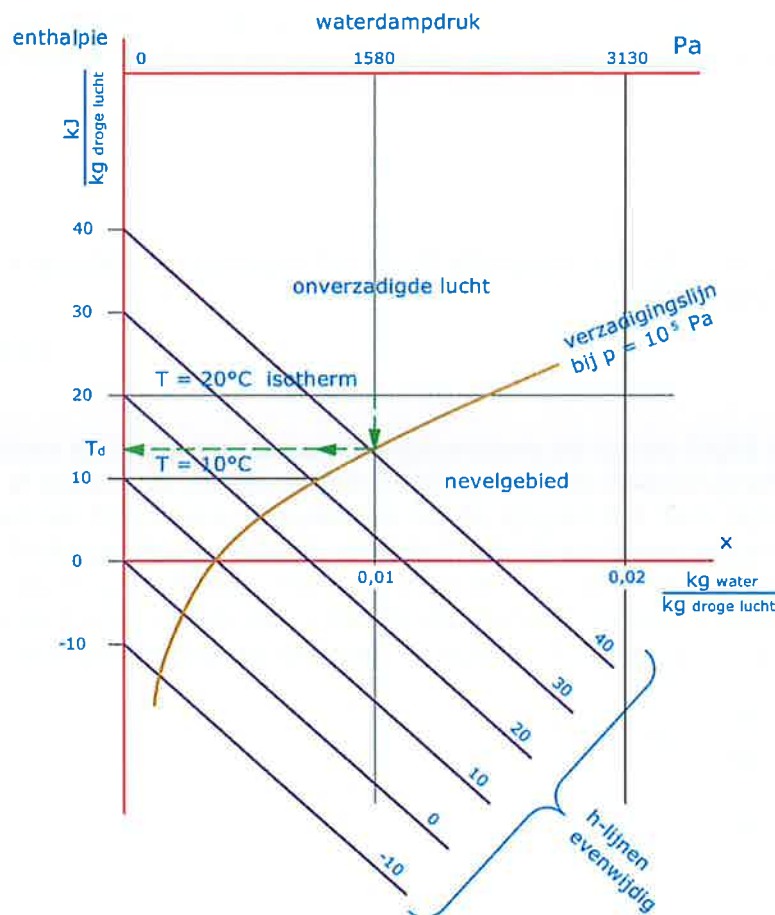
Voorbeeld 1.1

$$T = 0 \text{ °C} \rightarrow h = 2500 \cdot x$$

$$T = 10 \text{ °C} \rightarrow h = 10,05 + 2500 \cdot x + 18,6 \cdot x$$

$$T = 20 \text{ °C} \rightarrow h = 20,1 + 2500 \cdot x + 37,2 \cdot x$$

Met behulp van dit voorbeeld zijn de lijnen van gelijke temperatuur in figuur 1.3 getrokken.



Figuur 1.4. Het h, x-diagram met de hoekverdraaiing

1.4 Verzadigingslijn

Als waterdamp bij een constante temperatuur geleidelijk wordt samengeperst, stijgt de druk niet onbeperkt, maar bij een bepaalde druk begint de damp te condenseren. Deze druk - de verzadigingsdruk p_s - is alleen afhankelijk van de temperatuur. Zou de dampdruk p hoger zijn dan de verzadigingsdruk p_s , dan condenseert er damp. Is de dampdruk lager dan verdampt aanwezig water. Dit is ook het geval als de damp niet het enige gas is in het systeem maar vermengd is met een ander gas, bijvoorbeeld lucht (eigenschap van ideale gassen). Het verband tussen verzadigingsdruk p_s [Pa] en temperatuur T [°C] wordt in tabel 1.1 weergegeven volgens de Magnusformule, of door:

$$\log^{10} p_s = 2,7857 + \frac{7,5 \cdot T}{237,2+T} \quad \text{als } T \geq 0^\circ \text{ C}$$

$$\log^{10} p_s = 2,7857 + \frac{9,5 \cdot T}{265,5+T} \quad \text{als } T < 0^\circ \text{ C}$$

Teneinde in het h, x-diagram de lijn te kunnen tekenen die het verband aangeeft tussen de temperatuur en de mengverhouding x bij verzadiging - de verzadigingslijn - is het nodig een betrekking af te leiden tussen x en p_s want het verband tussen p_s en T wordt bekend verondersteld uit experimenten.

$$x = 0,621 \cdot \frac{p_d}{P - p_d} \quad (1.10)$$

Voor verzadiging geldt:

$$x_s = 0,621 \cdot \frac{p_s}{P - p_s} \quad (1.11)$$

Met deze betrekking en de tabel, die p_s als functie van de temperatuur aangeeft (tabel 1.1), kan de verzadigingslijn punt voor punt in het h, x -diagram ingetekend worden, als een bepaalde totale druk wordt gekozen.

Voorbeeld 1.2

$P = 1 \text{ bar}$	$= 10^5 \text{ Pa}$	
$T = 0 \text{ °C},$	$p_s = 610,7 \text{ Pa}$	$\rightarrow x_s = 0,00382 \text{ kg/kg}$
$T = 10 \text{ °C},$	$p_s = 1227,7 \text{ Pa}$	$\rightarrow x_s = 0,00772 \text{ kg/kg}$
$T = 20 \text{ °C},$	$p_s = 2337,6 \text{ Pa}$	$\rightarrow x_s = 0,0149 \text{ kg/kg}$

Het is nu ook duidelijk dat een h, x -diagram slechts geldig is voor één bepaalde totale druk (zie paragraaf 'Gebruik bij andere drukken'). De verzadigingslijn verdeelt het diagram in twee delen.

Links ervan kan de lucht nog meer waterdamp opnemen: het gebied van de onverzadigde lucht. Rechts ervan ligt het gebied waar het overtollige water condenseert en zich in de vorm van druppels afscheidt: het nevelgebied.

Vergelijking (1.10) kan ook worden geschreven in de vorm:

$$p_d = P \cdot \frac{x}{x + 0,621} \quad (1.12)$$

Dit stelt ons in staat in het diagram (figuur 1.4) een lijn te tekenen die het verband tussen x en p_d aangeeft.

Bijvoorbeeld $x = 0,01 \text{ kg/kg} \rightarrow p_d = 1580 \text{ Pa}$.

Bij een lineaire verdeling van x langs de horizontale as, zal deze p -schaal niet lineair zijn.

1.5 Overzicht van de enthalpie en richting van de isothermen in ieder gebied van het diagram

Het h, x -diagram is in vier gebieden te verdelen (zie figuur 1.5):

- 1 LD droge lucht en waterdamp, onverzadigd gebied; boven en beneden 0 °C .
- 2 LDW een mengsel van droge lucht, waterdamp en water; alleen $T \geq 0 \text{ °C}$.
- 3 LDWIJ een mengsel van droge lucht, waterdamp, water en ijs; alleen bij $T = 0 \text{ °C}$. Het ijsgehalte ξ kan variëren.
- 4 LDIJ een mengsel van droge lucht, waterdamp en ijs; $T \leq 0 \text{ °C}$.

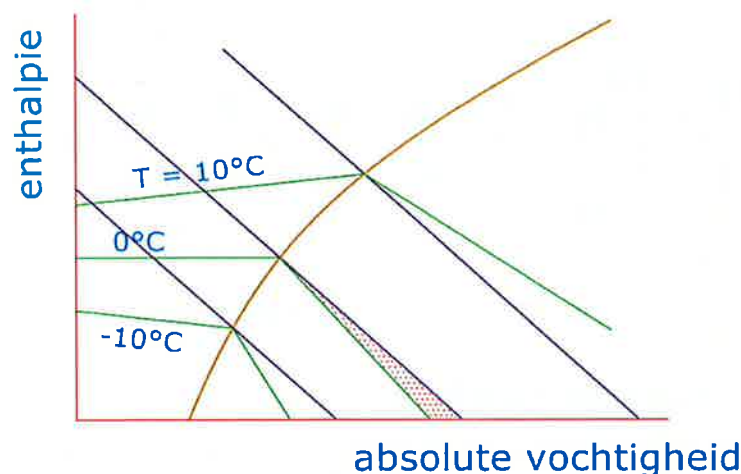
De enthalpie van dit lucht-waterdamp-ijs-mengsel bestaat uit vijf delen:

1. De enthalpie van de droge lucht bij T °C.
 $h_1 = c_l \cdot T$. Omdat $T < 0$ °C wordt de bijdrage automatisch negatief, bijvoorbeeld $T = -5$ °C, $c_l = 1,005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \rightarrow h_1 = -5,025 \text{ kJ/kg}$.
2. De verdampingswarmte van water.
Omdat bij één bepaalde temperatuur de lucht verzadigd is van waterdamp, is x_s kg water overgegaan in damp:
 $h_2 = r \cdot x_s$
3. De enthalpie van waterdamp: De damp van 0 °C moet nu worden afgekoeld naar T °C. De benodigde warmte is:
 $h_3 = c_d \cdot x_s \cdot T$
Ook deze hoeveelheid warmte wordt automatisch negatief.
4. De stollingswarmte van water.
Niet al het water verdampt. $(x - x_s)$ kg stolt zodat de stollingswarmte bedraagt:
 $h_4 = -r_o \cdot (x - x_s)$.
5. De enthalpie van ijs.
Het ijs wordt afgekoeld tot T °C. De benodigde hoeveelheid warmte is
 $h_5 = c_{ij} \cdot (x - x_s) \cdot T$.

De enthalpie van verzadigde lucht beneden 0 °C wordt dus gegeven door:

$$h_{LDI} = c_l \cdot T + r \cdot x_s + c_d \cdot x_s \cdot T - r_o \cdot (x - x_s) + c_{ij} \cdot (x - x_s) \cdot T \quad (1.13)$$

Later zal blijken dat de richting van de isothermen in het h, x -diagram van belang is. De richting wordt gevonden door de vergelijking van de enthalpie te differentiëren naar x , waarbij T een constante is. In tabel 1.2 is het resultaat van deze bewerking, $(dh/dx)_T = \text{constant}$, weergegeven. Het blijkt dat de richting in ieder gebied anders is, zodat bij de verzadigingslijn isothermen een knik vertonen. In figuur 1.6 maken de isothermen van -10, 0 en 10 °C knikken op de verzadigingslijn. Alleen voor $T = 0$ °C, loopt de isotherm in het nevelgebied evenwijdig aan de lijnen van constante enthalpie; naarmate de temperatuur hoger is, wordt de hoek tussen de isothermen en de h -lijnen groter, zoals in het Mollier-diagram te zien is.



Figuur 1.6. Loop van de isothermen

droge lucht en x kg waterdamp bij een temperatuur T . We passen de algemene gaswet toe op respectievelijk de lucht en het waterdamp:

$$p_l \cdot V = n_l \cdot RT \quad \text{voor lucht} \quad (1.15)$$

$$p_d \cdot V = n_d \cdot RT \quad \text{voor waterdamp}$$

waarin:

p	partiële dampspanning	Pa
V	volume	m^3
n	hoeveelheid stof	kmol
R	gasconstante	$\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$
T	absolute temperatuur	K

Volgens de wet van Dalton geldt voor ideale gassen dat de totale druk van een gasmengsel gelijk is aan de som van de partiële drukken:

$$P = p_l + p_d \quad (1.16)$$

Substitutie van (1.15) in (1.16) levert een uitdrukking op voor de totale druk.

$$P = \frac{R \cdot T}{V} \cdot (n_l + n_d) \quad (1.17)$$

$$V = \frac{R \cdot T}{P} (n_l + n_d) \quad (1.18)$$

De dichtheid van de vochtige lucht is:

$$\rho = \frac{\text{massa}}{\text{volume}} = \frac{(1+x) \cdot m_l}{V} = \frac{(1+x) \cdot P \cdot m_l}{(n_l + n_d) \cdot R \cdot T} \quad (1.19)$$

1 kmol lucht weegt $M_l = 29 \text{ kg/kmol}$, dus $m_l/n_l = 29 \text{ kg/kmol}$.

1 kmol waterdamp weegt $M_d = 18 \text{ kg/kmol}$, dus $m_d/n_d = 18 \text{ kg/kmol}$.

$$\text{Dus } \rho = \frac{(1+x) \cdot P}{462 \cdot (0,621 + x) \cdot T} \quad (1.20)$$

waarin $R = 8314 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ gedeeld door 18 het getal 462 levert.

Voorbeeld 1.5

x	= 0,01	kg/kg
P	= $1,013 \cdot 10^5$	Pa
T	= 293	K ($T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$\rho = \frac{(1+0,01) \cdot 1,013 \cdot 10^5}{462 \cdot (0,621 + 0,01) \cdot 293} = 1,197 \text{ kg/m}^3$$

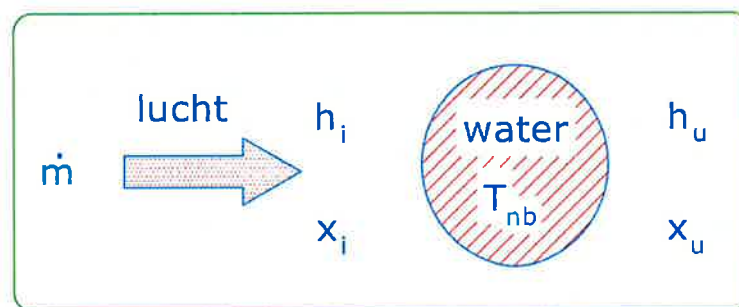
1.9 Natteboltemperatuur

Denkt men zich een kousje dat gedrenkt is in water en waarlangs onverzadigde lucht stroomt. Er gaat nu water uit het kousje verdampen. Voor deze verdamping is warmte nodig, die in eerste instantie aan het kousje wordt onttrokken. Dit koelt daardoor af. Omdat de temperatuur van het kousje dan lager is geworden dan die van de lucht gaat er warmte stromen van de lucht naar het kousje. Na verloop van tijd wordt door het kousje een zodanige temperatuur aangenomen dat de warmtestroom B van de lucht naar het kousje precies even groot is als de warmte K die per tijdeenheid nodig is voor de verdamping. Deze evenwichtstemperatuur van het natte kousje wordt de natteboltemperatuur van de langsstromende lucht genoemd.

De natteboltemperatuur T_{nb} kan eenvoudig gemeten worden door in het kousje een thermometer te steken. Bij de temperatuur T_{nb} van het kousje geeft de lucht juist zo veel voelbare warmte af als nodig is om de verdamping van water te onderhouden. De richting dh/dx van de nattebollijn door het toestandspunt van de onverzadigde lucht is gelijk aan:

$$\frac{dh}{dx} = c_w \cdot T_{nb} \quad (1.21)$$

Dit volgt uit de enthalpie en massabalans voor de lucht die langs de nattebolthermometer stroomt, zie figuur 1.8.



Figuur 1.8 Toestandsverandering van stromende lucht langs een waterbol.

Stel dat het waterbolletje een hoeveelheid water afgeeft gelijk aan $1 \cdot 10^{-5}$ kg/s. Het komt er op neer dat kleine druppeltjes water, met de temperatuur T_{nb} , in de luchtstroom worden vrijgelaten. Wanneer de luchtstroom precies $m = 1$ kg/s bedraagt, dan is de verandering van de absolute vochtigheid:

$$\Delta x = x_u - x_i = 10^{-5} \quad \text{kg/kg}$$

De verandering van de enthalpie van de lucht is gelijk aan de enthalpie van de koude druppeltjes water.

$$\Delta h = h_u - h_i = c_w \cdot \Delta x \cdot T_{nb} \quad (1.22)$$

De toestandsverandering is dus evenwijdig aan de richting van de isothermen in het nevelgebied.

Bij voldoende lichtsnelheid is het kental van Lewis $Le = \frac{\alpha}{\beta \cdot c \cdot \rho_l} = 1$

met $\rho_l = \frac{P}{R_l \cdot T}$ vinden we:

$$A \cdot (T_l - T_{nb}) = (p_{nb} - p_d)$$

$$\text{waarin } A = \frac{\alpha \cdot R_d \cdot T}{\beta \cdot r} = \frac{\rho_l \cdot c \cdot R_d \cdot T}{r} = \frac{P \cdot c \cdot R_d \cdot T}{R_l \cdot T \cdot r} = \frac{P \cdot c \cdot M_l}{r \cdot M_d}$$

Als we deze grootheden invullen :

P	= barometer druk	101325	[Pa]
c	= soortelijke warmte lucht	1,005	[kg/m ³]
r	= verdampingswarmte	2500	[kJ/kg]
M_d	= molaire massa water	18	[kg/kmol]
M_l	= molaire massa lucht	29	[kg/kmol]

vinden we $A = 65,6 \text{ Pa/K}$

De World Meteorological Organization stelt $A = 66 \text{ Pa/K}$ bij verdamping van water en $A = 58,5 \text{ Pa/K}$ bij ijsvorming.

Voorbeeld 1.6

Wat is de relatieve vochtigheid ϕ als $T_{nb} = 13 \text{ °C}$ en $T_l = 20 \text{ °C}$?

Uit de tabel in bijlage 2 vinden we $p_{nb} = 1500 \text{ Pa}$ en $p_s = 2337 \text{ Pa}$ bij 20 °C

Met de psychrometerformule $66(20-13) = 1500 - p_d$ berekenen we $p_d = 1038 \text{ Pa}$ en $\phi = p_d/p_s = 1038/2337 = 44,4\%$

1.10 Het mengen van snelheden met verschillende begintoestand

Stel punt A en B in figuur 1.10 geven de toestand weer van twee luchthoeveelheden. Als twee vochtige luchtstromen met een debiet $\dot{m}_A$ en $\dot{m}_B$ mengen kunnen we de volgende balansen worden opgesteld:

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = \dot{m}_c \quad \text{massa balans voor droge lucht}$$

$$\dot{m}_A \cdot x_A + \dot{m}_B \cdot x_B = \dot{m}_c \cdot x_C \quad \text{massa balans voor damp}$$

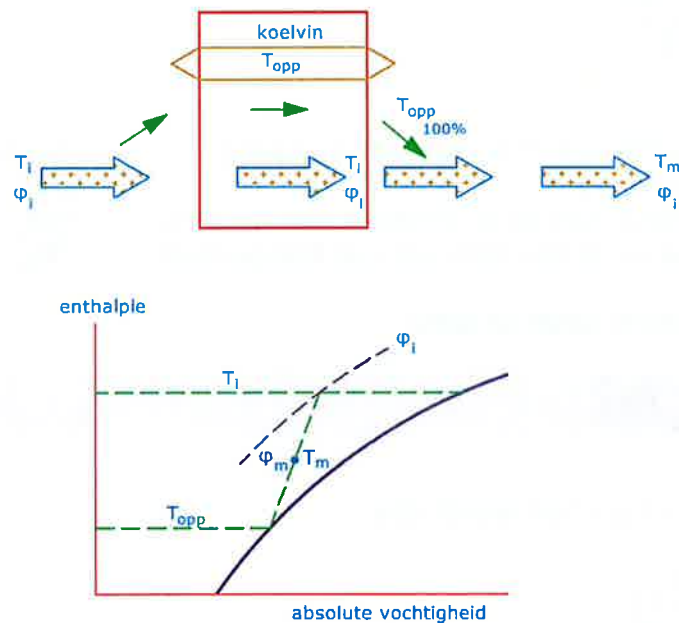
$$\dot{m}_A \cdot h_A + \dot{m}_B \cdot h_B = \dot{m}_c \cdot h_C \quad \text{energiebalans}$$

Als $\dot{m}_c$ wordt geëlimineerd:

$$\dot{m}_A \cdot x_A + \dot{m}_B \cdot x_B = \dot{m}_A \cdot x_C + \dot{m}_B \cdot x_C \text{ of}$$

$$x_A + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} \cdot x_B = x_C + \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} \cdot x_C$$

$$\text{waaruit } (x_C - x_A) = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} (x_B - x_C)$$



Figuur 1.11. Eenvoudige beschrijving van de luchtkoeler

1.11 Luchtbevochtiging

Met de mengvergelijkingen kan op eenvoudige wijze ook de luchtbevochtiging worden berekend. De vergelijkingen worden:

$$\begin{aligned} \dot{m}_A &= \dot{m}_A && \text{massa balans voor droge lucht} \\ \dot{m}_A x_A + \dot{m}_W &= \dot{m}_A x_B && \text{massa balans voor damp} \\ \dot{m}_A h_A + \dot{m}_W h_W &= \dot{m}_A h_B && \text{energiebalans} \end{aligned}$$

waarbij:

$$\begin{aligned} \dot{m}_W &= \text{de massastroom van het toegevoerde water} \\ h_W &= \text{de enthalpie van het water} = c_W T_W \end{aligned}$$

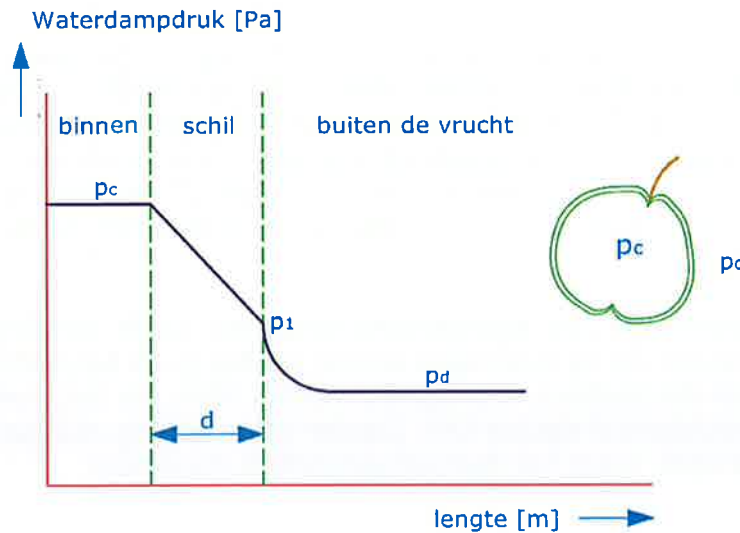
1.12 Dampdrukdeficit

Onder het dampdrukdeficit verstaan we het drukverschil tussen verzadigde lucht en niet-verzadigde lucht, $p_s - p_d = \Delta p$. Het dampdrukdeficit is de drijvende kracht voor de vochtafgifte van bewaarde producten. De vochtafgifte c.q. massastroom bedraagt vanaf een vochtig oppervlak:

$$\dot{m}_p = \frac{\beta \cdot A (p_s - p_d)}{R_d \cdot T}$$

analoog aan de vergelijking voor de natte bol met A = oppervlak van het product in m^2 .

