

Berekening van voorkoeltijden in lege koelvoertuigen

Prediction of precooling times in empty refrigerated vehicles

Dr. ir. Leo Lukasse, Ir. Aart-Jan van der Voort

Rapport nr. 587

Colofon

Titel	Berekening van voorkoeltijden in lege koelvoertuigen
Auteur(s)	Dr. ir. Leo Lukasse, Ir. Aart-Jan van der Voort
A&F nummer	587
ISBN-nummer	90-6754-992-4
Publicatiedatum	23 December 2005
Vertrouwelijk	Nee
OPD-code	05/200

Agrotechnology & Food Innovations B.V.
P.O. Box 17
NL-6700 AA Wageningen
Tel: +31 (0)317 475 024
E-mail: info.agrotechnologyandfood@wur.nl, info@reefertransport.nl
Internet: www.agrotechnologyandfood.wur.nl, www.reefertransport.nl

© Agrotechnology & Food Innovations B.V.

Alle rechten voorbehouden. Niets uit deze uitgave mag worden verveelvoudigd, opgeslagen in een geautomatiseerd gegevensbestand of openbaar gemaakt in enige vorm of op enige wijze, hetzij elektronisch, hetzij mechanisch, door fotokopieën, opnamen of enige andere manier, zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van de uitgever. De uitgever aanvaardt geen aansprakelijkheid voor eventuele fouten of onvolkomenheden.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system of any nature, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise, without the prior permission of the publisher. The publisher does not accept any liability for inaccuracies in this report.



Het kwaliteitsmanagementsysteem van Agrotechnology & Food Innovations B.V. is gecertificeerd door SGS International Certification Services EESV op basis van ISO 9001:2000.

Abstract

This study presents a detailed thermodynamic model to predict the precooling times of empty single compartment refrigerated vehicles. The model primarily consists of heat balances over the walls and air inside the vehicle. Relevant properties of the most common materials used in the construction of insulated bodies have been collected. The model has been validated using real measurement data. Although the model prediction is highly accurate the computation time of the model is unpractical. Therefore a rigorous model reduction is proposed. The reduced model is expected to combine a reasonably accurate temperature prediction with a negligible computation time.

Keywords: precooling, prediction, model, refrigerated transport, material properties.

Inhoudsopgave

Abstract	3
1 Inleiding	5
1.1 Doel	5
1.2 Nomenclatuur	5
2 Modelstructuur	6
2.1 Wandmodel	6
2.2 Mechanische koeling: u_{mech}	8
2.3 Ruimte­model	9
3 Materiaaleigenschappen	10
4 Simulatiemethode	10
5 Modelvalidatie	11
6 Discussie gevalideerde model	15
6.1 Aannames	15
6.2 De dominante tijdconstante als maat voor de inkoeltijd	15
6.3 Vereenvoudigings­voorstel	16
7 Conclusies	17
Dankbetuiging	17
Literatuur	17
Bijlage 1, Mollier diagram	18

1 Inleiding

Dhr. van Luxemburg van Eurokaros B.V. ontwikkelt een rekenprogramma wat de geschiktheid van koelwagens beoordeelt voor verschillende gebruikssituaties. Wageningen UR ondersteunt hem in die ontwikkeling. Dit project richt zich op het onderdeel 'voorkoeltijden', wat slechts een onderdeel is van het grotere Eurokaros programma.

1.1 Doel

Doel van dit project is het opzetten en verifiëren van een methodiek voor de berekening van voorkoeltijden van lege koelvoertuigen. Daartoe worden een aantal stappen doorlopen:

1. opzetten van een rekenmethodiek, en implementatie daarvan in het rekenprogramma matlab[®].
2. verzameling van een overzicht van thermisch relevante materiaaleigenschappen van de veelgebruikte materialen in de bouw van koelcarrosserieën.
3. Vergelijking van de berekeningen met werkelijke meetdata.

1.2 Nomenclatuur

In deze paragraaf worden alle in dit rapport gebruikte wiskundige variabelen kort toegelicht.