Als een schil rond het product de verdamping bemoeilijkt kan de massastroom door de schil worden omschreven met



Figuur 1.12. Vochtafgifte van vrucht met schil

1.13 Gebruik van het diagram bij andere drukken

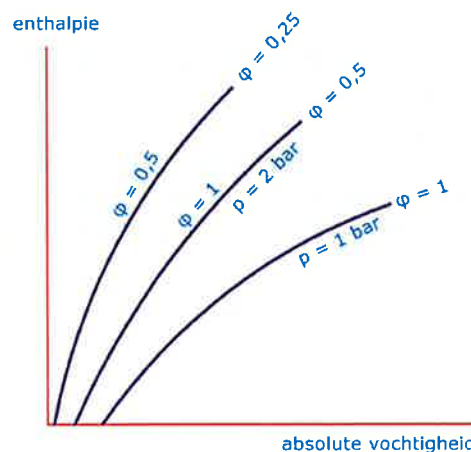
Tussen de relatieve vochtigheden φ_1 en φ_2 bij respectievelijk de totale drukken P_1 en P_2 , bij gelijkblijvende absolute vochtigheid x en temperatuur T , bestaat het verband:

$$x = \frac{0,621 \cdot \varphi_1 \cdot p_{s1}}{P_1 - \varphi_1 \cdot p_{s1}} = \frac{0,621 \cdot \varphi_2 \cdot p_{s2}}{P_2 - \varphi_2 \cdot p_{s2}}$$

De verzadigde druk $p_{s1}=p_{s2}=p_s$ want deze is alleen afhankelijk van de temperatuur, zodat $\varphi_1 \cdot P_2 - \varphi_2 \cdot p_s \cdot \varphi_1 = \varphi_2 \cdot P_1 - \varphi_2 \cdot p_s \cdot \varphi_1$ en zodat:

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{P_1}{P_2} \quad (1.26)$$

Ieder h, x -diagram kan voor een andere totale druk gebruikt worden. Het is alleen nodig andere getalwaarden bij de lijnen van constante relatieve vochtigheid te plaatsen, volgens formule 1.26.



Figuur 1.13. Het gebruik van het h, x -diagram bij andere drukken

verhouding $\Delta h/\Delta x$ / Δx op de randschaal. Deze lijn loopt evenwijdig aan de toestandsverandering. Door punt A moet dus een lijn getrokken worden evenwijdig aan de randschaallijn. Het eindpunt hangt af van Δx . In tabel 1.3 worden enkele processen nader toegelicht met $\Delta h/\Delta x$ -waarden.

DE RANDSCHAAL BIJ ENKELE PROCESSEN			
Proces	Formule $\Delta h/\Delta x$	Waarde $\Delta h/\Delta x$	opmerking
Verwarming		∞	$\Delta x = 0$
Bevochtiging	$R + c_d \cdot T$	Ca. 2500	Met damp
Bevochtiging	$C_w \cdot T$	Ca. 0	Met water
Koelen zonder ontvochtiging		$-\infty$	$\Delta x = 0$
Koelen met ontvochtiging		Ca. 10.000	

Tabel 1.3 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 1

- Bereken de r.v. met $\Delta h/\Delta x = c_w \cdot T_{nb}$ en met $h = \text{constant}$ (benadering) als de luchttemperatuur = 20 °C en de natteboltemperatuur = 13 °C.
- Bereken de temperatuur en de relatieve vochtigheid voorbij het mengpunt van twee luchtstromen $V_1 = 7200 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_1 = 0 \text{ °C}$, $rv_1 = 80\%$ en $V_2 = 720 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_2 = 30 \text{ °C}$ en $rv_2 = 50\%$.
- Bereken het waterdebiet en de watertemperatuur als de relatieve vochtigheid van de lucht voor de luchtbevochtiger 50% is en de temperatuur 15 °C, het debiet $V = 3600 \text{ m}^3/\text{h}$ en de relatieve luchtvochtigheid 85% en de temperatuur $T_1 = 11 \text{ °C}$.
- Bereken de minimale ventilatie van een auto zodanig dat de achterraut niet beslaat. De buitenconditie is $T = 10 \text{ °C}$ en r.v. = 80%. De binnenstromende lucht wordt in de verwarming opgewarmd tot 25 °C. De chauffeur ademt lucht uit van 37 °C en 100% r.v. De vochtgift van de chauffeur bedraagt 0,033 g/s. De temperatuur van de achterraut bedraagt 18 °C.
- Geef het verband tussen de Sensibel Heat Ratio (SHR = voelbaar/totaal) of voelbare warmte factor en de verhouding $\Delta h/\Delta x$.
- Een hoeveelheid lucht met een druk van 1 bar een temperatuur van 25 °C en een r.v. van 60% doorloopt een aantal processen:
 - De lucht wordt samengeperst tot 2 bar en stijgt in temperatuur naar 50 °C. Wat is de r.v. bij deze eindtoestand?
 - De lucht (eind a) wordt afgekoeld tot 25 °C. Hoeveel warmte moet hierbij worden afgevoerd?
 - Wat is de r.v. na de afkoeling?
 - De lucht met de eindtoestand van b wordt via smoren weer op een druk van 1 bar gebracht. Wat is de r.v. na de drukverlaging?

NATUURKUNDIGE VERSCHIJNSELEN BIJ WARMTESTROMING DOOR EEN WAND				
Nr.	van	naar	of door	wijze van overdracht
1	Buitenlucht	opp. muur		convectie + straling
2			muur	conductie
3			isolate	conductie + (straling)
4	Opp. isolatie	cellucht		convectie + straling

Tabel 2.1.

De warmtestroomdichtheid en het temperatuurverschil voor de vier genoemde stappen bedraagt:

van buitenlucht naar muur:

$$q = \alpha_u \cdot (T_u - T_1) \rightarrow (T_u - T_1) = \frac{1}{\alpha_u} \cdot q$$

door de muur:

$$q = \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot (T_1 - T_2) \rightarrow (T_1 - T_2) = \frac{d_1}{\lambda_1} \cdot q$$

door de isolatie:

$$q = \frac{\lambda_2}{d_2} \cdot (T_2 - T_3) \rightarrow (T_2 - T_3) = \frac{d_2}{\lambda_2} \cdot q$$

van isolatie naar cellucht:

$$q = \alpha_i \cdot (T_3 - T_i) \rightarrow (T_3 - T_i) = \frac{1}{\alpha_i} \cdot q$$

$$(T_u - T_i) = \left(\frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_i} \right) \cdot q \quad (2.2)$$

Het reeds bekende temperatuurverschil tussen buitenlucht en cellucht volgt uit de optelling van de temperatuurverschillen voor de vier onderdelen. Na hergroeperen van vergelijking 2.2 volgt:

$$q = \frac{T_u - T_i}{\frac{1}{\alpha_u} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (2.3)$$

De definitie van instraling was:

$$q = \frac{q_{in}}{A} = k \cdot (T_u - T_i) \quad (2.4)$$

zodat voor de k-waarde wordt gevonden:

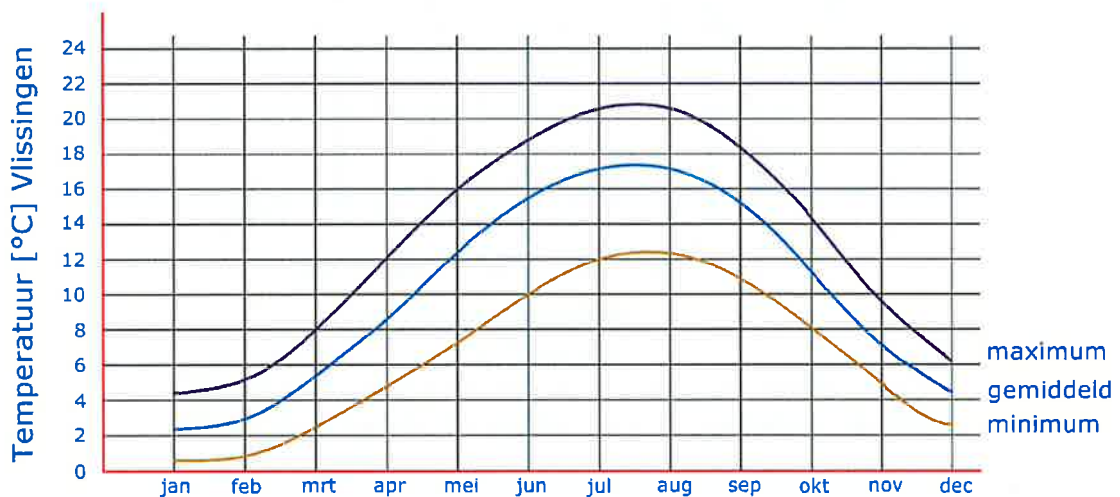
Het blijkt duidelijk dat de isolatie een belangrijke bijdrage levert tot een lage k-waarde. Hoe lager de k-waarde, des te beter de isolerende werking van de constructie.

2.3 De buitenluchtcondities

In Nederland zijn een aantal plaatsen waar het weer wordt opgetekend. Voor ons zijn van belang:

- temperatuur;
- windsnelheid;
- enthalpie;
- relatieve vochtigheid;
- zonnestraling.

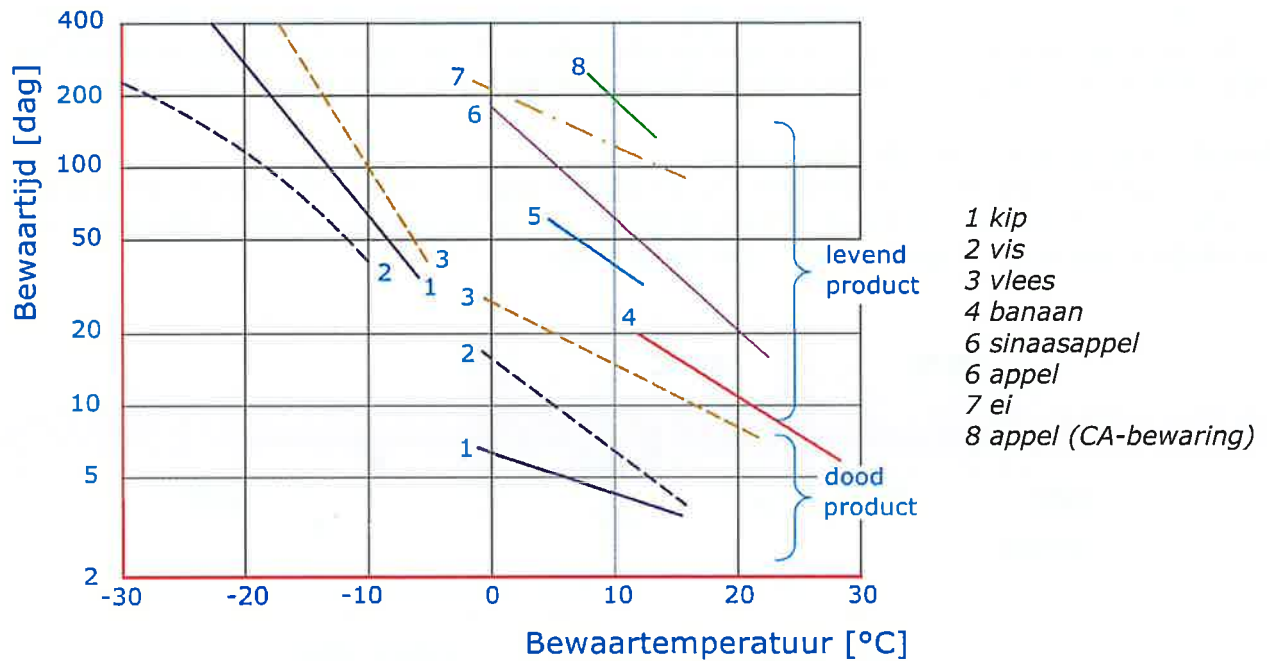
De dagelijkse gegevens worden gebruikt om maandgemiddelden te presenteren, waarvan figuur 2.2 een voorbeeld is.



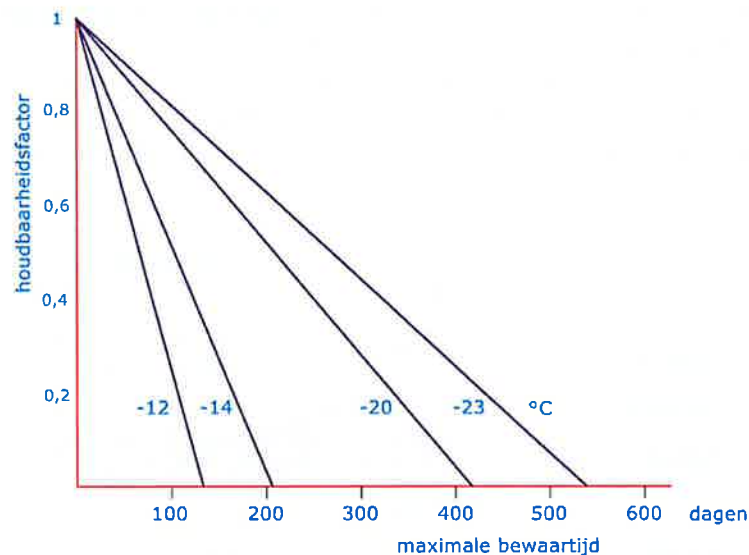
Figuur 2.2.
Normale temperatuur te Vlissingen: hoogste, gemiddelde en laagste
(gemiddeld over de maand)

Maximum, gemiddelde en minimum waarden per maand zijn nu bekend, zodat een keuze van de juiste klimaatgegevens - passend bij het probleem - gemaakt kan worden.

Soms worden weergegevens zo gepresenteerd dat op de verticale as de onder- of overschrijdingskans staat uitgezet. In figuur 2.3 is bijvoorbeeld de kans dat tijdens de werkdag de temperatuur beneden 10 °C ligt ongeveer 45%.



Figuur 2.4. Bewaartijd van enkele producten



Figuur 2.5. Houdbaarheidsdiagram voor vlees

2.5 Bevriezen van de aarde onder een vriescel

Tijdens een strenge winter is het opvriezen van gerepareerde asfaltwegen een bekend verschijnsel. Ook de stenen van sommige paden liggen na een dergelijke periode los. Opvriesschade is ook mogelijk bij de vloer van een vriescel. Wanneer de temperatuur van de aarde, juist onder de vloer, daalt beneden 0 °C, zal het daar aanwezige water bevriezen. Indien het watergehalte van de grond hoog is, zet de aarde ter plaatse uit en de vloer en zelfs het gebouw kan daardoor scheuren. Nog versterkt wordt dit door het feit dat vanwege de lage waterdampspanning aan het 'vriesfront' waterdamp uit diepere lagen van

Stel dat de temperatuur juist onder de vloer 0 °C is. De warmtestroomdichtheid van het grondwater naar de onderkant van de vloer is:

$$q = \frac{\lambda_a}{d_a} (T_a - 0) \quad (2.7)$$

Voor de warmtestroomdichtheid door de vloer naar de lucht in de vriesruimte geldt:

$$q = k_{vloer} (0 - T_i) \quad (2.8)$$

waarin de k-waarde van de vloer berekend wordt met de bekende formule:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{d_b}{\lambda_b}} \quad (2.9)$$

Door de laatste drie vergelijkingen te combineren wordt voor de dikte van de vloerisolatie uiteindelijk gevonden:

$$d_i = \lambda_i \left\{ -\frac{T_i}{T_a} \cdot \frac{d_a}{\lambda_a} - \frac{d_b}{\lambda_b} - \frac{1}{\alpha_i} \right\} \quad (2.10)$$

In deze vergelijking speelt de term $-\frac{T_i}{T_a} \cdot \frac{d_a}{\lambda_a}$ de hoofdrol, want door een eventuele latere daling van de grondwaterstand, dus toename van d_a en van die (positieve) term, zou de aldus berekende minimale isolatiedikte op den duur toch te klein kunnen zijn. Komt men op onpraktisch grote isolatiedikten van de vloer van het vrieshuis (bijvoorbeeld > 0,4 m) dan neemt men maatregelen die berusten op:

1. Het toepassen van een grondsoort onder de vloer die niet gevoelig is voor opvriezen.
2. Het maken van een temperatuur niet lager dan 0 °C vlak onder de vloer.

Voorbeeld 2.2

Bereken de minimale isolatiedikte die nodig is om bevrozing onder de vloer van een vrieshuis te voorkomen. De gegevens luiden:

$$\begin{aligned} T_i &= -30 \quad ^\circ\text{C} \\ T_a &= 10 \quad ^\circ\text{C} \\ d_a &= 3 \text{ m} \\ \lambda_a &= 1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ \lambda_i &= 0,05 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ d_b &= 0,3 \text{ m} \\ \lambda_b &= 1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ \alpha_i &= 7 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \end{aligned}$$

Bij het vinden van deze gegevens heeft men de meeste moeite met de warmtegeleidingscoëfficiënt van de aarde, die afhangt van de grondsoort en het watergehalte ervan en ligt tussen 1 en 2,5 W/(m·K). Invullen van de gegevens in vergelijking 2.10 levert voor de minimale isolatiedikte op:

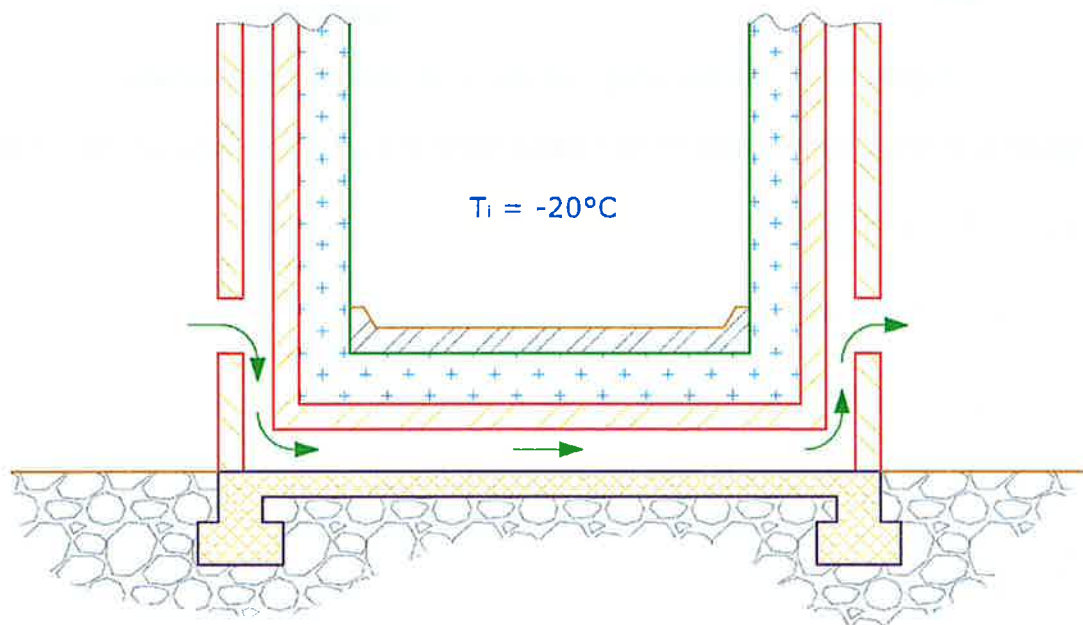
$$d_i = 0,05 \cdot \left(-\frac{-30}{10} \cdot \frac{3}{1} - \frac{0,3}{1} - \frac{1}{7} \right) = 0,43 \text{ m}$$

De warmtestroomdichtheid door de vloer, van belang voor de berekening van de instraling, is:

$$q_{\text{uit}} = 0,225 \cdot 30 = 6,75 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Maatregelen tegen opvriezen

1. De bodem uitgraven en deze vervangen door grint of puin. Deze grondsoorten vriezen niet zo snel op als leem of klei.
2. De waterstand verlagen zodat het vochtgehalte van de bodem afneemt.
3. Het verwarmen van de vloer met behulp van een elektrisch net of met behulp van pijpen, waardoor warme vloeistof stroomt.
4. Het aanbrengen van een geventileerde kruipruimte.
5. Het verwarmen van de vloer met buitenlucht of verwarmde lucht, die door ventilatiekanalen stroomt (figuur 2.9).



Figuur 2.9. Ventilatie van de vloer bij een vriescel

2.6 Economische isolatiedikte

Naarmate de isolatie dikker is, gaat er minder koude verloren en zijn de kosten nodig voor het compenseren van deze koudeverliezen geringer. Het verband is ongeveer hyperbolisch (figuur 2.10).

Voorbeeld 2.4

$$k_{extra} = \frac{1}{\left(\frac{1}{k} + \frac{d_{iso}}{\lambda_{iso}}\right)} = \frac{\lambda_{iso}}{(\lambda_{iso} + d_{iso})} \quad \text{want } k = 1$$

dan wordt:

$$I_{iso} = \frac{(1 + 0,05)^{20} - 1}{0,05 \cdot (1 + 0,05)^{20}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{\lambda_{iso}}{\lambda_{iso} + d_{iso}}\right) \cdot (10 - 0)}{6 \cdot 0,5 \cdot 1000} \cdot 0,25 \cdot 24 \cdot 365 =$$

$$= 12,4 \cdot \frac{d_{iso}}{(1 + d_{iso})} \cdot 7,3 = 91 \cdot \frac{d_{iso}}{0,04 + d_{iso}}$$

Als $d_{iso} = 0,04 \text{ m} \rightarrow I_{iso} = € 45,4 / \text{m}^2$ mag de investering dus € 45,4 /m² kosten

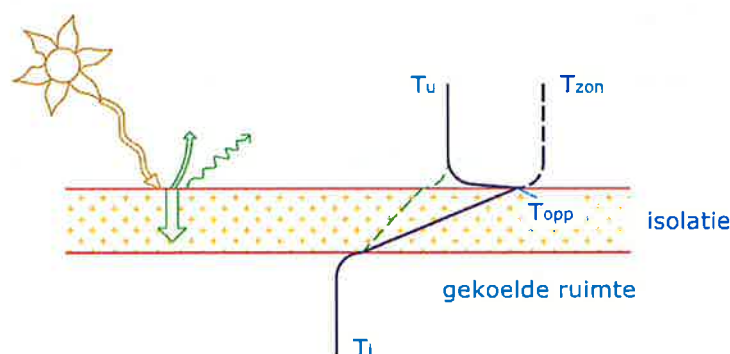
$d_{iso} = 0,08 \text{ m} \rightarrow I_{iso} = € 61 / \text{m}^2$

De kosten van de isolatie zullen bestaan uit een deel voor het aanbrengen van de isolatie dat min of meer onafhankelijk van de dikte is en een deel materiaalkosten dat evenredig met de dikte zal toenemen. De totale kosten, bestaande uit energiekosten en investeringskosten, vertonen een minimum. Hier ligt de economische isolatiedikte. Nauwkeurige berekeningswijzen hebben veelal als resultaat dat het minimum een tamelijk breed interval op de horizontale as is, waardoor de berekening aan waarde inboet. Praktisch is het aan te bevelen een duurzame en dikke isolatie te kiezen, bestand tegen brand, vraat en voorzien van juist aangebrachte dampwerende lagen, indien het isolatiemateriaal dat noodzakelijk maakt.

2.7 Zonnestraling

Door de zonnestraling wordt het oppervlak van de wand van een gekoelde ruimte verwarmd. In de stationaire toestand zal de oppervlaktetemperatuur hoger zijn dan de temperatuur van de buitenlucht. Afhankelijk van de intensiteit, het oppervlak, de wind en de omgevingstemperatuur kan het verschil tientallen graden bedragen. Figuur 2.11 toont dat de invallende straling zich deelt in drie warmtestroomdichtheden:

1. de gereflecteerde straling;
2. een convectieve stroom van oppervlak naar omgeving;
3. de geabsorbeerde straling; deze warmtestroom komt in de gekoelde ruimte en is dus de instralingswarmte.



Figuur 2.11 Het temperatuurevenwicht met zonnestraling op een dak

Dit resultaat is begrijpelijk, want de fictieve omgevingstemperatuur ligt een factor $\varepsilon \cdot J / \alpha_u$ boven de werkelijke omgevingstemperatuur. De factor is rechtevenredig met de stralingsintensiteit.