Symbool	Betekenis	Eenheid	Waarde	Bron
X	absolute luchtvochtigheid	(g water).(kg lucht) ⁻¹		
c _{p,a}	soortelijke warmte van droge lucht (constante druk)	J/kg·°C	1000	Binas, 1977
c _{p,v}	soortelijke warmte van waterdamp (constante druk)	J/kg·°C	1840	www.engineeringtoolbox.com
c _p	soortelijke warmte van verzadigde lucht van 2 °C (constante druk)	J/kg·°C	1004	Binas, 1977
c	soortelijke warmte	J/kg·°C		
λ	warmtegeleidingscoëfficiënt	W/m·°C		
ρ	dichtheid	kg/m ³		
φ _i	warmtestroom in wand van modellaag i-1 naar i.	J/s		
A _{wand}	wandoppervlak	m ²		
d _i	dikte van modellaag i	m		
T	temperatuur	°C		
R _{0,inside}	warmteovergangsweerstand aan binnenzijde van wand	m ² ·°C·W ⁻¹		

$R_{0, \text{outside}}$	warmteovergangsweerstand aan buitenzijde van wand	$\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$		
α_{inside}	Warmteoverdrachtscoëfficiënt aan binnenzijde van wand	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$	5-10	

2 Modelstructuur

Het rekenmodel is modulair opgebouwd waarbij schematisch de componenten uit Fig. 1 worden onderkend. In die figuur geven de peilen de richting van beïnvloeding weer. Bijv. T_{outside} beïnvloed de temperatuur van de wanden, maar andersom is er geen invloed. De dubbele pijl tussen wanden en T_{inside} geven aan dat zij elkaar wederzijds beïnvloeden.

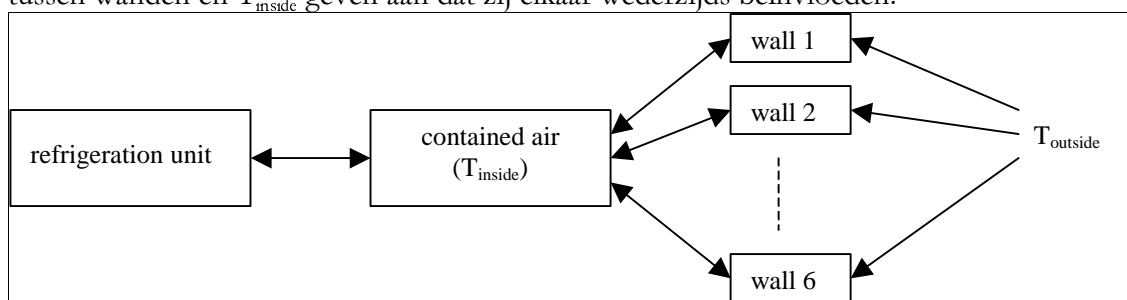


Fig. 1, schematisch overzicht van de diverse modelonderdelen en hun onderlinge interactie.

Omdat de gasvormige lucht tijdens het inkoelen voortdurend circuleert terwijl de vaste wanden stationair zijn, zal veruit de grootste temperatuurgradiënt in de wanden optreden en niet in de lucht. Daarom wordt het gezien als een verantwoorde vereenvoudiging om in de modellering aan te nemen dat de luchttemperatuur overal in het laadruim gelijk is.

Binnen de wanden treedt natuurlijk wel degelijk een temperatuurgradiënt op, en die heeft ook uren nodig om zich te stabiliseren. Uit paragraaf 56b van het ATP (ATP, 2003) blijkt dat de opstellers van het ATP er van uitgaan dat bij koelcarrosserieën die temperatuurgradiënt zich binnen 4 uur \pm stabiliseert. Om de ontwikkeling van die temperatuurgradiënt voldoende nauwkeurig te kunnen berekenen wordt een voor iedere wand een lagen-model opgesteld conform hfst. 2.1.

2.1 Wandmodel

Een wand kan bestaan uit verschillende materiaallagen. Veel koelcarrosserie bestaan uit 3 lagen, bijv. aluminium-PUR-staal. Binnen het rekenmodel wordt iedere materiaallaag in de wand opgedeeld in N modellagen (i.e. denkbeeldige, cq. rekenkundige lagen). Fig. 2 geeft dat schematisch weer voor een (theoretische) wand bestaande uit slecht één materiaallaag.