Voorbeeld 2.5

Bereken de instralingswarmte voor de koelcel in figuur 2.12, rekening houdende met de zonnestraling op het dak. De instraling zonder zonnestraling bedraagt:

$$\dot{Q}_{in} = k \cdot A \cdot (T_u - T_i) = 0,5 \cdot 250 \cdot 20 = 2,5 \text{ kW}$$

Voor de berekening van de instraling met zonnestraling, berekenen we eerst de warmte-overdrachtscoëfficiënt en de fictieve omgevingstemperatuur:

$$\alpha_u = 5,8 + 3,9 \cdot v = 21,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$T_{zon} = 20 + \frac{0,86 \cdot 400}{21,4} = 20 + 16 = 36^\circ\text{C}$$

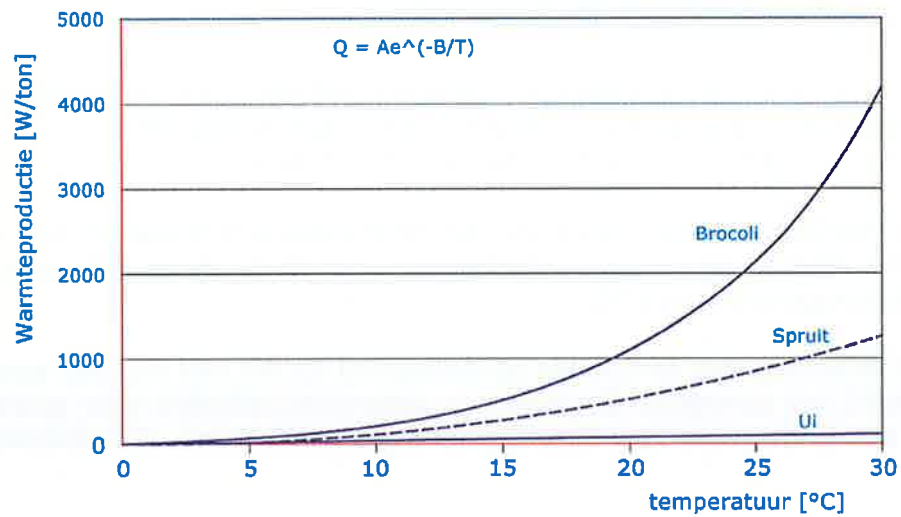
De instraling bestaat uit twee termen, die door het dak en die door de zijwanden en vloer:

$$\dot{Q}_{in} = (0,5 \cdot 200 \cdot 20) + (0,5 \cdot 50 \cdot 36) = 2 + 0,9 = 2,9 \text{ kW}$$

In dit voorbeeld blijkt de invloed van de zonnestraling wel mee te vallen, namelijk 15 à 20%. In de tropen en voor de kleinere gekoelde ruimten, zoals containers op zeeschepen, ligt het wel eens anders. Men past stralingsdaken toe om de invloed van de zonnestraling te verminderen. Vaak wordt de zolderruimte boven vriescellen met buitenlucht geventileerd. Wanden met een grotere dikte, betere isolatie en een lage temperatuur vereffeningscoëfficiënt zullen de warmtegolf sterk gedempt doorlaten.

. GLOBALE DAGELIJKSE STRALING TE DE BILT OP EEN HORIZONTAAL OPPERVLAK	
maand	Straling [W/m ²]
januari	28
februari	48
maart	104
april	156
mei	204
juni	212
juli	196
augustus	168
september	120
oktober	72
november	32
december	24

Tabel 2.3



Figuur 2.12

De warmteproductie van drie groenten afhankelijk van de temperatuur

Hoofdstuk 3 LUCHTCIRCULATIE

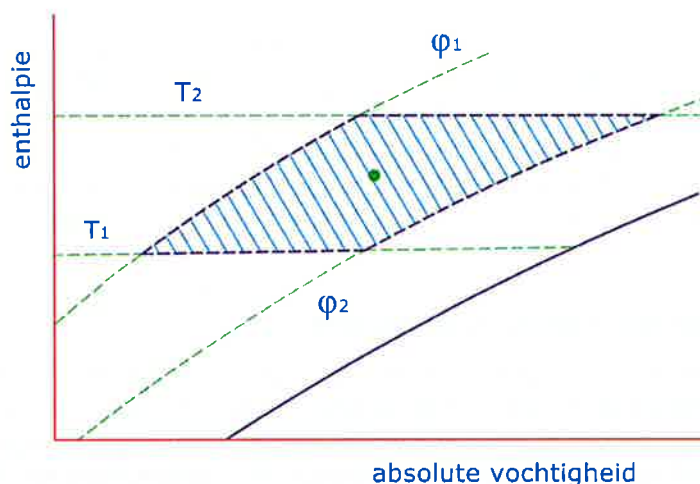
3.1 Inleiding

Circulatie van de lucht in gekoelde ruimten is noodzakelijk om de volgende redenen:

1. De moderne luchtbehandelinginstallaties gebruiken verdamper met veel oppervlak en weinig volume. Lucht wordt door de koelerventilator langs het oppervlak geblazen om een goede warmte-overdracht te bevorderen.
2. Lucht is de verbindingsschakel tussen verdampers en product. Om een voldoende homogeen macroklimaat (= klimaat rondom de stapeleenheden) te maken, is circulatie van de cellucht noodzakelijk. In dit hoofdstuk proberen we de benodigde circulatiehoeveelheid te vinden, waarbij we ons laten leiden door de klimaateisen van het product.

3.2 Klimaateisen van het product

Uit fysiologisch onderzoek aan levensmiddelen is bekend welk microklimaat het bewaarde product een optimale houdbaarheid garandeert. Omdat het technisch niet mogelijk is overal in de gekoelde ruimte hetzelfde microklimaat te scheppen, zal in het h, x -diagram het optimale klimaat een gebiedje beslaan met het door fysiologen gevonden optimale bewaarpunt erin (figuur 3.1).



Figuur 3.1. Het gewenste bewaargebied in het h, x -diagram

Voorbeeld 3.1

Bepaal de maximaal toelaatbare temperatuur in een bewaarcel voor spruitkool (= spruitjes). Figuur 3.2 toont een houdbaarheidsdiagram voor spruitjes (Engels: TTT = temperature time tolerance). Op de horizontale as staat de tijd uitgedrukt in dagen na de oogst en op de verticale as staat een houdbaarheidsschaal, die loopt van kwaliteit vers tot nog net verkoopbaar. Hoewel deze woorden duiden op de kwaliteit van het product, mag de verticale as niet gebruikt worden om de kwaliteit van het product af te lezen.

De schaalverdeling geeft de houdbaarheidsfactor HF aan, duidende op de nog resterende houdbaarheid. De houdbaarheidsfactor loopt van 1 voor vers product tot 0 voor nog net verkoopbaar product. De waarde van een partij hangt ondermeer af van de uniformiteit in

De vochtbalans levert op:

$$\Delta x = \frac{\dot{w}_p}{g} \quad (3.2)$$

waarin Δx [kg/kg] de verandering is van het vochtgehalte van de lucht.

De richtingsverandering is de verhouding tussen Δh en Δx , dus:

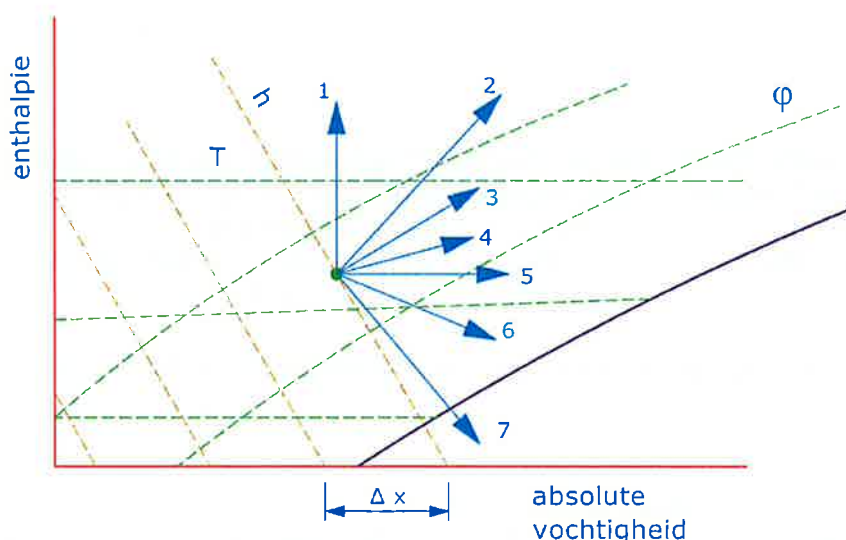
$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{q_p}{\dot{w}_p} + c_w \cdot T_p \quad (3.3)$$

Het blijkt dat de toestandsverandering van de lucht tijdens het doorstromen van een stapel agrarische producten voornamelijk afhangt van de verhouding tussen warmteproductie en vochtafgifte.

In het h, x -diagram zijn er nu zeven verschillende mogelijkheden. Tabel 3.1 geeft de waarde van de verhouding Q_p/W_p , hoe temperatuur en relatieve vochtigheid veranderen en, per mogelijkheid, een voorbeeld van een product. Tevens zijn in figuur 3.4 de zeven mogelijkheden in het h, x -diagram getekend.

DE ZEVEN MOGELIJKHEDEN VOOR dh/dx				
nr. in figuur 3.4	$\frac{dh}{dx} = \frac{q_p}{\dot{w}_p}$	verandering in temperatuur	verandering in r.v.	product
1	$w_p = 0$, oneindig	++	--	hooi
2	zeer groot	+	-	erwt
3	groot	+	0	meloen
4	middelmatig	+	+	komkommer
5	= 2500	0	+	appel
6	klein	-	+	champignon
7	$q_p = 0_t \approx 0$	--	++	ei, water

Tabel 3.1



Figuur 3.4 Zeven mogelijke toestandsveranderingen van lucht bij stromen langs een product

De vochtafgifte volgt uit:

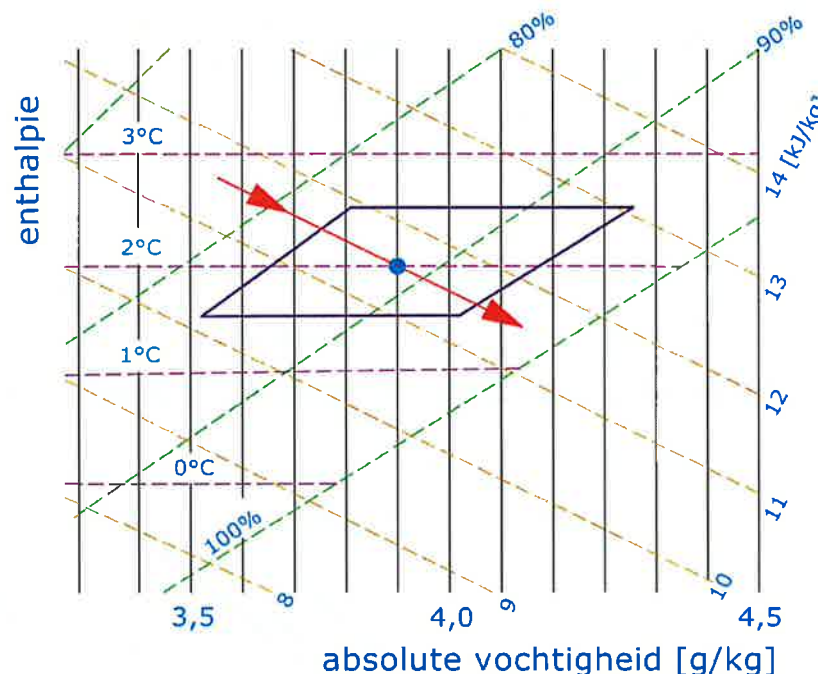
$$\begin{aligned}\dot{w}_p &= \dot{m}_{spec} \Delta p \\ &= 7,1 \times 10^{-10} \cdot 70 = 4,97 \times 10^{-8} \text{ kg}/(\text{kg} \cdot \text{s}) \\ &= 13 \text{ } \%/ \text{mnd}\end{aligned}$$

Uit deze grote waarde voor het vochtverlies volgt dat uitdrogingsverschijnselen spoedig zichtbaar worden, waardoor de bewaarduur niet langer dan 1 maand mag zijn. Andersom redenerend betekent dit resultaat dat de relatieve vochtigheid te laag is. De richting van de toestandsverandering van de lucht is:

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{q_p}{\dot{w}_p} + c_w \cdot T_p = \frac{0,034}{4,97 \cdot 10^{-8}} + 4217 \cdot 2 = 693 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

De berekende richtingsverandering is bijna evenwijdig aan de natte bollijn en volgens figuur 3.6 daalt de temperatuur van 2,3 tot 1,7 °C gedurende het doorstromen van de winterpenen. De circulatiehoeveelheid volgt uit:

$$g = \frac{\dot{w}_p}{\Delta x} = \frac{4,97 \cdot 10^{-8}}{(4,07 - 3,75) \cdot 10^{-3}} = 1,55 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{s}}$$



Figuur 3.6. De richting van de toestandsverandering in een stapel winterwortelen

De circulatiehoeveelheid - uitgedrukt in praktijktermen - bedraagt (onder verwaarlozing van $(1+x)$):

$$g_{prakt} = \frac{g \cdot 3600 \cdot \rho_{bulk}}{\rho_{lucht}} = \frac{1,55 \cdot 10^{-4} \cdot 3600 \cdot 600}{1,28} = \cancel{2,61} \frac{\text{m}^3}{\text{uur}} \quad 260 \frac{\text{m}^3}{\text{uur}}$$

Uit het verloop van de lijn $\Delta h/\Delta x$ door het werkgebiedje blijkt dat de vochtafgifte zeker niet constant is over de hele stapel. De eerste aangestroomde laag heeft een vochtverlies van circa 21%/maand. Dit is direct in het h, x -diagram af te lezen omdat het dampdrukdeficit

Voorbeeld 3.3

Wat is de maximale bewaarduur van witlof indien het criterium vochtafgifte beschouwd wordt?

De bewaarcondities zijn 4 °C en 90%(macroklimaat). De witlof is verpakt in een kartonnen doos, waarvan de beschermingsgraad tegen vochtafgifte de waarde 2 heeft. Onder beschermingsgraad verstaan we in dit verband:

$$B = \frac{\text{vochtafgifte onverpakt}}{\text{vochtafgifte verpakt}}$$

De beschermingsgraad is ook direct gekoppeld aan de verhouding van het dampdrukdeficit in macro- en microklimaat:

$$B = \frac{\Delta p_{\text{macroklimaat}}}{\Delta p_{\text{microklimaat}}}$$

De maximale bewaarduur is gelijk aan:

$$\Delta t = \frac{\Delta m}{m} \cdot \frac{B}{m_{\text{spec}} \cdot \Delta p_{\text{macro}}} = 0,06 \frac{2}{7,1 \cdot 10^{-10} \cdot 812 (1 - 0,9) \cdot 3600 \cdot 24} = 24 \text{ dagen}$$

MAXIMAAL TOELAATBAAR VOCHTVERLIES VAN ENKELE PRODUCTEN	
Naam	vochtverlies%
Sla	11
Andijvie	12
Komkommer	4
witlof	6
prei	4
snijbloemen (gemiddelde)	12

Tabel 3.2

3.5 Adiabatische opwarmsnelheid

Hoe lang mag men de circulatie in een gekoelde ruimte uitschakelen? Ofwel, wat is de opwarmsnelheid van levende producten indien geen koelende circulatielucht wordt toegevoegd. Pas op het product de warmtebalans toe:

$$\frac{\text{ophoping}}{\text{tijdseenheid}} = \text{stroom in} - \text{stroom uit} + \frac{\text{productie}}{\text{tijdseenheid}}$$

Omdat de warmte niet wordt afgevoerd, is stroom in = stroom uit = 0.
In symbolen blijft over:

$$c_p \cdot \frac{dT}{dt} = q_p \quad \text{of} \quad \frac{dT}{dt} = \frac{q_p}{c_p} \quad (3.6)$$

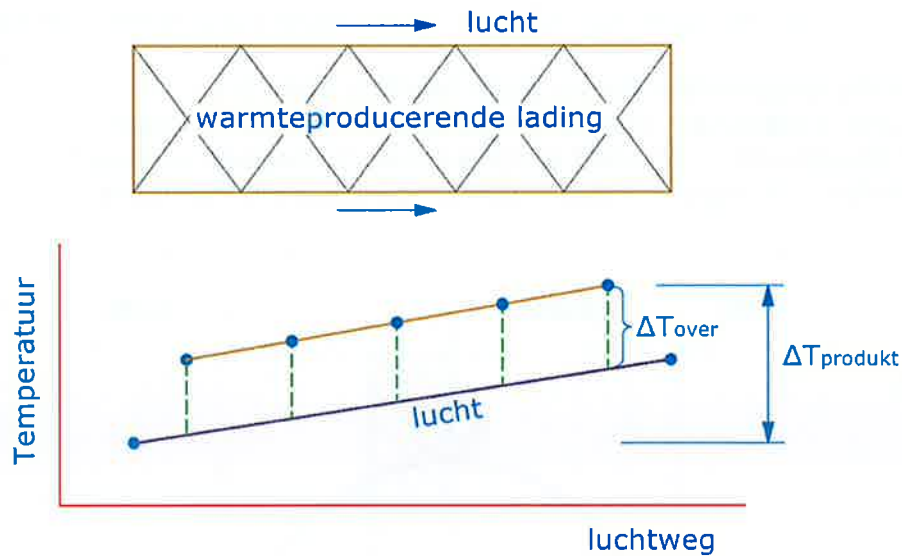
De adiabatische opwarmsnelheid is dus gelijk aan de warmteproductie gedeeld door de soortelijke warmte.

Voorbeeld 3.4

Bereken de adiabatische opwarmsnelheid van winterpeen bij 2 °C. De benodigde gegevens zijn $C_p = 3860 \text{ J/(kg.K)}$ en $Q_p = 0,034 \text{ W/kg}$. De adiabatische opwarmsnelheid is dus:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{0,034}{3860} = 8,81 \cdot 10^{-6} \frac{K}{s} = 0,76 \frac{K}{dag}$$

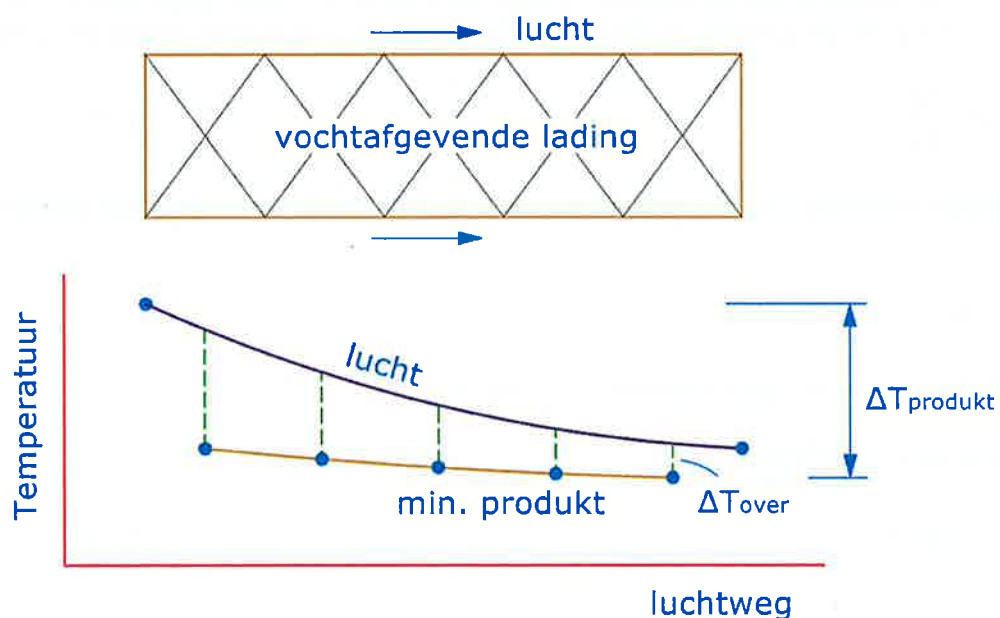
De gevonden waarde is niet verontrustend indien de circulatie gedurende 1 dag onthouden wordt aan de winterpeen. Bij het geïsoleerd transport van slecht gekoelde snijbloemen is de adiabatische opwarmsnelheid zo groot dat na een transportduur van 15 uur de temperatuur van niet gekoelde snijbloemen oploopt tot 30 °C à 40 °C, zoals figuur 3.11 toont.



Figuur 3.12
Temperatuurverloop in een stapeling warmteproducerende producten

Voor producten waarbij de vochtafgifte overheerst vinden we de hoogste temperatuur van het product aan het oppervlak van de eerst aangestroomde stapeleenheid en de laagste temperatuur in het centrum van een van de laatst aangestroomde stapeleenheden (zie figuur 3.13).

Het temperatuurprofiel in een stapeleenheid is eenvoudig te berekenen. Het temperatuurverschil tussen centrum van de stapeleenheid en het macroklimaat, daar ter plaatse, noemen we de overtemperatuur. De berekening leidt tot een belangrijke eigenschap: de veilige afmeting van de verpakking of stapeleenheid.



Figuur 3.13. Temperatuurverloop in een stapeling vochtafgevende producten

De oplossing van deze differentiaalvergelijking is:

1. De variabelen in vergelijking 3.8 worden gescheiden:

$$-dT = \frac{q_p}{\lambda} \cdot x \, dx \quad (3.9)$$

2. Integreren tussen de grenzen $t = T_c$ voor $x = 0$ en $T = T_i$, voor $x = X$:

$$\int_{T_c}^{T_i} -dT = \frac{q_p}{\lambda} \cdot \int_0^x x \, dx \quad (3.10)$$

3. Uitwerken levert op:

$$T_c - T_i = \frac{q_p \cdot (x^2 - 0)}{2\lambda} = \frac{q_p \cdot x^2}{2\lambda} \quad (3.11)$$

Deze formule geeft het temperatuurverschil tussen centrum en oppervlak. Door het oppervlak stroomt de warmte die in de plaat geproduceerd is tussen $x = 0$ en $x = X$. Deze warmtehoeveelheid wordt door convectie aan de langstromende lucht afgegeven:

$$q_p \cdot x = \alpha \cdot (T_i - T_0) \quad (3.12)$$

Dus het temperatuurverschil tussen oppervlak en lucht is:

$$T_i - T_0 = \frac{q_p \cdot x}{\alpha} \quad (3.13)$$

De overtemperatuur is gelijk aan de som van de twee berekende temperatuurverschillen:

$$(T_c - T_i) + (T_i - T_0) = T_c - T_0 = \frac{q_p \cdot x^2}{2 \cdot \lambda} + \frac{q_p \cdot x}{\alpha} \quad (3.14)$$

Hergroeperen leidt tot de algemeen gebruikelijke vergelijking:

$$T_c - T_0 = \frac{q_p \cdot x^2}{2 \cdot \lambda} \left\{ 1 + \frac{2}{Bi} \right\} \quad (3.15)$$

waarin $Bi = \text{Biot-kental} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}$

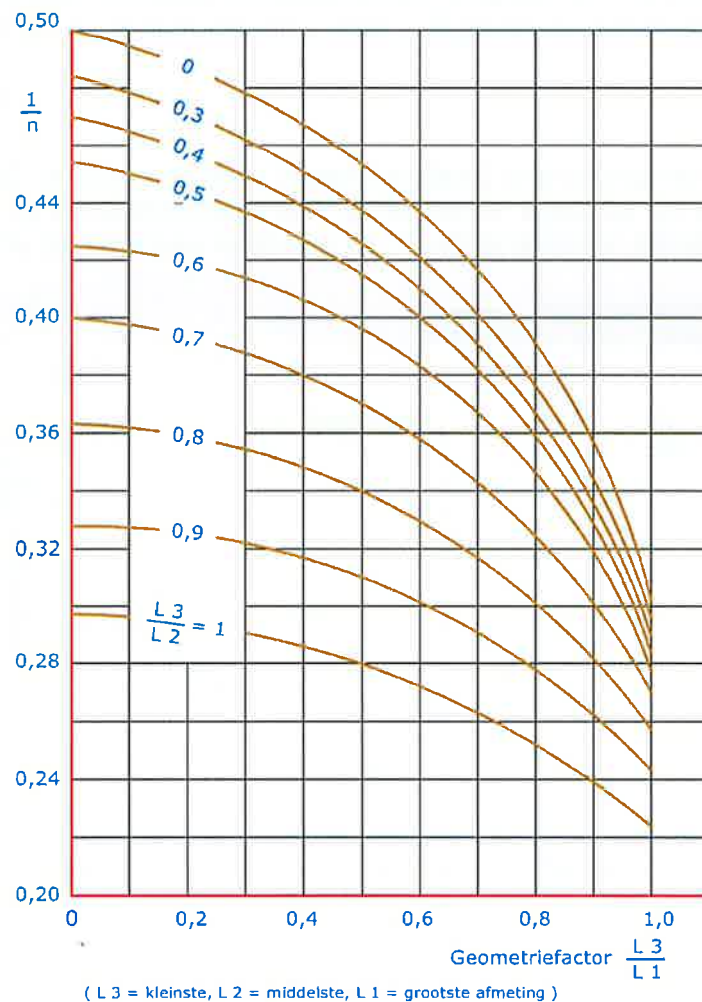
Let op: de eenheid voor de warmteproductie is nu W/m^3 .

Voorbeeld 3.6

We berekenen de centrumtemperatuur van de lading in een container. Uit figuur 3.15 blijkt dat $X = 0,6$ m. We nemen aan dat een rij voorgesteld mag worden als een oneindig vlakke plaat, omdat de dikte (1,2 m) kleiner is dan de andere afmetingen (2,4 en 2,4 m).

De temperatuur van het macroklimaat is $T_0 = 5$ °C, de warmteproductie van de producten $q_p = 14,4$ W/ton. Deze warmteproductie wordt omgerekend naar de juiste eenheid met behulp

De waarde van de geometriefactor n voor eenvoudige lichamen is in tabel 3.3 gegeven, terwijl in figuur 3.16 de factor afgelezen kan worden voor doosvormige lichamen.



Figuur 3.16. Bepaling van de geometriefactor

GEOMETRIEFACITOR VOOR EENVOUDIG GEVORMDE LICHAMEN	
Omschrijving lichaam	geometriefactor
vlakke oneindig uitgestrekte wand	2
cilinder, oneindig lang	4
bol, van groot tot klein	6
kubus	4,4

Tabel 3.3

Voordat we het concept van de veilige afmeting van een stapel of verpakkingseenheid bespreken, eerst nog enkele opmerkingen over de bepaling van de warmteproductie. Deze

3.8 Veilige afmeting van de stapeleenheid

Uit de klimaateisen van het product blijkt welke temperatuurspreiding maximaal is toegestaan. Meestal mag de overtemperatuur in een stapeleenheid niet boven 1 K liggen, dus:

$$T_c - T_0 = \Delta T \leq 1 \text{ K}$$

Met behulp van vergelijking 3.24 is de veilige afmeting van de stapeleenheid te berekenen:

$$x^2 = \frac{\Delta T \cdot n \cdot \lambda}{q_p} \quad (3.18)$$

en dus vinden we voor de veilige afmeting:

$$x \leq \sqrt{\frac{\Delta T \cdot n \cdot \lambda}{q_p}}$$

waarin:

$\Delta T = 1 \text{ K}$ (in veel gevallen)

q_p = maximale warmteproductie (veilig).

Bij het samenstellen van grote stapeleenheden is het aan te bevelen, na te gaan of de veilige afmeting niet wordt overschreden.

Voorbeeld 3.8

Wat is de veilige afmeting voor een kubusvormige stapeling gevuld met paprika bij de optimale bewaar temperatuur?

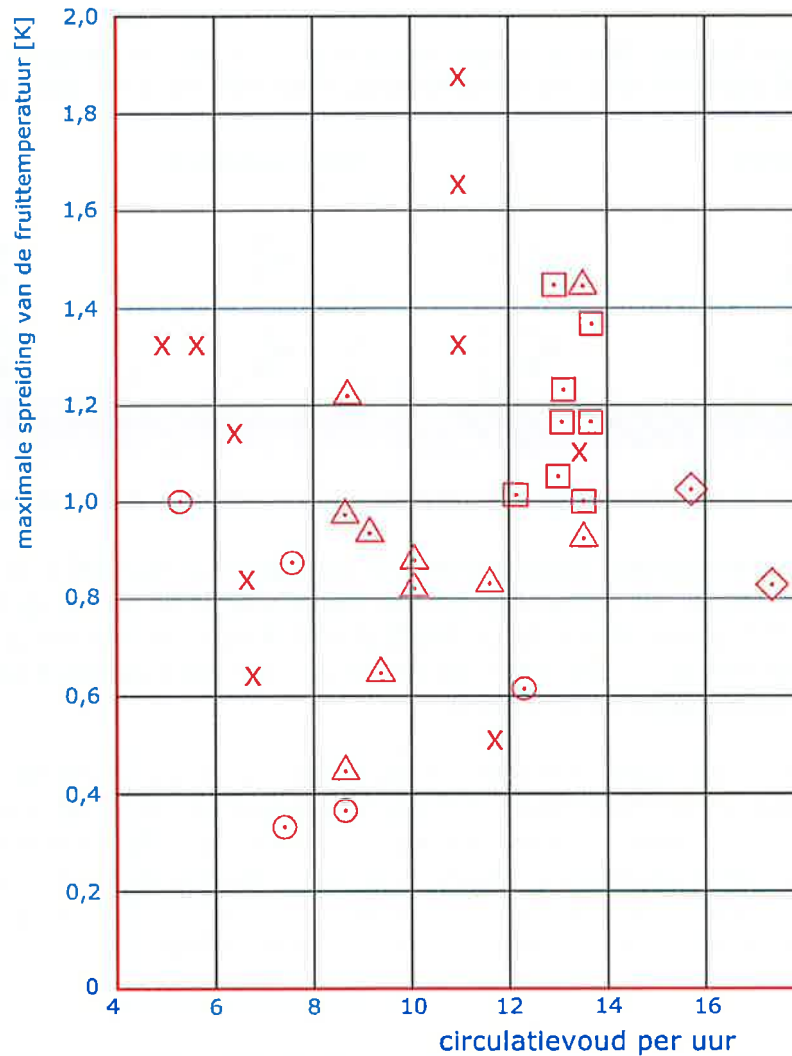
De geometriefactor wordt gevonden in figuur 3.18. De drie zijden zijn gelijk, zodat $L_3/L_2 = 1$ en $L_3/L_1 = 1$ waaruit volgt dat $1/n = 0,225$.

De geometriefactor voor een kubus bedraagt $n = 4,44$. De warmtegeleidingcoëfficiënt van paprika (bulk) is laag omdat in de producten veel lucht aanwezig is: $\lambda = 0,20 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$.

De optimale bewaar temperatuur van paprika is 6-7 °C. De warmteproductie is 65 W/ton bij deze temperatuur. De bulkdichtheid van paprika is circa 500 kg/m³, dus de volumieke warmteproductie $q = 0,5 \times 65 = 32,5 \text{ W/m}^3$. De veilige afmeting van de stapeling volgt uit:

$$x = \sqrt{\frac{1 \cdot 4,44 \cdot 20}{32,5}} = 0,165 \text{ m}$$

Deze afmeting is klein, en wordt in de praktijk ver overschreden. De reden hiervoor is dat geen rekening gehouden is met de vochtafgifte van het product!



Figuur 3.19. Verband tussen circulatievoud en temperatuurspreiding

Fockens e.a. toonde aan dat met een veel kleiner circulatievoud een zeer geringe temperatuurspreiding mogelijk is. De belangrijkste gegevens over de ontworpen versprongen palletstapeling met afgesloten middenspleet zijn in gegeven. Let op de minimale temperatuurspreiding van experiment B2 bij het geringe circulatievoud van 21 en de vochtafgifte (zie ook bijlage 3).

Bij het Sprenger Instituut is in een vijftal CA-cellen de temperatuur in het micro- en macroklimaat bepaald (CA betekent controlled atmosphere, dus bewaring bij een afwijkende luchtsamenstelling). De temperatuurspreiding in het product bleek maximaal 1,3 K te zijn. De twee cellen met torenkoelers bleken iets beter te zijn dan de drie cellen met plafondverdamper. TNO stelde de temperatuurspreiding vast in het macroklimaat van enkele vries- en bewaarcellen tijdens de uit-periode van de verdamper. De spreiding in de vriescellen was maximaal 3 K, van de koelcellen 2 K.

De temperatuurspreiding in een koelcel te IJsselmuiden was nogal groot. Het volgende voorbeeld gaat in op de mogelijke problemen in IJsselmuiden (cel 2).

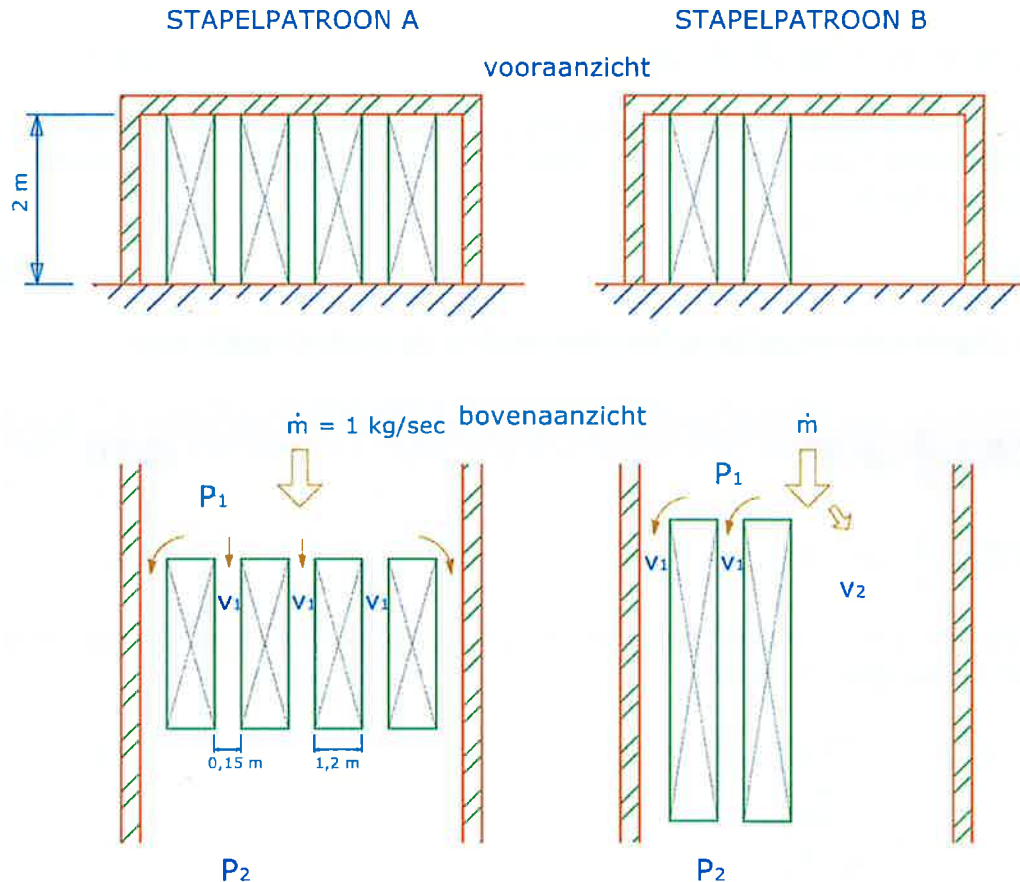
SPREIDING, STANDAARDAFWIJKING EN GEMIDDELDE VAN DE TEMPERATUUR IN CEL 1 EN 2		
	Cel 1	Cel 2
Spreiding (K)	1,0	2,0
σ (K)	0,33	0,77
Gemiddelde (°C)	-0,6	1,8

Tabel 3.5

RANGVOLGORDE VAN DE TEMPERATUUR IN CEL 1 EN CEL 2 EN DE BIJBEHORENDE WAARSCHIJNLIJKHEID		
Waarschijnlijkheid	Temperatuur in Cel 1	Temperatuur in Cel 2 (voeler)
[%]	[°C]	[°C]
10	-1,1	0,8 (8)
20	-1,0	0,9 (2)
30	-0,8	1,1 (4)
40	-0,7	1,5
50	-0,6	1,9
60	-0,5	2,3
70	-0,4	2,5 (5)
80	-0,3	2,6 (7)
90	-0,1	2,8 (1)

Tabel 3.6

Met behulp van tabel 3.6 is de waarschijnlijkheidsgrafiek - figuur 3.21 - opgebouwd. Het blijkt dat de temperatuur in cel 1 normaal verdeeld is, want de punten liggen nagenoeg op een rechte lijn. De temperatuur van cel 2 is niet normaal verdeeld. De lijn heeft twee duidelijke stukken. De voelers 5, 7 en 1 meten een hoge temperatuur, waaruit blijkt dat de linkerkant van cel 2 een hogere temperatuur heeft dan de rechterkant. De oorzaak was het onjuist functioneren van de linker verdamper.



Figuur 3.22

Stapelpatroon A verdient de voorkeur omdat de luchtverdeling in de cel homogeen is. Bij stapelpatroon B is de luchtsnelheid in de smalle spleten zeer laag wat aanleiding geeft tot een grote speling in het microklimaat.

Patroon A

De luchtsnelheid in iedere spleet is:

$$v_1 = \frac{\dot{m}}{s \cdot b_1 \cdot h \cdot \rho} = \frac{1}{5 \cdot 0,15 \cdot 2 \cdot 1,25} = 0,53 \text{ m/s}$$

waarin:

$\dot{m}$	luchtdebiet	[kg/s]
b_1	spleetbreedte	[m]
h	hoogte van de stapeling	[m]
ρ	dichtheid van de lucht	[kg/m ³]
s	aantal spleten	

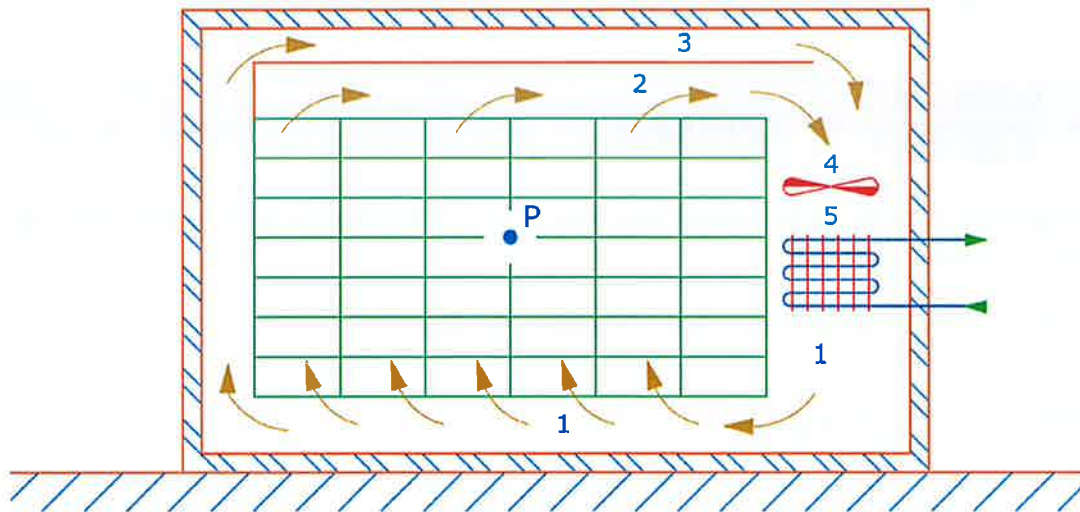
Deze snelheid is ruim voldoende om warmte en waterdamp uit de stapeling af te voeren zonder dat het microklimaat veel afwijkt van het macroklimaat.

Patroon B

We nemen aan dat het luchtdebiet onveranderd is. Helaas is de luchtsnelheid in de spleten nu niet direct met de volgende vergelijking te berekenen.

3.11 Toepassing van het h, x-diagram bij de berekening van een appelkoelcel

In een appelkoelcel worden 50 ton Jonathan appels bewaard bij $+2\text{ °C} \pm 0,5\text{K}$ en een relatieve vochtigheid van $90\% \pm 4\%$. Het vloeroppervlak bedraagt $10 \times 10\text{ m}$ en de hoogte is 4 m . We berekenen de circulatiehoeveelheid, de oppervlaktetemperatuur en het koelend oppervlak van de luchtkoeler, die nodig zijn om de voorgeschreven klimaatcondities te handhaven. De K-waarde van de isolatie van de koelcel, zie figuur 3.23, is $0,3\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.



Figuur 3.23 Kringloop van de lucht in een appelkoelcel

- 1-2 door product is $\Delta h/\Delta x = 2000\text{ kJ/kg}$
- 1-3 langs de wanden alleen warmte-opname
- 2-4 lucht uit product vermengt met lucht langs de wanden
- 3-4 lucht langs de wanden mengt met lucht door product
- 4-5 opwarming door koelerventilator
- 5-1 verandering in de luchtkoeler

Met de volgende vereenvoudigingen wordt rekening gehouden:

- a. de omgevingstemperatuur is overal gelijk, $T_u = +15\text{ °C}$;
- b. geen ventilatie, geen lampen en personen in de cel;
- c. $\frac{2}{3}$ deel van de circulerende lucht gaat door de stapeling en $\frac{1}{3}$ deel langs de wanden.

Onder de genoemde bewaarcondities, die in het punt P midden in de stapeling gehandhaafd moeten worden, geven de appels $0,615\text{ kg}$ vocht per ton per etmaal af en bedraagt de warmteproductie $13,72\text{ W/ton}$.

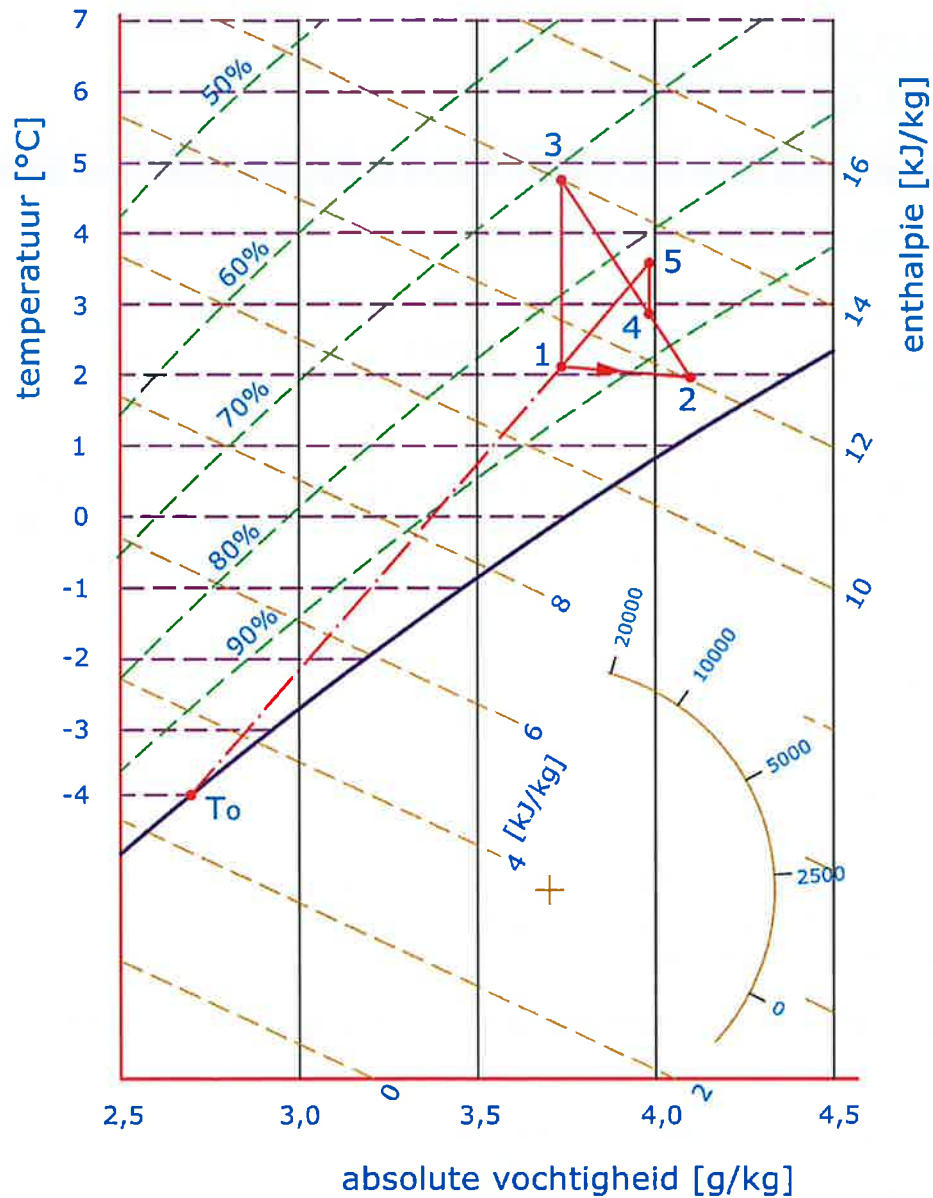
$$\dot{Q}_p = 50 \cdot 13,72 = 0,686\text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = \frac{50 \cdot 0,615}{24 \cdot 3600} = 0,356 \cdot 10^{-3}\text{ kg/s}$$

De richting van de toestandsverandering van de lucht die door de appelstapeling stroomt, wordt gegeven door:

$$h_3 = h_1 + \frac{\dot{Q}_w}{G_w} = 11,4 + \frac{1,4}{0,509} = 14,15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = \frac{G_w}{G} \cdot h_3 + \frac{G_p}{G} \cdot h_2 = \frac{1}{3} \cdot 14,15 + \frac{2}{3} \cdot 12 = 12,71 \text{ kJ/kg}$$



Figuur 3.24. Schema van een appelkoelcel met vals plafond en zogenaamde torenkoeler

De gemengde lucht gaat door de ventilator en neemt ventilatorwarmte op. De ventilatorwarmte volgt uit:

$$Q_{circ} = \frac{G \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta} \quad (3.27)$$

3.12 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 3

1. Bepaal de luchtcirculatie in een productstapeling als gegeven is:

- ingaande luchttemperatuur = 0 °C
- r.v. ingaande lucht = 90 %
- warmteproductie lading = 500 W
- vochtproductie lading = 0,0833 g/s
- luchtdruk = 101325 Pa
- klimaateis temperatuur $|T_{in} - T_{uit}| < 1$ K
- klimaateis r.v. $|\phi_{in} - \phi_{uit}| < 5$ %

Aanwijzing:

Bepaal de helling, bereken dx , bereken de luchtcirculatie, bereken dT , controleer of dx en dT binnen de eisen zijn en herhaal de stappen zonedig.