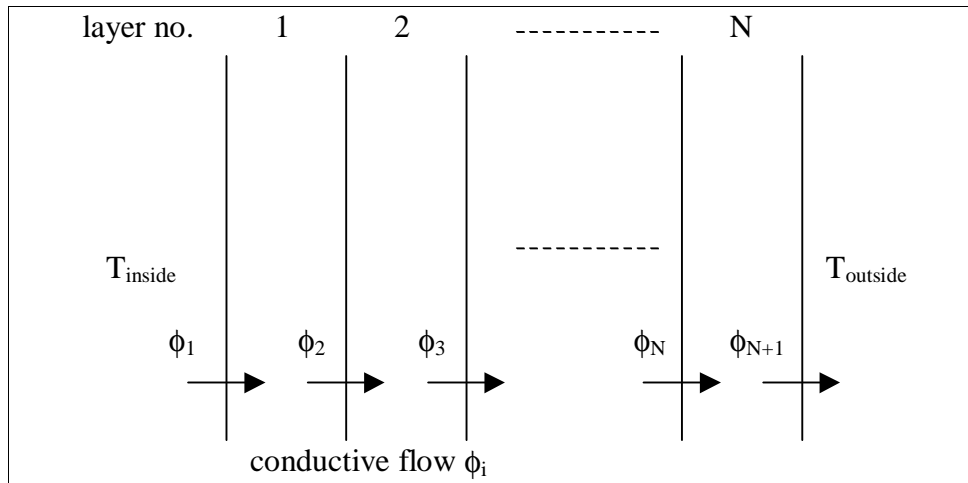


Fig. 2, schematische weergave van lagen-model

De warmtebalans over een modellaag i in de wand wordt gegeven door:

$$V_i \rho_i c_i \dot{T}_i = \phi_i - \phi_{i+1} \quad [\text{J/s}] \quad (1)$$

waarin geldt

$$V_i = A_{wand} \cdot d_i \quad [\text{m}^3] \quad (2)$$

$$\phi_i = \frac{1}{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d_{i-1}}{\lambda_{i-1}} + \frac{d_i}{\lambda_i} \right)} \cdot A_{wand} \cdot (T_{i-1} - T_i) \quad [\text{J/s}] \quad (3)$$

Voor de warmtestromen ϕ_1 en ϕ_{N+1} aan het contactoppervlak wand/lucht gelden iets afwijkende vergelijkingen:

$$\phi_1 = \frac{1}{R_{0,inside} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d_1}{\lambda_1}} \cdot A_{wand} \cdot (T_{inside} - T_1) \quad [\text{J/s}] \quad (4)$$

$$\phi_{N+1} = \frac{1}{R_{0,outside} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d_N}{\lambda_N}} \cdot A_{wand} \cdot (T_N - T_{outside}) \quad [\text{J/s}] \quad (5)$$

waarin

$$R_{0,inside} = \frac{1}{\alpha_{inside}} \quad , \quad R_{0,outside} = \frac{1}{\alpha_{outside}} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (6)$$

Warmteoverdrachtscoëfficiënten α_{inside} en $\alpha_{outside}$ hebben gedurende de ATP K-waarde test (bij luchtsnelheden van 1-2 m/s) een waarde tussen 5 en 10 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$. In het model wordt aangenomen dat $\alpha_{outside} = 5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$, er van uit gaande dat de luchtbeweging aan de buitenzijde van het koelvoertuig wat lager is dan gebruikelijk tijdens de K-waarde test. Voor α_{inside} wordt een empirische relatie met circulatievoud genomen:

$$\alpha_{inside} = 3 + 0.15 \cdot CV \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}] \quad (7)$$

waarin CV het circulatievoud is (h^{-1}). Bovenstaande relatie is zuiver empirisch, ongetwijfeld vatbaar voor verbetering, maar relateert α_{inside} in ieder geval aan CV en dat zodanig dat de relatie grofweg overeenkomt met de waargenomen relatie in van der Voort en Lukasse (2005).

2.2 Mechanische koeling: u_{mech}

Een koelunit wordt in eerste instantie gekarakteriseerd door twee kentallen:

$$P_{mech}(T_{inside}/T_{outside}) = (\text{netto}) \text{ koelvermogen @ } T_{inside}/T_{outside} \text{ [kW]}$$

$$\phi_{evap} = \text{luchtopbrengst van verdamperblokventilator [m}^3/\text{h]}$$

Binnen dit project wordt de specificatie van P_{mech} op twee werkpunten gebruikt, te weten (-20/30 en 0/30 °C). Het koelvermogen bij andere T_{inside} wordt tijdens de berekening bepaald door lineaire interpolatie (danwel extrapolatie). Dat het koelvermogen ook een functie is van $T_{outside}$ wordt binnen dit project buiten beschouwing gelaten. Wanneer de werkelijke P_{mech} bij meerdere combinaties $T_{inside}/T_{outside}$ bekend is dan kan ook de buitentemperatuursafhankelijkheid gemakkelijk in het model worden gebracht middels interpolatie tussen de bekende punten.