2. Bereken de centrumtemperatuur die optreedt in een rij kartonnen palletstapels met een tuinbouwproduct. De rij is 1 m breed, 2 m hoog en 5 m lang. In de lengterichting stroomt veel lucht langs de dichte palletdozen. Gegeven is:

- aanvoerluchttemperatuur = 5 °C
- warmteproductie = 32 W/ton
- bulkdichtheid van het product = 500 kg/m³
- warmtegeleidingcoëfficiënt product = 0,33 W/m·K
- warmtegeleidingcoëfficiënt karton = 0,06 W/m·K
- kartondikte = 3 mm
- warmteoverdrachtscoëfficiënt = 12 W/m²·K

3. Naast de rij pallets uit vraagstuk 2 staat nu een identieke rij pallets. De spleetbreedte tussen de rijen is 2 cm. De luchtsnelheid in de spleten bedraagt 1,6 m/s.

- a. Wat is de luchttemperatuur aan het eind van de palletrij (na 5 m), als de luchttemperatuur aan het begin van de spleet 5 °C is?
- b. Wat is dan redelijkerwijs de minimale en de maximale producttemperatuur in de gekoelde ruimte?

4. Het karton van de productstapels uit vraagstuk 2 (en 3) wordt voorzien van gaten. Hierdoor wordt de stapel geventileerd. De specifieke vochtafgifte van het product bedraagt $m_{spec} = 9,6 \cdot 10^{-7}$ kg/ton·Pa·s. De relatieve vochtigheid van de aanvoerlucht bedraagt 90%. De beschermingsgraad van de verpakking is 6,5. Verondersteld wordt dat de vochtafgifte over de breedte van de stapel (1 m) gelijkmatig is.

- a. Welke centrumtemperatuur wordt bereikt op 1 m in de stapel?
- b. Bepaal het verloop van de r.v. van de luchtstroom van het begin tot het eind van de stapel.
- c. Wat is ongeveer het vochtverlies van het product per maand in de eerste meter en de laatste meter van de productstapel gezien in de stromingsrichting?

waarin $w = \text{warm}$ en $k = \text{koud}$. Vanuit dit punt wordt de druk als functie van de hoogte x bepaald met de uitgebreide vergelijking van Bernoulli, die toegepast wordt in *de verticale richting*, over de koude en warme lucht. De uitgebreide vergelijking van Bernoulli luidt:

$$\Delta P + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \Delta(v^2) + \rho \cdot g \cdot \Delta x + \rho \cdot A_{wr} = 0 \quad (4.2)$$

waarin:

P	druk	[Pa]
ρ	dichtheid lucht	[kg/m ³]
v	luchtsnelheid	[m/s]
g	versnelling in zwaartekrachtveld	[m/s ²]
x	hoogte	[m]
A_{wr}	specifieke inwendige wrijving	[J/kg]

Omdat $v = 0$ en A_{wr} verwaarloosbaar is, geldt voor de koude zijde:

$$\left(\frac{\Delta x}{\Delta P}\right)_k = - \frac{1}{\rho_k \cdot g} \quad (4.3)$$

en voor de warme zijde:

$$\left(\frac{\Delta x}{\Delta P}\right)_w = - \frac{1}{\rho_w \cdot g} \quad (4.4)$$

Uit het h, x -diagram voor vochtige lucht blijkt dat de dichtheid van koude lucht groter is dan die van warme lucht, zodat:

$$\rho_k > \rho_w$$

$$\text{of } \frac{1}{\rho_k} < \frac{1}{\rho_w}$$

$$\text{of } - \frac{1}{\rho_k} > - \frac{1}{\rho_w}$$

$$\text{dus } \left(\frac{\Delta x}{\Delta P}\right)_k > \left(\frac{\Delta x}{\Delta P}\right)_w \quad (4.5)$$

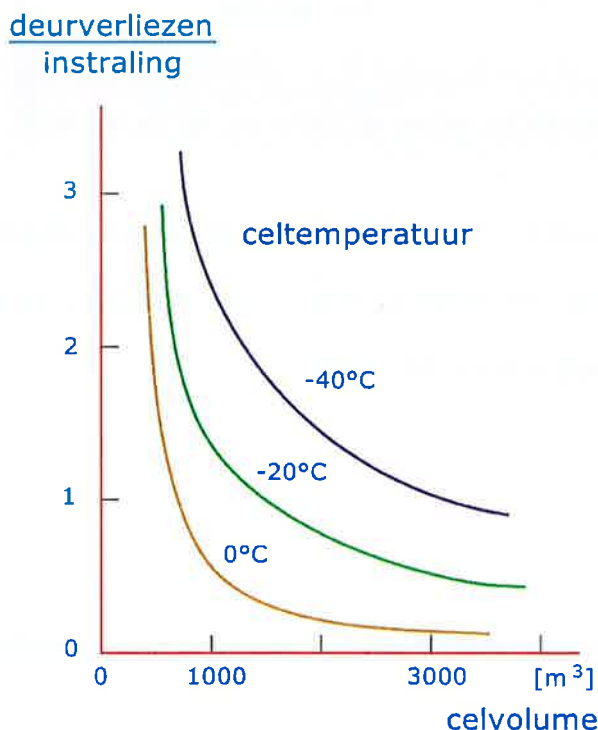
Dit resultaat betekent dat de verandering van de druk per meter van koude lucht groter is dan die van warme lucht, zoals in figuur 4.1 aangegeven is, waarbij de lijnen elkaar natuurlijk bij $x = \frac{1}{2} \cdot h$ snijden. De richting van de luchtstroom is uit de linker figuurhelft af te leiden. Voor de bovenste helft van de deur blijkt de druk aan de warme zijde groter te zijn dan die aan de koude zijde, zodat lucht naar binnen stroomt. Voor de onderste helft van de deur geldt het tegenovergestelde. Tamm heeft bewezen dat de ingaande volumestroom gelijk is aan:

$$\dot{V} = \frac{2}{3} \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h \cdot \left(1 - \frac{\rho_w}{\rho_k}\right)}{\left(1 + 2 \sqrt{\frac{\rho_w}{\rho_k}}\right)^3}} \quad (4.6)$$

De gemiddelde dagelijkse enthalpiebelasting bij een openingsduur van y uur van de deur is:

$$\dot{Q}_{vent} = \frac{y}{24} \cdot \dot{m} \cdot (h_u - h_i) \quad (4.12)$$

De deurverliezen worden meestal vergeleken met de warmte-instraling en/of ventilatorarbeid van de betrokken gekoelde ruimte. In figuur 4.2 is de verhouding deurverliezen/instraling uitgezet tegen het celvolume, indien de deur ($h = 2$ m, $b = 1$ m) 1 uur per dag geopend is.



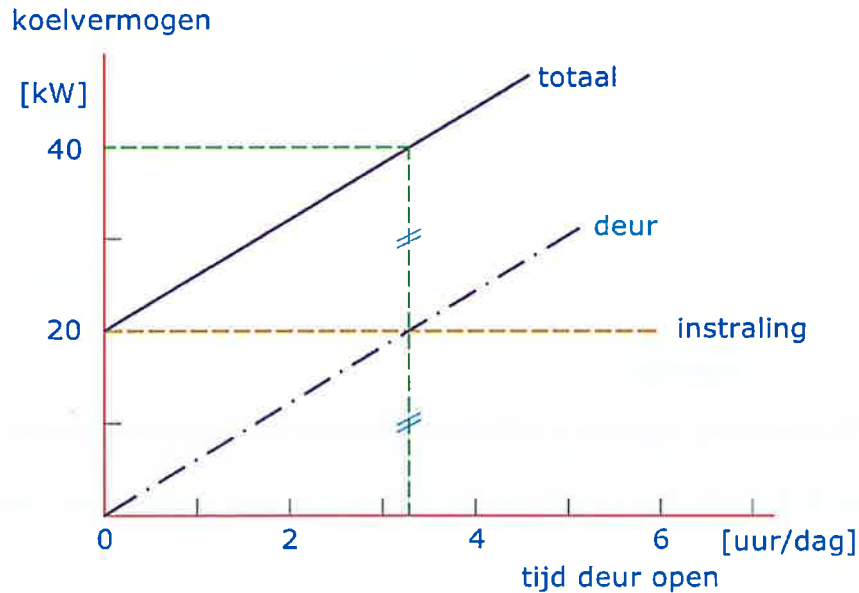
Figuur 4.2

Invloed van celvolume en -temperatuur op de deurverliezen/instraling.
Deur is 1 uur per dag open. De afmeting is $b \times h = 1\text{ m} \times 2\text{ m}$

De deurverliezen worden ontoelaatbaar groot bij kleine cellen en lage celtemperaturen. De conclusie is dat de deuropeningen aanzienlijk bijdragen tot het benodigde koelvermogen. Het verminderen van de luchtstroming met luchtgordijnen, flappen, sluizen en automatische schuifdeuren is van groot belang voor een optimale werking van een gekoelde ruimte.

Voorbeeld 4.1

Gevraagd wordt het koelvermogen te berekenen van een vriescel tijdens een periode dat (a) de deur steeds gesloten is en (b) de deur 1 uur per etmaal geopend is. De benodigde gegevens staan in figuur 4.3 vermeld.



Figuur 4.4. De tijd dat de deur open staat heeft grote invloed op het koelvermogen

4.4 Continu en intermitterend openen van deuren

Inloopverschijnselen zijn er de oorzaak van dat de ventilatiehoeveelheid bij intermitterend openen van deuren geringer is dan bij continu openen, bij even lange openingstijden. Het blijkt dat de luchthoeveelheid, bij continu openstaande deuren, met een correctiefactor moet worden vermenigvuldigd om de luchthoeveelheid bij intermitterend openen te bepalen:

$$\dot{m}_{intermitterend} = \emptyset \cdot \dot{m}_{continu} \quad (4.14)$$

Volgens Gosney en Olama is de correctiefactor gelijk aan:

$$\emptyset = \left\{ 1 - \frac{0,0112}{N_0^{0,26}} \right\} \cdot N_f^{0,1} \quad (4.15)$$

als $N_f = t_o/t_c$ (tijdverhouding, zie figuur 4.5) en

$$N_0 = \nu \cdot \frac{t_o}{h^2}$$

waarin:

ν	kinematische viscositeit	[m ² /s]
h	hoogte van de deur	[m]

Voorbeeld 4.2

Bereken de tijd nodig om een cel met een inhoud van 100 ton product op de volgende gasconcentraties te brengen: 4% zuurstof en 4% koolzuurgas. De koolzuurgasproductie is $P = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / (\text{t} \cdot \text{h})$; de stapeldichtheid is 250 kg/m^3 en de dichtheid van de producten is $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$.

Oplossing:

Het volume van de lucht in de CA-cel volgt uit het verschil tussen het volume van de lege cel en het volume van het product (het volume van het verpakkingsmateriaal wordt verwaarloosd):

$$V = V_{\text{cel}} - V_{\text{pr}} = \frac{100.000}{250} - \frac{100.000}{850} = 400 - 117,6 = 282,3 \text{ m}^3$$

De productie van zuurstof heeft een negatieve getalwaarde omdat zuurstof door de producten gebruikt wordt:

$$\begin{aligned} P(O_2) &= -1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / (\text{t} \cdot \text{h}) \\ P(CO_2) &= 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / (\text{t} \cdot \text{h}) \end{aligned}$$

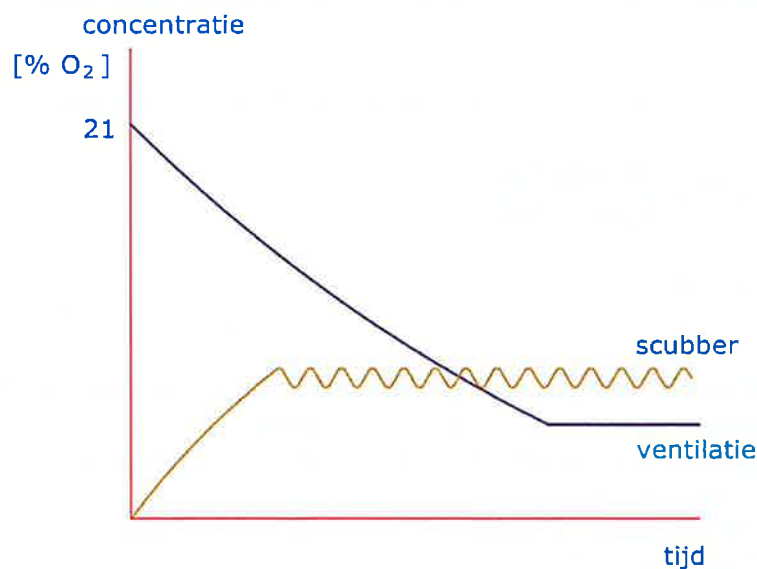
De gasconcentratieverschillen zijn:

$$\begin{aligned} \text{voor zuurstof} \quad C - C_0 &= 0,04 - 0,21 = -0,17 \text{ m}^3/\text{m}^3 \\ \text{voor koolzuurgas} \quad C - C_0 &= 0,04 - 0 = 0,04 \text{ m}^3/\text{m}^3 \end{aligned}$$

De tijdsduur om de juiste gasconcentraties te bereiken, zie figuur 4.6, volgt uit:

$$\text{voor zuurstof: } t = \frac{282,3 \cdot (-0,17)}{-1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 100} = 399,5 \text{ h} = 16,6 \text{ dag}$$

$$\text{voor koolzuurgas: } t = \frac{282,3 \cdot 0,04}{1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 100} = 94 \text{ h} = 3,9 \text{ dag}$$



Figuur 4.6

Bij een scrubcel daalt de zuurstofconcentratie geleidelijke naar een lage waarde. Na korte tijd zorgt de scrubber ervoor dat de koolzuurgasconcentratie constant blijft.

normale gasconcentraties 13,6 W/ton. Bij CA-
condities is de ademhalingsactiviteit een fractie van
13,6. Volgens de literatuur is de warmteproductie
bij 4% O₂; en 4% CO₂; $0,49 \times 13,6 = 6,64$ W/ton.

Deze warmteproductie komt overeen met een zuurstofverbruik van $1,20 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{t} \cdot \text{h}$
(want $1 \text{ W/t} \leftarrow \rightarrow 0,18 \text{ l} / \text{t} \cdot \text{h}$), dus de productie/tijdeenheid is:
 $P = -1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{t} \cdot \text{h}$

De ventilatiehoeveelheid volgt uit 4.17:

$$\dot{V} = \frac{-P \cdot m}{C_u - C_i} \quad (4.18)$$

De ventilatiehoeveelheid is voor dit voorbeeld:

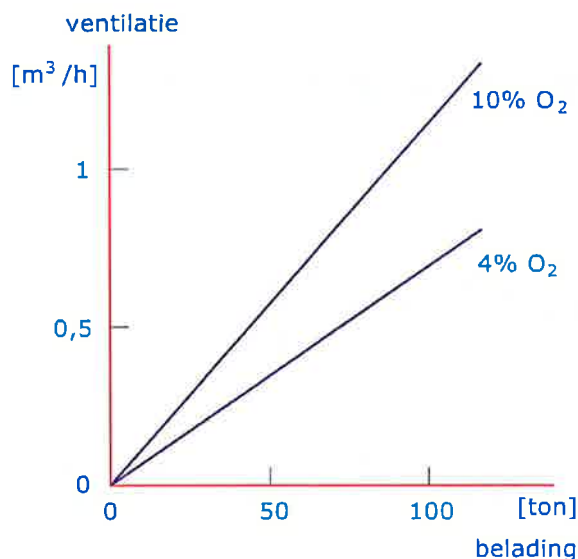
$$\dot{V} = \frac{-P \cdot m}{C_u - C_i} = \frac{1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{0,21 - 0,04} = 0,706 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (\text{i.v.m. zuurstof}) \quad (4.19)$$

Voor CO₂ kan eenzelfde balans worden opgemaakt; de getalwaarden zijn:

$$\begin{aligned} P &= +1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{t} \cdot \text{h} \\ C_u &= 0 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \\ C_i &= 0,04 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \end{aligned}$$

$$\text{De ventilatie is : } \dot{V} = \frac{-P \cdot m}{C_u - C_i} = \frac{-1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{0 - 0,04} = 3,0 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (\text{koolzuurgas}) \quad (4.20)$$

Dus bij een gescrubde CA-cel is zuurstof de beperkende factor, terwijl bij een gewone CA-cel koolzuurgas de beperkende factor is. Het verband tussen celcapaciteit, zuurstofconcentratie en ventilatiehoeveelheid wordt in figuur 4.8 aangegeven (geldt alleen voor het voorbeeld).



Figuur 4.8

De ventilatiehoeveelheid hangt af van het zuurstofpercentage in de cel en de belading.
Vooral voor scrubcellen kleiner dan 100 ton zijn de lekdichtheidseisen nogal zwaar.

Oplossing:
Voor $t = 3600$ s vinden we:

$$C_i = \left(0 - \frac{5,6 \cdot 10^{-6}}{0,0047}\right) e^{-0,0047 \cdot 3600 / 10} + 0 + \frac{5,6 \cdot 10^{-6}}{0,0047}$$

$$= 0,00097$$

$$= 0,09\%$$

4.8 De invloed van ongewenste luchtlekkage

Het is praktisch niet te vermijden dat in de wanden van een CA-cel enkele openingen voorkomen. Wanneer er een drukverschil bestaat over deze openingen dan zal er lucht doorheen kunnen stromen, waardoor een ongewenste en oncontroleerbare ventilatie optreedt. Als deze ventilatiehoeveelheid te groot is, kan het gewenste gaspercentage nooit gehaald worden. Er zijn zes verschillende oorzaken voor het ontstaan van een drukverschil over een wand van een CA-cel.

1. temperatuurverschillen tussen buitenlucht en cellucht;
2. de stuwdruk van de wind;
3. barometrische drukveranderingen van de buitenlucht;
4. temperatuurschommelingen in de cel;
5. drukverschillen die ontstaan voor en achter een werkende ventilator in de cel;
6. scrubber activiteit.

De 1e t/m de 4e oorzaak worden, als voorbeeld, verder uitgewerkt.

4.8.1 Temperatuurverschillen binnen en buiten

Het verschil tussen de binnentemperatuur en de buitentemperatuur is een drijvende kracht voor luchtlekkage. Indien er één lekopening in de ruimte is, zal op deze plaats stroming optreden tot het drukverschil vereffend is. Als er een tweede grotere opening is op x m boven de eerste opening, zal de luchtstroming naar binnen plaatsvinden door de bovenste opening en naar buiten door de onderste opening door drukverschillen als gevolg van dichtheidsverschillen aangenomen dat de binnentemperatuur lager is dan de buitentemperatuur.

De drukverschillen kunnen worden berekend met de vergelijking van Bernouilli:

$$\Delta p + \rho \cdot g \cdot x = 0$$

Indien de bovenste opening relatief groot is en weinig weerstand geeft, zal de druk over de onderste opening gelijk zijn aan:

$$\Delta p = p_{binnen} - p_{buiten} = (\rho_{binnen} - \rho_{buiten}) \cdot g \cdot x$$

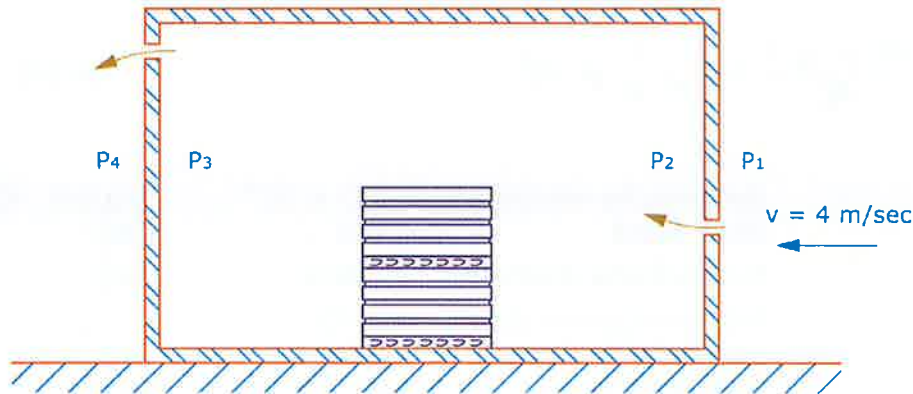
waarin:

ρ_{binnen}	dichtheid van de lucht binnen	kg/m^3
ρ_{buiten}	dichtheid van de lucht buiten	kg/m^3
g	versnelling	m/s^2
x	hoogteverschil	m

Voorbeeld 4.4

De ventilatiehoeveelheid in een CA-cel onder invloed van de wind.

Een CA-cel ($l = 10 \text{ m}$, $b = 8 \text{ m}$, $h = 5 \text{ m}$) heeft in loef- en lijzijde één spleetvormige opening met een lengte van $H \text{ m}$. De spleetbreedte is 1 mm en de spleethoogte, die gelijk is aan de dikte van de isolatie, is 10 cm . Bereken de ventilatiehoeveelheid (zie figuur 4.10).



Figuur 4.10

Berekening van de drukverschillen over een lekopening als gevolg van de wind.
De plaats van de lekopening in de wand is van groot belang omdat de stuwdrukfactoren nogal variëren over één wand

Met behulp van de stuwdruk en de factor wordt de overdruk P_1 berekend:

$$P_1 = +0,5 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,24 \cdot 4^2 = 4,96 \text{ Pa}$$

en

$$P_4 = -0,3 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = -0,3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,24 \cdot 16 = -3,0 \text{ Pa}$$

Stel verder dat $P_2 = P_3 = 1,0 \text{ Pa}$. (P_2 en P_3 kunnen berekend worden als de weerstand van de stapeling bekend is en de stroming in de cel alleen afhangt van de ventilatie). Het drukverschil $P_1 - P_2$ is de oorzaak van een luchtstroom de cel in.

De wet van Bernoulli wordt nu toegepast voor deze lekopening (de invloed van de lichtsnelheid is al in de stuwdruk verdisconteerd).

$$P_1 - P_2 = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_s^2 + K_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_s^2 \quad (4.21)$$

waarin:

λ	wrijvingsfactor	
L	spleethoogte = dikte van de wand	[m]
D_h	hydraulische diameter (2x spleetbreedte)	[m]
ρ	dichtheid van de lucht	[kg/m ³]
v_s	snelheid in de spleet	[m/s]
K_w	weerstandgetal	-

De wrijvingsfactor is afhankelijk van het Reynolds-kental. Als de stroming laminair is geldt:

4.8.3 Barometrische drukverschillen

Barometrische luchtdrukveranderingen kunnen 1000 Pa tot maximaal 5000 Pa bedragen. Dergelijke drukveranderingen zullen via lucht lekkage of overdrukkleppen worden vereffend, omdat de constructie niet tegen dergelijke drukveranderingen bestand is. Een luchtdrukverandering van 1000 Pa is ongeveer 1% van de gemiddelde barometer druk en leidt tot een dergelijk luchtlevolume van het koelcelvolume. Er geldt:

$$P \cdot V = \text{constant}$$

$$\text{Dus het lekvolume bedraagt } L_v = V \cdot \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

Voorbeeld 4.5

Bereken het gemiddelde lekdebiet na een barometerstijging van 100.000 naar 101.000 Pa in 5 uur aangenomen dat er geen restdrukverschil overblijft. Het celvolume is 282 m³.

Oplossing:

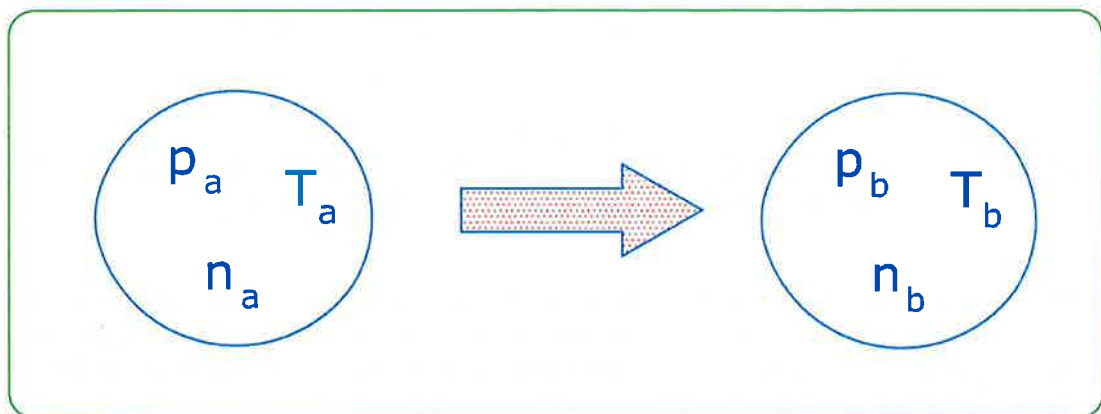
Het lekvolume bedraagt:

$$\begin{aligned} L_v &= V (p_1 - p_2) / p_1 \\ &= 282 (1000) / 100.000 \\ &= 2,82 \text{ m}^3 \text{ in 5 uur;} \end{aligned}$$

$$\text{dus } \phi_v = 0,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.8.4 Ventilatie door temperatuurschommelingen in een CA-cel

Als in een ruimte, temperatuur en druk veranderen, zal de hoeveelheid gas in de ruimte veranderen als er lekkage-openingen zijn. De verandering wordt beschreven door de algemene gaswet, zie figuur 4.12 :



Figuur 4.12. De algemene gaswet geldt ook voor lucht in CA-cel.

$$\frac{P \cdot V}{n \cdot R \cdot T} = \text{constant}$$

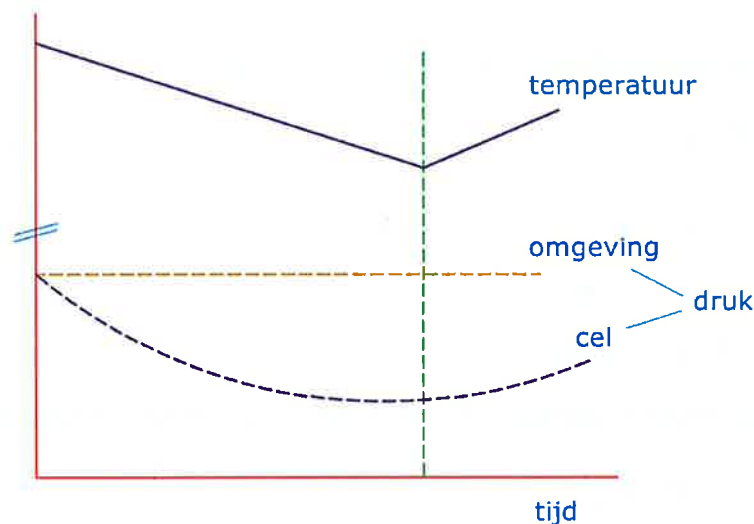
De temperatuur daalt vanaf $t = 0$ en gevraagd wordt hoe de druk daalt. Het gaat dus om de drukverandering per tijdsduur, ofwel:

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{d\left(\frac{n \cdot R \cdot T}{V}\right)}{dt}$$

Het is duidelijk dat de temperatuur en het aantal molen ook in de tijd veranderen. We gaan daarom de vergelijking partieel differentiëren naar de tijd:

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{n \cdot R}{V} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{R \cdot T}{V} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (4.28)$$

We nemen aan dat de cel zo groot is (> 10 ton) en de temperatuurveranderingen zo gering, dat n en T constant zijn. Verder stellen we dat de temperatuur lineair daalt met de tijd (zie figuur 4.14):



Figuur 4.14. Periodieke verandering van druk en temperatuur in een koelcel

$$\frac{dT}{dt} = A \quad (4.29)$$

De toename van het aantal molen in de cel, dn/dt , hangt af van het drukverschil over de lekopeningen, de snelheid van de lucht erin en de doorsnede ervan (het drukverschil bepaalt de snelheid):

$$\frac{dn}{dt} \equiv v_s \cdot F \quad (\equiv \text{evenredig met}) \quad (4.30)$$

275 tot 274 K). De wanddikte van de cel is 0,1 m. Bereken de druk in de cel na 10 minuten.

Oplossing:

De in te vullen getalwaarden zijn:

$$B = \frac{1,33 \cdot 0,002^2 \cdot 10^{-4}}{1,7 \cdot 10^{-5} \cdot 0,1} = 3,13 \cdot 10^{-4}$$

$$A = \frac{dT}{dt} = \frac{274 - 275}{600 - 0} = -1,66 \cdot 10^{-3} \text{ K/s}$$

$$V = 282,3 \text{ m}^3$$

$$n = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 282,3}{8,316 \cdot 275} = 12504 \text{ mol}$$

$$T = 275 \text{ K}$$

$$t_e = 600 \text{ s}$$

De drukval bedraagt na invulling van deze getalwaarden in 4.39:

$$P_u - P_e = -241,3 (e^{-1519} - 1) = 188,5 \text{ Pa}$$

Een temperatuurdaling van 1 K heeft, volgens de gegeven figuur 4.13, in een 100-tons CA-cel uit het voorbeeld, een ventilatiehoeveelheid van circa 0,5 m³ per daling tot gevolg. Als een temperatuurscyclus 1 uur duurt bedraagt de ventilatiehoeveelheid 0,5 m³/h. Deze hoeveelheid is nog net te aanvaarden omdat de grens bij 4% zuurstof ligt op 0,7 m³/h. Bijkomende andere invloeden kunnen veroorzaken dat de grens wel wordt overschreden zodat de gasconcentraties niet gehandhaafd kunnen worden.

Een direct gevolg van dit verhaal is dat:

1. de frequentie van de aan/uit-regeling van de verdamper zo klein mogelijk moet zijn; dus lange cyclustijden. Dit is mogelijk als de juiste verdamper-compressor-combinatie gekozen wordt;
2. de schakeldifferentie van de ruimtetemperatuurvoeler niet groter mag zijn dan 0,5 K;
3. een continue temperatuurregeling ($\Delta T = 0,1 \text{ K}$) een complete oplossing voor dit probleem zou zijn.

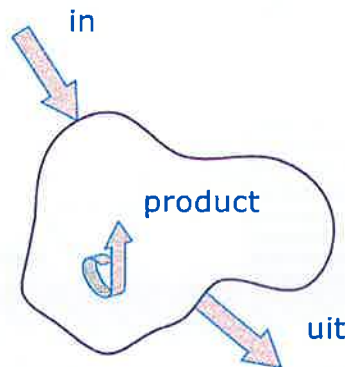
In enkele gevallen heeft men getracht dit probleem op te lossen door het volume van de ruimte variabel te maken door middel van een grote plastic zak ('long').

4.9 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 4

1. Bereken de warmtestroom door het deurverlies per etmaal met de vergelijking van Tamm en met de praktijkvergelijking voor een deur van 4 m breed en 3 m hoog. De omgevingstemperatuur bedraagt 20 °C de r.v. 60% en de condities in de koelruimte zijn -20 °C en de r.v. is 80%. De deur staat 3 uur per etmaal open.
2. In een vergaderzaal van 14 m lang en 14 m breed en een hoogte van 3 m nemen 100 personen plaats. De ventilatie bedraagt 1000 m³/h.
 - a. Wat is de CO₂-concentratie na 1, 2 en 3 uur, wat is de eindconcentratie? In de omgeving en bij aanvang is de CO₂ 400 ppm. De CO₂-productie per persoon bedraagt 0,018 m³/h.
 - b. Maak dezelfde berekeningen voor een ventilatie van 100 m³/h.
 - c. Maak de berekeningen van a en b voor de zuurstofconcentratie.
3. De luchtlekkage van een koelruimte wordt bepaald door de zogenaamde instationaire tracergasmeting. Hiertoe wordt de ruimte op een bepaalde gasconcentratie gebracht en vervolgens wordt de concentratie als functie van de tijd geregistreerd. Het volume is 30 m³ de beginconcentratie is 10% de omgevingsconcentratie is 0%. Na 70 min is de ruimteconcentratie 5%.
 - a. Bereken de lekstroom van de ruimte.
 - b. Maak dezelfde berekening indien de concentratie in de omgeving 1% bedraagt.
4. Teken het drukverloop ten gevolge van de dichtheidsverschillen over een wand van een vriescel met een lekopening:
 - a. hoog in de cel;
 - b. op de vloer;
 - c. op halve hoogte. *boven en onder de gaatje*
5. De temperatuur in een dichte CA-ruimte 2 K daalt in één uur en de onderdrukkleppen sluiten bij 75 Pa verschil. Het volume van de cel is 1000 m³ en de lading heeft een volume van 600 m³. Bereken de gemiddelde lekstroom of ventilatie gedurende het uur. $T_0 = 3^\circ \text{C}$.

In de stationaire toestand geldt per definitie (zie figuur 5.1):

$$\frac{\text{ophoping}}{\text{tijdeenheid}} = 0$$



Figuur 5.1. De stationaire energiebalans van systemen

Omdat in de vochtige lucht van een gekoelde ruimte geen productie van enthalpie optreedt is de productieterm 0. De balans vereenvoudigt tot: 0 = stroom in - stroom uit.

Hieronder zijn de factoren genoemd waaruit de 'stroom uit' en de 'stroom in' kunnen bestaan.

STROOM UIT = STROOM IN	
koelvermogen rijpvorming condensvorming ventilatie	instraling warmteproductie ventilatorarbeid ventilatie bevochtigers verwarmers vochtafgifte vochtdiffusie afkoeling

De warmtehoeveelheid die door het koudemedium dat door de koeler stroomt, wordt opgenomen (= koelvermogen) volgt uit de woordvergelijking (zie ook figuur 5.2):

$$\text{koelvermogen} = \text{stroom in} - \text{rijp/condensvorming} - \text{ventilatie uit}$$

DE ONDERVERDELING VAN DE 'STROOM UIT'	
naam	omschrijving
rijpvorming	de oppervlaktetemperatuur van de koeler is lager dan de cellucht. Als de oppervlaktetemperatuur veel lager is dan 0 °C zal waterdamp uit de vochtige cellucht als rijp op de koeler neerslaan.
condensvorming	indien de oppervlaktetemperatuur van de koeler hoger is dan 0 °C slaat waterdamp uit de cellucht neer in de vorm van condenswater.
ventilatie uit	cellucht stroomt de gekoelde ruimte uit als er ventilatie in is.
koelvermogen	warmtehoeveelheid die door het koudemEDIUM dat door de koeler stroomt wordt opgenomen.

Tabel 5.2

Uit de korte omschrijving van de factoren volgt voor iedere factor een vergelijking die de enthalpiestroom beschrijft. De vergelijkingen in tabel 5.3 gelden voor de stationaire toestand. Er is één uitzondering: de veldwarmte heeft betrekking op de semi-stationaire toestand. Tijdens het afkoelen van producten wordt veel enthalpie aan de cellucht afgegeven (warmte en vocht). De afgegeven warmte belast de koeler gedurende een tijdsduur maximaal.

Tijdens deze tijdsduur is de veldwarmte constant en kan gesproken worden van een stationaire toestand, mits slechts enthalpiestromen beschouwd worden.

Uitgedrukt in symbolen wordt de waterbalans:

$$W_{bev} + W_{pr} + W_{diff} + W_{vent \cdot in} = W_{vent \cdot uit} + W_{rijp/condens}$$

De hoeveelheid rijp of condens die per tijd op de koeler neerslaat is dus:

$$W_{rijp/condens} = W_{bev} + W_{pr} + W_{diff} + W_{vent (in-uit)}$$

In tabel 5.4 zijn de gebruikelijke vergelijkingen opgenomen, waarmee de vochtstromen berekend worden. Ontvochtigers komen niet vaak voor in een gekoelde ruimte.

VERGELIJKINGEN VAN VOCHTSTROMEN IN EN UIT	
STROMEN	VOCHT
STROOM IN	
bevochtigers (damp, water)	W_{bev}
vochtafgifte	$W_{pr} = m_{pr} \cdot \dot{m}_{spec} \cdot \Delta p_d$
vochtdiffusie	$W_{diff} = k_{diff} \cdot A \cdot (p_u - p_i)$
ventilatie in	$W_{vent, in} = m_{vent} \cdot x_u$
STROOM UIT	
rijpvorming	W_{rijp}
condens	$W_{condens}$
ventilatie uit	$W_{vent, uit} = m_{vent} \cdot x_i$

Tabel 5.4

5.2 Voorbeelden van de berekening van het bruto koelvermogen

Voordat de invloed van de looptijd van de koelmachine en de ontdooiing van de koeler op het koelvermogen wordt besproken, volgen enkele voorbeelden over het gebruik van de enthalpiebalans. De eerste drie hebben betrekking op de berekening van het koelvermogen voor:

1. een koelcel voor appels tijdens de bewaarperiode;
2. een vriescel met 'veldwarmte';
3. een kleine champignon-inkoelcel.

De resultaten worden samengevat in een overzichtstabel, waaruit blijkt welke factoren van gewicht zijn voor de berekening van het koelvermogen. Als waarschuwing tegen het automatisme volgt een extreem voorbeeld.

Voorbeeld 5.1

Bereken het koelvermogen van een koelcel voor appels tijdens de bewaarperiode (dus niet tijdens de afkoelperiode). De gegevens zijn in figuur 5.3 vermeld.

Enthalpie stromen uit

Allereerst wordt de waterbalans gemaakt, om de ijsvorming op de koeler te bepalen.

$$\dot{W}_p = 500 / (30 \times 24 \times 3600) = 1,929 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{\text{vent (in-uit)}} = m_{\text{vent}} \cdot \Delta x = 0,056 \times 0,00034 = 0,19 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{vocht}} &= (C_{\text{ijs}} - T_{\text{opp}} - r_o) \cdot (\dot{W}_{\text{pr}} + \dot{W}_{\text{vent}}) \\ &= (2,1 \cdot (-4) - 335) (1,929 \times 10^{-4} + 0,19 \times 10^{-4}) = -0,0727 \text{ kW} \end{aligned}$$

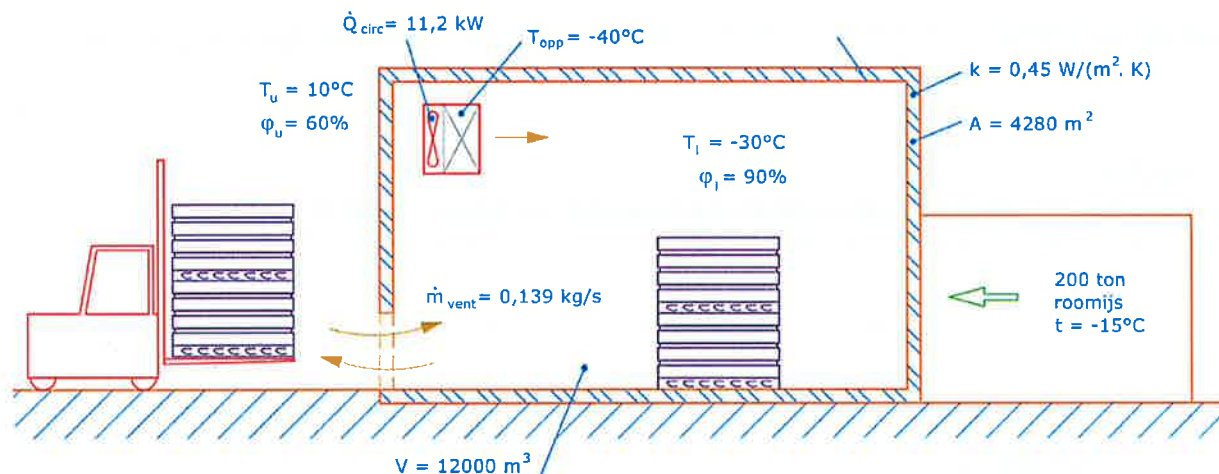
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{vent. uit}} &= m_{\text{vent}} \cdot h_i \\ &= 0,056 \cdot 13,52 = 0,759 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{Som van de uitgaande stromen} = 0,6863 \text{ kW}$$

$$\text{Koelvermogen } Q_o = \text{in-uitgaand} = 8,94 - 0,6863 = 8,25 \text{ kW}$$

Voorbeeld 5.2

Bereken het koelvermogen van een vriescel behorende bij een roomijsfabriek (zie figuur 5.4).



Figuur 5.4. Een vriescel voor roomijs

Per dag wordt 200 ton roomijs, met een temperatuur van -15°C , in de fabriek geproduceerd en opgeslagen in een vriescel waarvan de temperatuur van de lucht -30°C bedraagt. Tevens wordt per dag 200 ton roomijs (van -30°C) met vorkhefwagens uit de vriescel gereden, waardoor de deur 1 uur per dag open staat. Er stroomt gemiddeld $0,139 \text{ kg/s}$ droge lucht door de deur van buiten naar binnen, en natuurlijk ook in tegengestelde richting.

Oplossing:

Luchtcondities:

$$h_u = 21,52 \text{ kJ/kg}$$

$$x_u = 4,554 \text{ g/kg}$$

$$h_i = -29,63 \text{ kJ/kg}$$

$$x_i = 0,21 \text{ g/kg}$$

Enthalpie stromen in

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{in} &= k \cdot A \cdot (T_u - T_i) = 0,45 \times 28 \times 20 &= 0,25 \text{ kW} \\
 \dot{Q}_{pr} &= M_{pr} \cdot q_{pr} = 0,1 \times 0,45 &= 0,045 \text{ kW} \\
 \dot{Q}_{circ} &= &= 0,4 \text{ kW} \\
 \dot{Q}_{veld} &= M_{pr} \cdot c_{pr} \cdot \Delta T / \Delta t = 100 \times 3,85 \times 17 / 3600 &= 1,81 \text{ kW} \\
 \dot{Q}_{fust} &= M_{fust} \cdot c_{fust} \cdot \Delta T / \Delta t = 25 \times 1,3 \times 17 / 3600 &= 0,15 \text{ kW} \\
 \dot{Q}_{vocht,pr} &= c_w \cdot T_w \cdot \dot{W}_{vocht} = 4,19 \times 12 \times 1,39 \times 10^{-3} &= 0,069 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Totaal ingaande warmtestromen = 2,72 kW

Enthalpie stromen uit

$$\dot{Q}_{ijs} = (c_{ijs} \cdot T_{opp} - r_o) \cdot \dot{W}_{vocht} = (2,1 \times (-10) - 335) \cdot 1,39 \times 10^{-3} = -0,494 \text{ kW}$$

Koelvermogen

$$\dot{Q}_o = 2,72 + 0,494 = 3,21 \text{ kW}$$

N.B.

Er is geen rekening gehouden met afkoeling van de wanden. Een goede praktijk is de wanden van de ruimte vooraf af te koelen.

Overzicht van voorbeelden

Het aandeel van de factoren op het koelvermogen in de gekoelde ruimten wordt in tabel 5.5 weergegeven. Bij de appelkoelcel valt direct op dat de warmteproductie van de producten een ruim aandeel heeft in het koelvermogen. Dit geldt vrijwel altijd voor verse land- en tuinbouwproducten tijdens de bewaring. Instraling en ventilatorarbeid (= circulatie) komen op een gedeelte tweede en derde plaats. Tijdens de inkoelperiode van het product is de factor veldwarmte natuurlijk het grootst, zoals ook voor de roomijsvriescel en de champignon-inkoelcel geldt.

De veldwarmte neemt meestal 50 tot 80% van het koelvermogen in. Instraling en circulatie zijn ook nu met respectievelijk 16 en 10 bij de roomijsvriescel belangrijk. De berekende ventilatie (in-uit) is volgens enkele praktijkstudies veel te laag. In het voorbeeld zijn echter mogelijke andere oorzaken voor ventilatie verwaarloosd, bijvoorbeeld de invloed van de windsnelheid en temperatuurschommelingen in de cel als gevolg van de aan/uit-regeling.

Bij de champignon-inkoelcel valt de factor-combinatie vocht afgifte/ijscondens met 18 op. Meestal is de factor vochtafgifte/ijscondens verwaarloosbaar, maar voor bepaalde producten en inkoelprocessen is ze niet te verwaarlozen (zie bijvoorbeeld voorbeeld 5.4).

Het is aardig om het volumieke koelvermogen voor de drie voorbeelden te vergelijken, omdat dit kental vaak gebruikt wordt in vuistregels. Voor de roomijsvriescel is het erg laag (zie tabel 5.5), terwijl het voor de kleine inkoelcel voor champignons zeer hoog is. Het volgende voorbeeld toont aan dat soms bijzondere effecten optreden. In dit voorbeeld verwachten we dat het koelvermogen afneemt met toenemende temperatuur van de cellucht, omdat alle andere factoren, behalve de instraling gelijk zijn.

WAARDEFACTOREN IN VOORBEELD 5.4.				
enthalpiestroom		celtemperatuur		
		-20 °C	0 °C	4 °C
instraling		4,8	1,6	0,96
circulatie		1	1	1
vochtafgifte		-3,77	0	0,168
Σ stroom in	[kW]	2,03	2,6	2,128 (+)
rijp/condensvorming		-3,854	-3,434	0
Koelvermogen		5,884	6,034	2,128 (-)

Tabel 5.6.

5.3 De lamellen luchtkoeler

De lamellen luchtkoelers met gedwongen luchtcirculatie worden geselecteerd op het koelvermogen. Het koelvermogen is afhankelijk van veel factoren, die eenduidig gedefinieerd moeten worden. Daarom is in 1979 in Nederland de NEN 1876 uitgegeven, waarin de meetmethode van het koelvermogen onder berijpende omstandigheden nauwkeurig is gedefinieerd. Tegenwoordig is vooral de Cecomaf Eurovent norm van toepassing, daar komen we verder op terug.