De variabele P_{mech} bepaalt wel de warmte die aan het laadruim wordt onttrokken, maar niet de verdeling over voelbare en latente warmte:

$$P_{mech} = P_{sensible} + P_{latent}$$

Omdat de latente warmte P_{latent} bijna de helft van de totale onttrokken warmte kan uitmaken (zie Mollier diagram, Fig. 8, p. 18), is het voor de warmtebalans van belang dit aandeel correct in te schatten. Hieronder wordt de condensatiesnelheid berekend door gebruikmaking van enthalpiebalansen. De enthalpie-inhoud van vochtige lucht die een verdamperblok binnentreedt:

$$H_{in}(T_{inside}, X_{inside}) = \frac{1}{1000} * \left(c_{p,a} * T_{inside} + \frac{X_{inside}}{1000} * (q_{evap} * 1000 + c_{p,v} * T_{inside}) \right) \text{ [kJ/kg]} \quad (8)$$

waarin T_{inside} de luchttemperatuur (°C) en X_{inside} de luchtvochtigheid (g/kg) zijn. Zie bijv.

www.engineeringtoolbox.com voor een korte toelichting.

Enthalpie-inhoud van lucht die verdamperblok verlaat:

$$H_{out} = H_{in} - \frac{P_{mech} * 3600}{\rho_{air} \phi_{evap}} \quad \text{[kJ/kg]} \quad (9)$$

Voor de condities T_{out} en X_{out} van de uitgaande lucht geldt:

if $H_{out} \geq H(T_d(X_{in}), X_{in})$, % koeling bereikt dauwpunt niet (10)

$$X_{out} = X_{inside} \quad \text{[g.kg}^{-1}\text{]}$$

elseif $H_{out} < H(T_d(X_{in}), X_{in})$, % koeling tot voorbij dauwpunt

$$p_1 = \left. \frac{dX_{sat}}{dT} \right|_{T=T_d(X_{in})} = \frac{3991}{(T_d(X_{in}) + 234)^2} * \frac{e^{\left(23.5 - \frac{3991}{T_d(X_{in}) + 234}\right)}}{162} \quad \text{[g.kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}\text{]}$$

$$p_2 = -X_{in} + p_1 * T_d(X_{in}) \quad \text{[g.kg}^{-1}\text{]}$$

$$X_{out} = \frac{1}{2 * c_{p,v}} * \left(\begin{array}{l} -c_{p,v} * p_2 - 1000 * (q_{evap} * p_1 + c_{p,a}) + \\ \sqrt{2000 * \left(q_{evap} * p_1 * (c_{p,v} * p_2 + 1000 * c_{p,a}) - c_{p,v} * p_2 * c_{p,a} + \right. \\ \left. 2000 * c_{p,v} * H_{out} * p_1 \right. \\ \left. + (c_{p,v} * p_2)^2 + 1000^2 * ((q_{evap} * p_1)^2 + c_{p,a}^2) \right)} \end{array} \right) \text{ [g/kg]}$$

end % if $H_{out} \geq H(T_d(X_{in}), X_{in})$,

$$T_{out,min} = \frac{1000 * H_{out} - X_{out} * q_{evap}}{c_{p,a} + \frac{X_{out}}{1000} * c_{p,v}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11)$$

Het feit dat de koelunit-regeling het aangesproken koelvermogen zal reduceren tot beneden het maximum vermogen wordt in het model gebracht middels:

$$T_{out} = \max(T_{out,min}, T_{ref}) \quad (12)$$

In bovenstaande vgl. geldt T_d = dauwpuntstemperatuur. Bovenstaande afleiding van T_{out} en X_{out} veronderstelt een uniforme verdeling van de luchtstroom over een verdamperoppervlak van uniforme temperatuur. In geval van niet-uniformiteit zal T_{out} hoger zijn, en X_{out} kleiner. Met de hierboven berekende T_{out} en X_{out} kan de (voelbare warmte)-afvoer snelheid $P_{sensible}$, van belang voor de warmtebalans, worden herleid uit het enthalpieverschil (zie vgl. 8) tussen in- en uitgaande lucht bij gelijkblijvende vochtinhoud:

$$P_{sensible} = \frac{1000}{3600} * (H(T_{inside}, X_{inside}) - H(T_{out}, X_{inside})) \rho_{air} \phi_{evap} \quad [J \cdot s^{-1}] \quad (13)$$

Aanname:

- Wel condensatie, maar geen ijsvorming op het verdamperblok. Deze aanname gaat bij setpoints beneden zo'n +5°C al niet meer op. Toch is voor deze vereenvoudiging gekozen omwille van de beperkte beschikbare tijd binnen dit project.