DEFINITIES VAN KOELVERMOGENS
Bruto gemiddeld koelvermogen (Q_{om}) De gemiddelde warmtestroom die door het koudemedium in de luchtkoeler wordt opgenomen gedurende een bepaalde tijd.
Bruto momenteel koelvermogen (Q_o) De warmtestroom die door het koudemedium in de luchtkoeler wordt opgenomen op een bepaald tijdstip.
Nominaal koelvermogen (Q_{oo}) Het bruto momentele koelvermogen op het tijdstip dat een half uur na het begin van de koelperiode ligt.
Netto gemiddeld koelvermogen (Q_{nm}) De gemiddelde warmtestroom die de luchtkoeler gedurende een bepaalde tijd opneemt uit de lucht in de gekoelde ruimte.
Netto momenteel koelvermogen (Q_n) De warmtestroom die de luchtkoeler op een tijdstip opneemt uit de lucht in de gekoelde ruimte.
Droog koelvermogen (Q_o^*) Het bruto momentele koelvermogen van een luchtkoeler zonder rijp-/condensvorming.
Effectief koelvermogen (Q_e) Het netto gemiddelde koelvermogen gedurende de koelcyclus, rekening houdend met de schadelijke ontdooiwarmte.

Tabel 5.7.

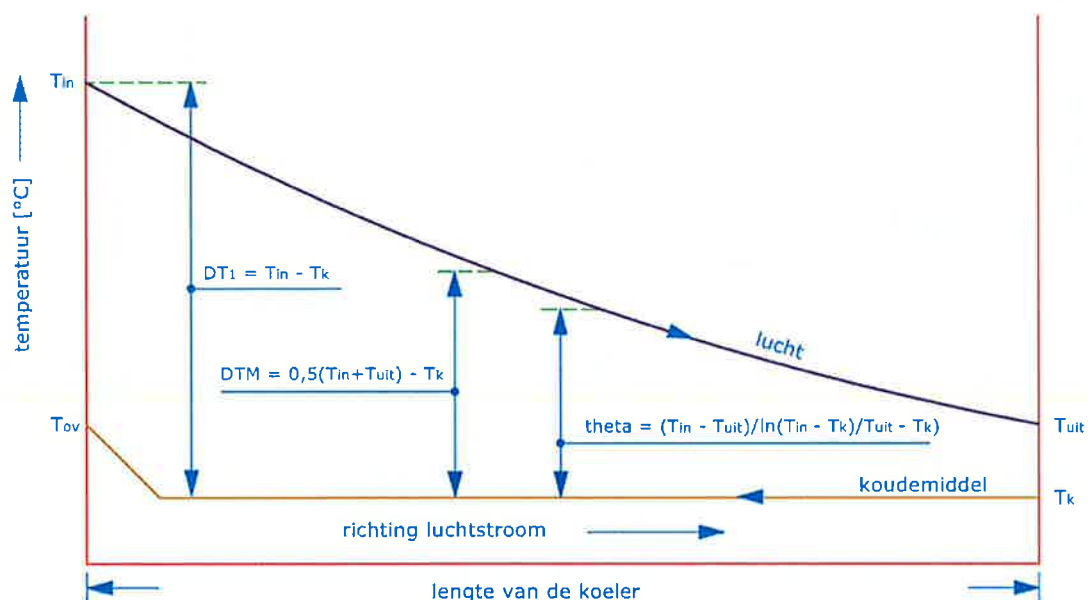
In tabel 5.8 staan de standaardcondities vermeld waarbij de metingen plaatsvinden. De relatieve vochtigheid van 85% is een compromis tussen de reëel optredende vochtigheid en een vochtigheid die binnen 5% is te regelen. Een hogere vochtigheid is erg moeilijk binnen enkele procenten te handhaven. Hetzelfde geldt min of meer voor de oververhitting. Een lagere oververhitting komt in de praktijk wel voor maar is lastig constant te houden.

STANDAARDCONDITIES VAN BERIJPENDE LUCHTKOELERS VOLGENS NEN 1876				
T-koeler in	Tverdamping	r.v.	$\Delta T_{\text{oververhitting}}$	(toepassing)
[°C]		[%]	[K]	
4	- 6	85	7	fruit
0	- 10	85	7	vlees
-18	- 28	85	7	diepvriesproducten
-30	- 40	85	7	vriestunnel
-30	- 40	mist	7	

Tabel 5.8

5.5 Temperatuurverschil

Het temperatuurverschil waarbij de koeler werkt wordt in de norm gedefinieerd als ΔT_1 , DT_1 of ΔT_{in} . Dit is het verschil tussen de ingaande luchttemperatuur voor de koeler en de verdampingstemperatuur van het koudemiddel. Deze keuze is gemaakt omdat deze waarde eenduidig kan worden geregeld onafhankelijk van bijkomende factoren. In catalogi zien we ook het vermogen opgegeven bij ΔT_{gem} (DTM). Dit is het gemiddelde temperatuurverschil min de verdampingstemperatuur ($DTM = (T_{\text{in}} + T_{\text{uit}})/2 - T_v$). Dit kan zeer verwarrend zijn. Een koeler met een bepaald vermogen bij $DT_1 = 10 \text{ K}$ is veel groter dan een koeler van hetzelfde vermogen bij $DTM = 10 \text{ K}$. Dit is ook goed te zien in figuur 5.8. Bij berekeningen gebruiken we het logaritmisch temperatuurverschil θ (zie elders), waarbij geldt $DT_1 > DTM > \theta$.



Figuur 5.8. Definitie van temperatuurverschillen

5.7 Het effectieve koelvermogen

Het zal duidelijk zijn dat een koeler onder berijpende omstandigheden tijdelijk meer vermogen heeft dan onder droge omstandigheden. Tijdens de ontdooicyclus vindt geen koeling plaats en komt zogenaamde schadelijke ontdooiwarmte vrij. Het effectieve koelvermogen is het gemiddelde netto koelvermogen gedurende een terugkerende periode van koelen en ontdooien. Het effectieve koelvermogen kan worden berekend uit het gemiddelde netto koelvermogen en de schadelijke ontdooiwarmte (zie figuur 5.9).

$$\dot{Q}_{eff} \cdot (t_d + t_k) = \dot{Q}_{nm} \cdot t_k - Q_{ds}$$

waarin:

t_d	= ontdooitijd	[s]
t_k	= koeltijd	[s]
Q_{ds}	= schadelijke ontdooiwarmte	[J]
$\dot{Q}_{nm}$	= gemiddelde koelvermogen tijdens de koeltijd	[W]

De schadelijke ontdooiwarmte Q_{ds} is het deel van de toegevoerde ontdooiwarmte dat niet voor het smelten en opwarmen van de rijp is gebruikt. De koeler moet dus het koelvermogen $\dot{Q}_{nm}$ kunnen leveren

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{nm} &= \dot{Q}_{eff} \frac{(t_d + t_k)}{t_k} + \frac{Q_{ds}}{t_k} = \left(\dot{Q}_{eff} + \frac{Q_{ds}}{t_k + t_d} \right) \cdot \frac{t_d + t_k}{t_k} = \\ &= (\dot{Q}_{eff} + Q_{ds} \cdot f) \cdot \frac{t_d + t_k}{t_k}\end{aligned}$$

waarin:

f	= ontdooifrequentie	1/s
-----	---------------------	-----

Het effectieve koelvermogen is het vereiste koelvermogen voor de gekoelde ruimte

$$\dot{Q}_{eff} = \dot{Q}_0$$

5.8 Schadelijke ontdooiwarmte

Om de schadelijke ontdooiwarmte te berekenen moeten we eerst de totaal toegevoerde ontdooiwarmte berekenen en vervolgens de nuttige ontdooiwarmte hiervan aftrekken. De nuttige ontdooiwarmte (Q_{dn}) kunnen we uit de vochtbelasting en het enthalpieverschil van de rijp en het dooiwater berekenen:

$$\begin{aligned}Q_{dn} &= \dot{W}_{ijs} \cdot \Delta h \cdot (t_d + t_k) = \dot{W}_{ijs} \cdot (h_w - h_{ijs}) \cdot (t_d + t_k) = \\ &= \dot{W}_{ijs} \cdot (c_w \cdot T_w - (c_{ijs} \cdot T_{opp} - r_0)) \cdot (t_d + t_k) \cdot\end{aligned}$$

De totale toegevoerde ontdooiwarmte is $Q_{dt} = \dot{Q}_d \cdot t_d$ zodat $Q_{ds} = Q_{dt} - Q_{dn}$.

Het ontdooirendement $\eta_d = Q_{dn}/Q_{dt}$. Deze waarde bedraagt bij vrij opgehangen koelers met elektrische ontdooiverwarming vaak ca 30%.

Als we de koeler selecteren uit de catalogus zouden we feitelijk een koeler met een nominaal vermogen moeten kiezen dat nog ca 7,5% a 10% hoger ligt dan $\dot{Q}_{nm}$ om het juiste effectieve koelvermogen ter beschikking te hebben.

STANDAARDCONDITIES VAN LUCHTKOELERS VOLGENS CECOMAF/EUROVENT CERTIFICERING					
Standaard- Conditie	T koeler in	Tverd	Toerververh	R.V.	Nominaal vermogen/ Standaardvermogen*)
	[°C]		[% DT1]		
SC 1	10	0	60	85	1,35
SC 2	0	-8	62	85	1,15
SC 3	-18	-25	71	95	1,05
SC 4	-25	-31	67	95	1,00

*) toeslag voor functioneren onder condities met condensatie/berijping

Tabel 5.9

Voorbeeld 5.5

Om een luchtkoeler te selecteren gaan we uit van de gekoelde ruimte uit voorbeeld 5.1. Het resultaat van de berekeningen van het koelvermogen in dit voorbeeld is 8,25 kW. Dit is het effectieve benodigde koelvermogen ($\dot{Q}_o = \dot{Q}_{eff}$). De luchttemperatuur in de cel is 3 °C aan de intrede van de koeler, de oppervlakte temperatuur van de koeler is -4 °C, de verdampingstemperatuur zal nog ca. 1 K lager zijn $T_v = -5$ °C. Het temperatuurverschil DT1 of $D_{tin} = 8$ K.

Om het koelvermogen te bepalen berekenen we:

$$\dot{Q}_{nm} = (\dot{Q}_{eff} + Q_{ds} \cdot f) \cdot \frac{t_d + t_k}{t_k}$$

De schadelijke ontdooiwarmte moet nu worden bepaald. We gaan uit van een ontdooiperiode van 1200 s, iedere 12 uur. Dus $f = 1/12 \times 1/3600 = 2,3 \cdot 10^{-5} [s^{-1}]$ en $t_d = 0,33$ h, $t_k = 11,66$ h

Stel de elektrische ontdooiing heeft een vermogen van 8,3 kW ($\approx$ het koelvermogen eventueel opnieuw met andere waarde uit catalogus).

De totale ontdooiwarmte is dan $Q_{dt} = \dot{Q}_d \cdot t_d = 8,3 \cdot 1200 = 9960$ kJ.

De nuttige ontdooiwarmte kunnen we vaststellen aan de hand van de vochtstroom die als rijp is neergeslagen en vervolgens wordt ontdooid.

$$\dot{W}_{ijs} = \dot{W}_{pr} + \dot{W}_{vent (in-uit)} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s} = 17,3 \text{ kg/dag.}$$

De enthalpie van de rijp van -4 °C bedraagt:

$$h_{ijs} = (c_{ijs} \cdot T_{opp} - r_0) = 2,1 (-4) - 335 = -343 \text{ kJ/kg}$$

Indien het dooiwater op 3°C wordt afgevoerd bedraagt de nuttige ontdooiwarmte :

$$\begin{aligned} Q_{dn} &= \dot{W}_{ijs} \cdot \Delta h \cdot (t_k + t_d) = \dot{W}_{ijs} \cdot (h_w - h_{ijs}) \cdot (t_k + t_d) = \\ &= 2 \cdot 10^{-4} \cdot (4,19 \cdot 3 + 343) \cdot 12 \cdot 3600 = 3071 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Er moet dus 3071 kJ nuttige ontdooiwarmte worden toegevoerd. Het ontdooirendement $\eta_d = Q_{dn}/Q_{dt} = 3071/9960 = 0,31$ en

$$Q_{ds} = Q_{dt} - Q_{dn} = 9960 - 3071 = 6889 \text{ kJ}$$

R404A / R507 normale rijp / normal frost = 0.5 mm RV / RH = 85%

Capaciteiten op DT1:

Hierbij zijn de capaciteiten gebaseerd op R404A directe expansie en op DT1. DT1 is het verschil tussen de luchttemperatuur aan de lucht-Intredezijde van de koeler en de verdampingstemperatuur. De verdampingstemperatuur is de verzadigingstemperatuur overeenkomend met de druk in de zuigketel van de koeler. De nominale capaciteiten zijn gebaseerd op een verdampingstemperatuur van -8°C en DT1 = 8K en op -25°C en DT1 = 7K en op lichtbenijping. Capaciteiten voor andere koudemedia en koudedragers zijn op aanvraag beschikbaar.

In onderstaande tabel zijn correctiefactoren aangegeven, afhankelijk van de ingaande luchttemperatuur en het temperatuurverschil DT1. De gevraagde capaciteit moet met een factor uit de tabel worden vermenigvuldigd, waarna met de aldus verkregen nominale capaciteit een koeler gekozen kan worden uit de selectietabellen.

Q nominaal = factor x Q gevraagd

DT1	Verdampingstemperatuur (°C) Evaporation temperature (°C)					
	0	-2.5	-5	-7.5	-10	-12.5
6		1.57	1.59	1.62	1.64	1.67
7		1.26	1.28	1.31	1.33	1.35
8		1.05	1.07	1.09	1.11	1.13
9			0.91	0.93	0.95	0.96
10			0.79	0.81	0.82	0.84
11			0.70	0.71	0.72	0.74
12			0.62	0.64	0.65	

Prijzen op aanvraag i.v.m. afwijkende circuits
Prices on request due to divergent circuits

Lamelafstand 7 mm / Finspacing 7 mm:

Capaciteiten / Capacities DVS

Type DVS	ventilator fan	4-polige motor 4-pole motor						nomi- nom	oppervlak surface	inhoud internal volume	gewicht weight	afmetingen / dimensions			
		DTM = 7K lucht gemidd. -12°C air mean -12°C	DT1 = 8K lucht in = 0°C air on = 0°C	DTM = 7K lucht gemidd. -18°C air mean -18°C	DT1 = 7K lucht in = -16°C air on = -16°C	luchttoevoerheid air volume	Geluidniveau* Sound level	L				H	B	E1	
															kW
61407	Ø400	5.2	4.7	4.8	3.7	3440	57	34	9	90	1056	420	1380	656	
81407	Ø400	6.8	5.9	6.3	4.7	3360	57	45	12	105	1066	420	1580	656	
61457	Ø450	7.5	7.1	6.6	5.6	5200	61	45	12	105	1056	520	1430	656	
81457	Ø450	9.7	8.6	8.5	6.2	5060	61	60	16	120	1056	520	1630	656	
61507	Ø500	11.1	10.4	10.2	8.2	7540	64	67	17	135	1366	520	1480	956	
81507	Ø500	14.2	12.5	12.9	10.0	7400	64	90	23	160	1356	520	1680	956	
61587	Ø560	15.8	14.8	14.5	11.2	10640	67	93	22	165	1456	620	1540	1056	
81587	Ø560	20.7	18.1	18.0	13.8	10470	67	125	31	200	1456	620	1740	1056	
61837	Ø630	18.9	17.8	17.6	13.6	13000	69	112	28	190	1456	720	1610	1056	
81837	Ø630	25.1	22.1	22.7	16.4	12790	69	150	37	225	1456	720	1810	1056	

62407	Ø400	10.5	9.9	9.7	7.6	6870	60	67	17	150	1656	420	1380	1256
82407	Ø400	13.6	12.1	12.5	9.4	6710	60	90	22	175	1656	420	1580	1256
62457	Ø450	14.8	14.1	13.2	11.1	10390	64	90	22	175	1656	520	1430	1256
82457	Ø450	19.3	17.2	17.1	12.3	10100	64	120	28	205	1656	520	1630	1256
62507	Ø500	21.9	20.7	20.3	16.3	15080	67	134	33	235	2256	520	1480	1856
82507	Ø500	28.4	25.1	25.9	20.0	14800	67	179	45	280	2256	520	1680	1856
62567	Ø560	31.4	28.6	28.9	22.3	21280	70	186	46	285	2456	620	1540	2056
82567	Ø560	41.4	36.2	35.9	27.5	20930	70	249	61	350	2456	620	1740	2056
62637	Ø630	38.5	36.1	35.1	27.1	25990	72	224	56	335	2456	720	1610	2056
82637	Ø630	50.0	44.0	45.5	32.7	25570	72	288	74	400	2456	720	1810	2056

Tabel 5.10 Selectietabel voor luchtkoelers

In tabel 5.11 en 5.12 staan twee koelers aangegeven die ook aan de eisen voldoen en direct met het selectieprogramma kunnen worden gevonden.

Uit het voorbeeld blijkt dat bij de toegepaste elektrische ontdooiing, het verschil tussen effectief en netto koelvermogen $(8,65 - 8,25) = 0,4 \text{ kW}$, dat wil zeggen slechts 5% is van het koelvermogen Q_0 . Uit het oogpunt van klimaatbeheersing is deze methode van ontdooien niet optimaal en tevens energieverspilling.

Het is aan te bevelen de ontdooicyclus door drukverschilopnemers te laten starten, want het drukverschil over de koeler neemt toe vanwege rijpafzetting. Het automatisch beëindigen van de ontdooicyclus is mogelijk met een thermostaat. Tijdens de ontdooiing zijn de koelerventilatoren natuurlijk gestopt, zodat de drukverschilopnemers hun eventuele functie niet kunnen vervullen. Meestal beëindigt men de ontdooicyclus na een met een tijdklok ingestelde tijdsduur. Vervolgens laat men de koelmachine ongeveer 1 minuut lopen om het koelerblok en de lucht in de koeler af te koelen. Pas daarna komen de ventilatoren bij. Deze regeling voorkomt dat warme en vochtige lucht bij het onmiddellijk in werking treden van de koelerventilatoren de cel wordt ingeblazen, waarbij condensatie op de producten kan optreden.

Voorbeeld 5.6

Tot nu toe is alleen rekening gehouden met de schadelijke ontdooiwarmte. De invloed van noodzakelijke spertijden is echter veel groter. Stel dat voor de koelcel van dit voorbeeld een spertijd van 4 uur ingesteld is. Het effectieve koelvermogen is:

$$\dot{Q}_{\text{eff}} = (8,25 + 6889 \times 2,3 \cdot 10^{-5}) \cdot 24/19,33 = 10,43 \text{ kW}$$

De nominale capaciteit van de koeler is dan:

$$\text{nom. cap.} = 10,43 \cdot 1,1 = 11,47 \text{ kW}$$

De keuze valt nu één type groter uit op 12,5 kW zoals tabel 5.10 laat zien.

5.9 Energieverbruik

Het energieverbruik van een gekoelde ruimte is de som van het stroomverbruik van de volgende apparaten.

1. elektrische aandrijfmotor van de compressor;
2. koelerventilatoren;
3. condensorventilatoren;
4. verlichting, heaters, vloerverwarming, enz.;
5. elektrische ontdooiing;
6. pompen voor koudemedium.

Een aantal factoren komt in zekere mate dubbel voor in de berekening van het energieverbruik. De koelerventilatoren nemen bijvoorbeeld direct elektrische energie uit het net op. Deze elektrische energie komt als warmte in de cellucht vrij en belast daardoor de koeler, wat weer elektrische energie vraagt om de compressor te laten werken.

5.10 Vragen en opdrachten bij hoofdstuk 5

1. Bereken het benodigde koelvermogen van een gekoelde ruimte, waarbij de belasting uitsluitend bestaat uit ventilatie met omgevingslucht.

Het ventilatiedebiet is $360 \text{ m}^3/\text{h}$

$T_u = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; r.v. $\phi_u = 50\%$

$T_i = -25 \text{ }^\circ\text{C}$; r.v. $\phi_i = 80\%$

$T_{\text{koeleropp}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$

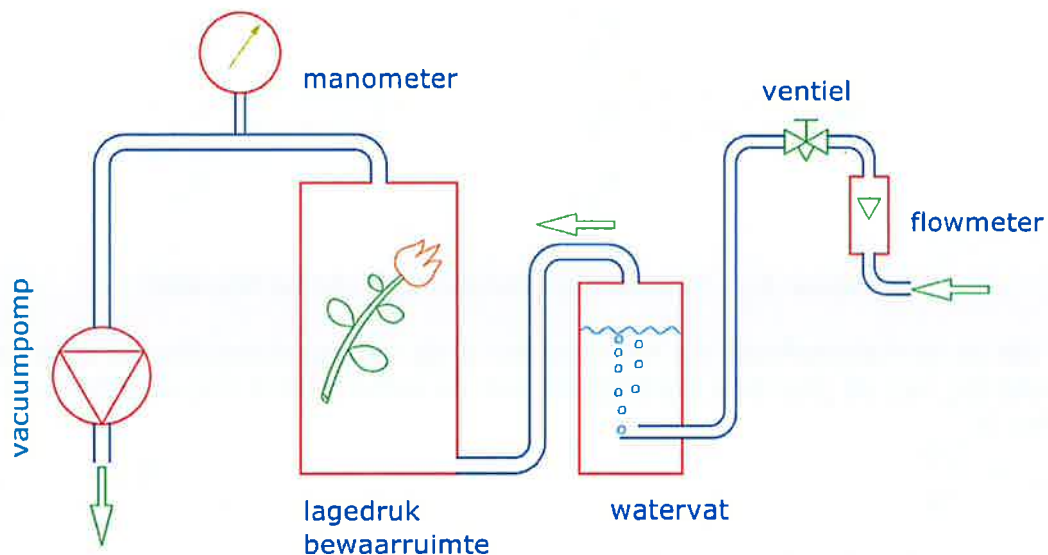
2. Bereken het koelvermogen van een gekoelde ruimte met 100 ton product, waarbij de warmtebelasting uitsluitend bestaat uit het vochtverlies door het product van 1% per maand. De ruimtetemperatuur is $4 \text{ }^\circ\text{C}$ en de oppervlaktetemperatuur van de koeler is $-2 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. In een koelruimte met CA-bewaring wordt 25 ton (bewaar)appels bewaard bij een temperatuur van $5 \text{ }^\circ\text{C}$, 95% relatieve luchtvochtigheid (langsstroombewaring) en 4% CO_2 . De afmetingen van de ruimte zijn $6 \times 4 \times 4 \text{ m (lxbxh)}$. De omgevingstemperatuur is $20 \text{ }^\circ\text{C}$, de r.v. in de omgeving bedraagt 80%, het CO_2 percentage is nul en de barometerdruk is 101325 Pa.

Het circulatievoud in de koelcel is $20 \text{ m}^3/\text{m}^3\text{h}$ en het drukverschil over de ventilator bedraagt 50 Pa. Het ventilatorrendement is 10%. De isolatiewaarde van de cel is $0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$. De invloed van de vloer mag verwaarloosd worden. De oppervlaktetemperatuur van de koeler is $-1 \text{ }^\circ\text{C}$.

- a. Bereken de warmtebelasting door het product, de circulatie en de transmissie in de stationaire toestand met in acht name van de ventilatie van 2 kg/h .
 - b. Bereken het totale vereiste koelvermogen.
4. In een koelruimte wordt een lading van 200 ton rode pruimen bewaard bij een temperatuur van $1 \text{ }^\circ\text{C}$ en 96-97% relatieve luchtvochtigheid. De afmetingen van de ruimte zijn $12 \times 12 \times 4 \text{ m (lxbxh)}$.
 - a. Bereken de transmissiewarmte bij een omgevingstemperatuur van $18 \text{ }^\circ\text{C}$ en een grondtemperatuur van $10 \text{ }^\circ\text{C}$ als de k waarde rondom $0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ bedraagt.
 - b. Op het dak vindt een extra warmtetransmissie plaats door zonnestraling met een stralingssterkte van 400 W/m^2 . (absorptiecoëfficiënt $\alpha = 0,8$; en $\sigma = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$). Welke extra warmtebelasting treedt op. $\epsilon = 0,8$
 - c. Bereken het totale benodigde koelvermogen voor het afvoeren van transmissiewarmte, warmteproductie, vochtproductie enz. De ventilator heeft een elektrisch vermogen van 2000 W. Verder is de oppervlaktetemperatuur van de koeler $-4 \text{ }^\circ\text{C}$.
 - d. Tweemaal per etmaal wordt ontdooid gedurende 0,6 uur; de ontdooiwerarming is 20 kW en het drainwater wordt op 5°C afgevoerd. Geef aan wat het koelvermogen van de luchtkoeler moet zijn om de condities te kunnen handhaven.
 - e. Indien dezelfde condities als onder D gelden, en dat bovendien een spertijd van 3 uur per etmaal van toepassing is, aan welk koelvermogen moet de luchtkoeler dan voldoen?

producten te beperken. Bij het vacuümkoelen verdampt er namelijk 1% water uit het product per 6 K temperatuurdaling. Door besproeien wordt dit vochtverlies enigszins voorkomen.



Figuur 6.2. Schema van een hypobarisch bewaarsysteem. Het probleem is de bevochtiging en lekopeningen

Het nat maken van houten verpakkingsmaterialen, vooral nieuwe kisten en laadborden, wordt toegepast om de wateraantrekkende eigenschappen van dit materiaal te verkleinen. Hierdoor wordt bereikt dat de relatieve vochtigheid in de ruimte niet nadelig wordt beïnvloed door de watersorptie van hout. Bij het ontwerpen van een gekoelde ruimte is van belang van te voren te weten of bevochtigers noodzakelijk zijn. In de volgende paragraaf wordt een eenvoudige methode beschreven om de relatieve vochtigheid in het macroklimaat van een gekoelde ruimte te berekenen.

6.2 Theorie

Bij de berekening van de relatieve vochtigheid nemen we aan:

1. dat de luchttemperatuur in de ruimte T_i is;
2. het verdamperoppervlak nat is;
3. de oppervlaktetemperatuur van de verdamper constant en op iedere plaats dezelfde waarde heeft T_{opp} .

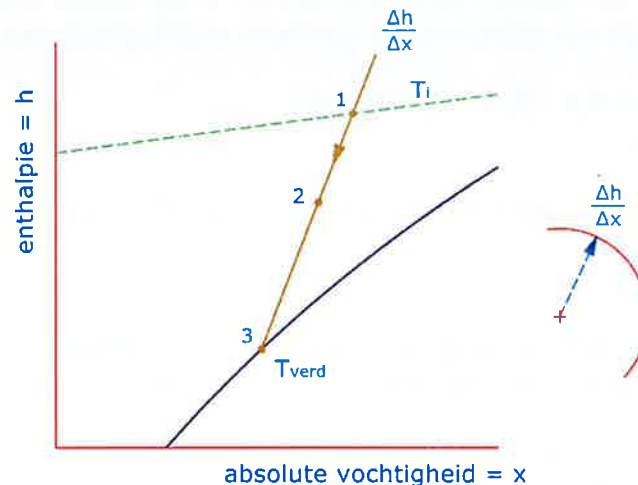
In de stationaire toestand verandert het klimaat in de gekoelde ruimte niet. De warmte en het vocht die in de lucht komen worden door de luchtkoeler weer afgevoerd. De enthalpie die de cellucht instroomt bestaat voornamelijk uit:

Instraling + ventilatorarbeid + verwarmingsbronnen + warmteproductie van de producten + ventilatie (in-uit) = ΣQ

De verandering van de enthalpie van de lucht tijdens het doorstromen van de luchtkoeler, zie figuur 6.3, is bij benadering:

Punt 2 in het h, x -diagram stelt het mengpunt voor. Zoals figuur 6.5 aangeeft zijn er veel lijnen die door punt 3 gaan, maar de enig juiste lijn voldoet aan de voorwaarde $\Delta h / \Delta x = \Sigma \dot{Q} / \Sigma \dot{W}$. De relatieve vochtigheid in de gekoelde ruimte wordt dus gevonden met de volgende werkwijze:

1. Geef de temperatuur van het luchtkoeloppervlak in het h, x -diagram aan met een punt op de verzadigingslijn.
2. Trek door dit punt een rechte welke richting $\Delta h / \Delta x = \Sigma \dot{Q} / \Sigma \dot{W}$ heeft.
3. Het snijpunt van de rechte $\Delta h / \Delta x$ en de isotherm T_i , geeft onmiddellijk de relatieve vochtigheid.

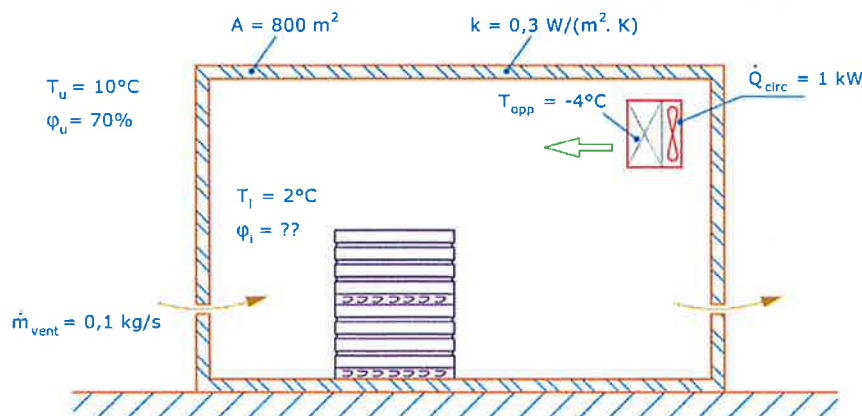


Figuur 6.5. De toestandsverandering in het h, x -diagram

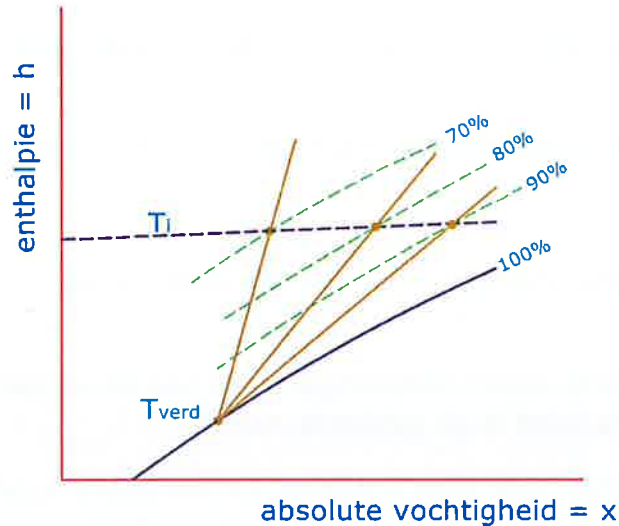
De bovenstaande werkwijze is alleen mogelijk voor gekoelde ruimten waarvoor geldt dat de vochtafgifte van het product de vochtdiffusie door de wanden en de ventilatie constant zijn. Deze vochtstromen zijn namelijk afhankelijk van de relatieve vochtigheid in de gekoelde ruimte waardoor het niet mogelijk is $\Sigma \dot{W}$ te berekenen omdat de relatieve vochtigheid onbekend is. Voordat de oplossing voor dit probleem gegeven wordt, berekenen we eerst de relatieve vochtigheid in een koelcel waarin alleen ventilatie van betekenis is op de relatieve vochtigheid.

Voorbeeld 6.1

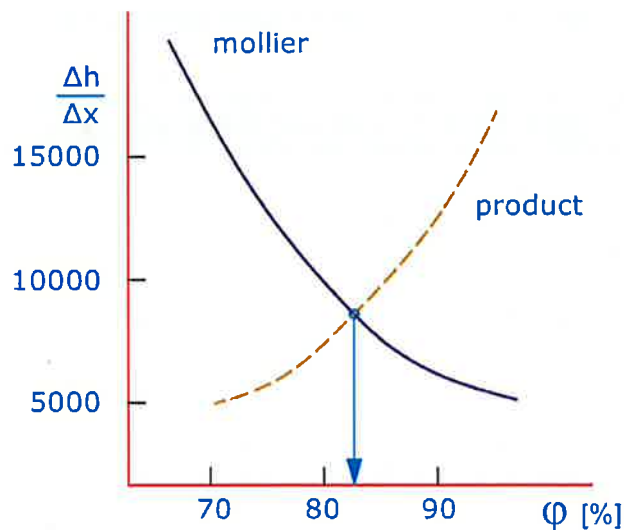
Bereken de relatieve vochtigheid in de koelcel van figuur 6.6.



Figuur 6.6 Voorbeeldberekening relatieve vochtigheid in een koelcel zonder vochtafgevend producten



Figuur 6.7a. In het h, x -diagram is $\Delta h/\Delta x$ eenvoudig af te lezen van iedere oppervlakte temperatuur van de koeler.



Figuur 6.7b. De relatieve vochtigheid is het snijpunt van twee lijnen. Eén lijn volgt uit het h, x -diagram, de andere uit product- en gebouwgegevens.

De vochtafgifte van het product volgt uit:

$$\dot{W}_{pr} = \dot{m}_{spec} \cdot M \cdot (p_s - p) \quad (6.4)$$

waarin het dampdrukdeficit $(p_s - p) = \Delta p$ de vochtafgifte bepaalt. Bij de theoretische berekening van de relatieve vochtigheid is tot nu toe uitgegaan van de vochtigheid in het macroklimaat, dus het klimaat rondom de stapeleenheden. In de verpakking zal de relatieve vochtigheid meestal groter zijn en het dampdrukdeficit kleiner dan rondom de verpakking. Als vuistregel kunnen we aannemen dat:

6.3 Factoren die de r.v. beïnvloeden

Achtereenvolgens wordt besproken de invloed van:

1. de koelertemperatuur;
2. de omgevingstemperatuur;
3. de belading van de gekoelde ruimte;
4. geopende deuren of ventilatie;
5. plaats koelerventilator.

6.3.1 Koelertemperatuur

In tabel 6.1 is voor de koelcel van figuur 6.6 aangegeven welke relatieve vochtigheid ontstaat bij andere koelertemperaturen dan $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Het blijkt dat de relatieve vochtigheid toeneemt als het temperatuurverschil tussen koeler en cellucht geringer wordt. Het TV is van groot belang voor de relatieve vochtigheid.

6.3.2 Omgevingstemperatuur

De omgevingstemperatuur bepaalt de instraling en daardoor ΣQ . Tabel 6.2 geeft de relatieve vochtigheid bij enkele omgevingstemperaturen. Bij een omgevingstemperatuur van $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ hoeft de koeler niet te werken; een verwarming moet dan worden geplaatst om de gewenste celtemperatuur te handhaven. De omgevingstemperatuur blijkt bij dit voorbeeld grote invloed te hebben op de relatieve vochtigheid. Bij lage buitentemperaturen neemt de relatieve vochtigheid in de koelcel toe.

RELATIEVE VOCHTIGHEID IN EEN KOELCEL ONDER INVLOED VAN DE KOELERTEMPERATUUR			
Temperatuur koeler	Temperatuur cellucht	TV Verschil	relatieve vochtigheid
[$^{\circ}\text{C}$]		[K]	[%]
0	2	2	88
-2	2	4	80
-4	2	6	75
-8	2	10	70
-18	2	20	70

Tabel 6.1

RELATIEVE VOCHTIGHEID IN EEN KOELCEL EN DE OMGEVINGSTEMPERATUUR (TV = 6 K).		
Temperatuur omgeving	Temperatuur koeler	relatieve vochtigheid
[$^{\circ}\text{C}$]		[%]
20	0	85
10	0	87
0	0	92
20	-4	70
10	-4	75
0	-4	88
20	-18	40
10	-18	70
0	-18	89

Tabel 6.2

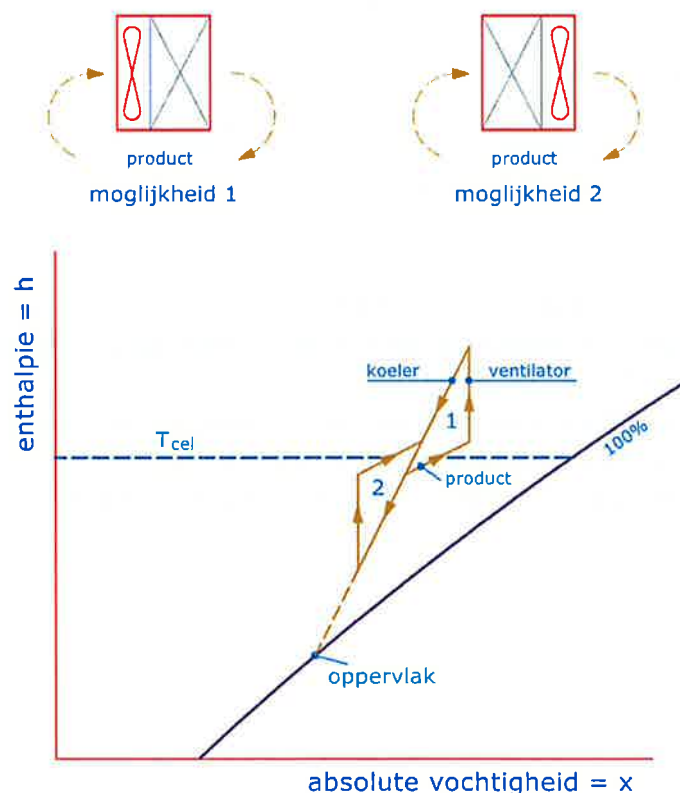
RELATIEVE VOCHTIGHEID IN DE GEKOELDE RUIMTE EN VENTILATIE		
Omgevings-temperatuur	relatieve vochtigheid zonder ventilatie	relatieve vochtigheid met ventilatie
[°C]	[%]	
20	70	87
10	75	79
0	88	84

Tabel 6.3

6.3.5 Plaats van de ventilator

De theorie voor de berekening van de relatieve vochtigheid in een gekoelde ruimte zoals deze beschreven is, maakt van een aantal aannamen gebruik waarin in de praktijk zeker niet voldaan kan zijn. Bijvoorbeeld is, onder alle omstandigheden, de koelertemperatuur constant genomen en is geen rekening gehouden met de aan/uit-regeling van de koeler. De berekening is dan ook niet in staat om de relatieve vochtigheid in een gekoelde ruimte enigszins nauwkeurig te benaderen. Wel zijn tendensen aan te geven. Bijvoorbeeld: heeft de plaatsing van de koelerventilatoren invloed op de relatieve vochtigheid in de gekoelde ruimte?

Figuur 6.9 toont twee situaties, in de eerste perst de koelerventilator de lucht door de koeler en in de tweede zuigt de ventilator. In het h, x -diagram is getekend dat de relatieve vochtigheid bij de tweede situatie het laagst is.



Figuur 6.9. Het effect van de plaatsing van de koelerventilator op de relatieve vochtigheid. Mogelijkheid 2 geeft iets lagere relatieve vochtigheid

Hoofdstuk 7 VOCHTDIFFUSIE DOOR WANDEN

7.1 Inleiding

Vochtdiffusie door wanden van een gekoelde ruimte heeft geen belangrijke invloed op het koelvermogen (zie hoofdstuk koelvermogen), omdat de betrokken enthalpiestromen zeer gering zijn. Toch is het verschijnsel van belang voor een correcte werking van de isolatie, want ergens in de isolatie ligt de temperatuur beneden het dauwpunt, zodat condensatie of ijsvorming kan optreden. Water en ijs in de isolatie vernietigen de isolatiewaarde, terwijl bovendien de isolatieplaten veel zwaarder worden wat kan leiden tot instortende plafonds.

Vochtdiffusie door wanden moet dus voorkomen worden door het aanbrengen van dampwerende lagen of het toepassen van dampdichte isolatiematerialen. Tot nu toe is de tweede mogelijkheid alleen te realiseren met foamglas.

7.2 Berekening van waterdampstromen

Bij waterdampdiffusie door een wand is de stofoverdrachtscoëfficiënt zo groot, dat de overdracht van lucht naar wand geen weerstand oplevert. De waterdampstroom volgt met deze voorwaarde uit:

$$\dot{m} = A \cdot \frac{D}{d} (C_u - C_i) \quad (7.1)$$

Het h, x -diagram is gebaseerd op absolute vochtigheid of waterdampspanning. De concentratie wordt daarom omgerekend naar waterdampspanning met behulp van de algemene gaswet:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (7.2)$$

De hoeveelheid stof n wordt met het molecuulgewicht van water omgezet in massa:

$$n \cdot R \cdot T = \frac{n \cdot M_d}{1} \cdot \frac{R}{M_d} \cdot T = m \cdot R_d \cdot T = p \cdot V \quad (7.3)$$

waarbij R_d de gasconstante van water voorstelt. Hergroeperen van de laatste vergelijking levert op:

$$\frac{m}{V} = C = \frac{p}{R_d \cdot T} \quad (7.4)$$

De stromingsvergelijking wordt dus (zie ook figuur 7.1).

$$\dot{m} = A \cdot \frac{D}{d \cdot R_d \cdot T} \cdot (p_u - p_i) \quad (7.5)$$

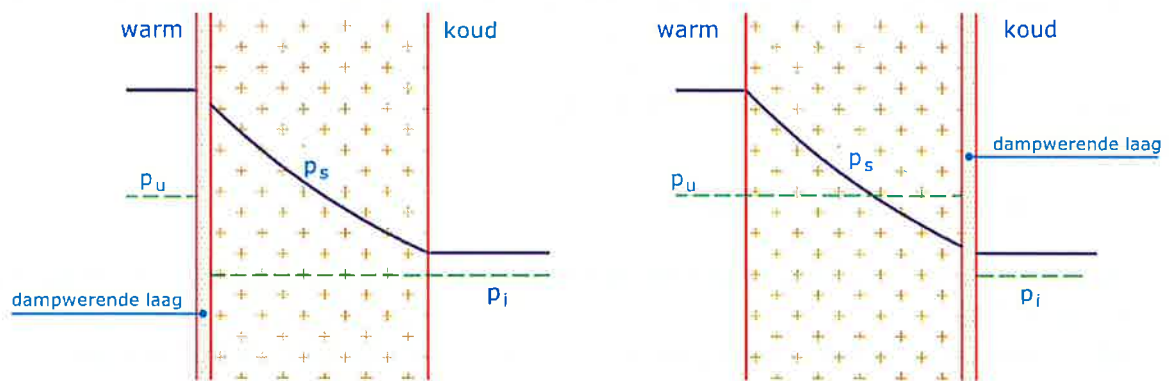
waarin:

A	= oppervlak	[m ²]
D	= diffusiecoëfficiënt	[m ² /s]
d	= wanddikte	[m]
R_d	= gasconstante damp	[J/kgK]
T	= temperatuur	[K]

DAMPDIFFUSIEWEERSTANDSFACOR VAN ENKELE MATERIALEN VAN BELANG VOOR GEKOELDE RUIMTEN.	
Materiaal	μ
foamglas	∞
kurk	4
polystyreen schuim	25 - 75
polyurethaan schuim	30 - 40
steenwol	1,0 - 1,5
baksteen	8,0
beton	28
bitumen	$92 \cdot 10^3$
aluminium folie	$135 \cdot 10^6$

Tabel 7.1

Figuur 7.3 toont dat de dampremmende laag aan de warme zijde van de isolatie aangebracht moet worden, omdat dan de waterdampdruk altijd lager is dan de verzadigde waterdampdruk, zodat zich geen condens of ijs kan vormen in de isolatie.



Figuur 7.3. In de rechterconstructie treed condensatie of ijsvorming in de isolatie op

7.3 Condensatie in de isolatie

De isolerende werking van isolatiematerialen berust op de lage waarde van de warmtegeleidingscoëfficiënt van lucht (of een ander gas) dat in de holten van het materiaal wordt vastgehouden. De holten zijn zo klein dat daarin geen luchtstroming ontstaat, waardoor de warmteoverdracht zou worden bevorderd. Naarmate de lucht in het materiaal meer door water wordt vervangen, gaat de isolerende werking achteruit:

$$\lambda_{\text{lucht}} = 0,025 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \text{ en } \lambda_{\text{water}} = 0,6 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

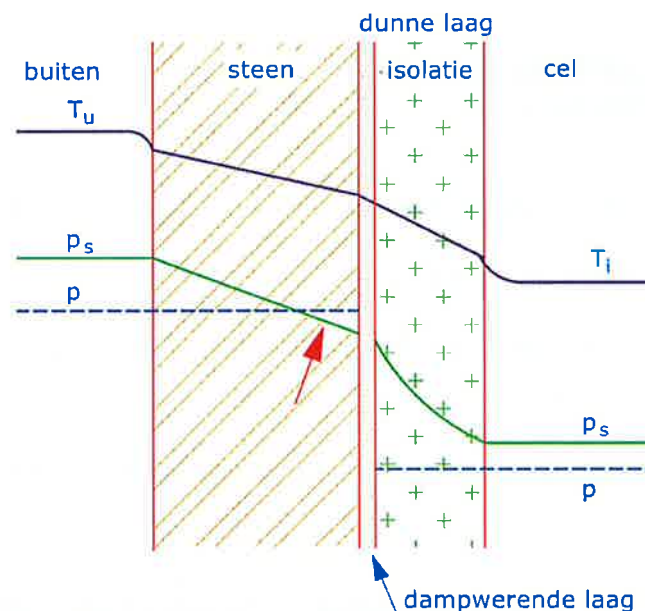
Voor n lagen geldt:

$$p_u - p_i = \dot{m} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i \cdot d_i \cdot R_d \cdot T}{D_{w-a}} \quad (7.8)$$

Uit vergelijking 7.8 is de waterdampstroom te berekenen.

Invullen van deze waarde van $\dot{m}$ in de vergelijkingen 7.7 levert de gezochte waarden voor de waterdampdrukken op. Voor de temperatuur wordt de gemiddelde temperatuur in K ingevuld.

Figuur 7.5 toont aan dat, ondanks de gulden regel om de dampremmende laag aan de warme zijde van de isolatie aan te brengen, toch condensatie kan optreden. In dit geval niet in de isolatie, maar in de stenen muur als de isolatie te dun is. Zeer ongunstige isolatieconstructies treft men aan bij CA-koelcellen. Aan de warme zijde van de isolatie wordt een dampremmende laag aangebracht. Het aanbrengen van deze laag is een eenmalige zaak en controle en herstel is moeilijk vanwege de slechte bereikbaarheid. Maar aan de binnenzijde van de CA-cel wordt de gasdichte laag aangebracht. Deze laag wordt jaarlijks gecontroleerd en indien nodig vernieuwd. Het onvermijdelijke resultaat is dat de waarde van CA-cellen snel stijgt als gevolg van condensatie in de isolatie.



Figuur 7.5. Soms treedt onverwachte condensatie op.