2.3 Ruimtemodel

Een koelcarrosserie is omsloten door 6 wanden. Voor de temperatuur- en vochtbalansen in de carrosserie geldt

$$V_{inside} \rho_{air} c_p * \dot{T}_{inside} = -P_{sensible} - \sum_{wall=1}^6 \phi_1^{wall} \quad [J/s] \quad (14)$$

$$V_{inside} * \rho_{air} * \dot{X}_{inside} = \phi_{evap} * \rho_{air} * (X_{out} - X_{inside}) / 3600 \quad [(g \text{ water})/s] \quad (15)$$

Waarin c_p de soortelijke warmte van vochtige lucht is:

$$c_p = \left(c_{p,a} + \frac{X}{1000} * c_{p,v} \right) \quad [J \cdot (kg \text{ air})^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}] \quad (16)$$

'Gemiddelde' koellucht van 2 °C is nagenoeg verzadigd en dus $X \approx 4$ g/kg en dus geldt volgens vgl. 16 $c_p = 1004$ J.(kg air)⁻¹.°C⁻¹. Het voegt weinig toe en is erg complex om met variërende c_p te rekenen, daarom wordt in deze studie gewerkt met constante $c_p = 1004$ J.(kg air)⁻¹.°C⁻¹.

Aanname:

- condensatie treedt uitsluitend op op het verdamperblok. Tijdens voorcoelen gaat deze aanname zondermeer op. Wanneer het model uitgebreid wordt naar bijv. opwarming tgv deuropeningen moet het op dit punt eerst worden uitgebreid met condensatie op binnenwanden.

3 Materiaaleigenschappen

Zoals blijkt uit vgl. 1 tm 6 zijn er drie relevante materiaaleigenschappen: λ , ρ en c . De verzameling van die materiaaleigenschappen is in twee stappen uitgevoerd:

1. Opstellen van een lijst van relevante materialen, vooral aan de hand van in de afgelopen 2 jaar door Wageningen UR uitgegeven ATP K-waarde testrapporten.
2. Opzoeken van de waardes van λ , ρ en c voor de uitgekozen materialenlijst. Hiervoor is gebruik gemaakt van polytechnisch zakboekje, websites van leveranciers van isolatiematerialen, en connecties.

Het resultaat is weergegeven in Tabel 1.

Tabel 1, gebruikte materiaaleigenschappen.

materiaal	λ [W/(m.°C)]	c [J/(kg.°C)]	ρ [kg/m ³]	bron
lucht (2 °C, 100% RV)	0.024	1004	1.3	polytechnisch zakboekje, Mollier
PUR R40	0.024	1470	40	www.tarec.com, pol. zakb.
multiplex	0.12	2400	550	srdata.nist.gov
glaswol	0.04	840	100	polytechnisch zakboekje
staal (RVS 302)	16	500	7900	polytechnisch zakboekje
aluminium	237	880	2700	polytechnisch zakboekje
polyester	0.2	1470	1200	polytechnisch zakboekje
HD300 (styrofoam, XPS van Dow)	0.025	1470	45	Dow, pol. zakb.
RTM (styrofoam, XPS van Dow)	0.025	1470	40	Dow, pol. zakb.

4 Simulatiemethode

Het model uit hfst. 2 is geïmplementeerd in de programmeertaal MATLAB[®] (www.matlab.com), waarmee de auteurs zeer bekend zijn. Als input informatie voor het model is de informatie uit Tabel 2 gebruikt. Uit betrouwbare vertrouwelijke bron weten de auteurs dat deze samenstelling van wanden, alsmede de combinatie met deze koelmachine, realistisch is.

Tijdens de simulaties is iedere materiaallaag in de wanden opgedeeld in 10 modellagen. Dit resulteert in een rekenmodel samengesteld uit 182 gewone differentiaalvergelijkingen (luchttemperatuur, luchtvochtigheid, en 30 laagtemperatuur per wand).

Tabel 2, standaard specificaties koelvoertuig (in SpecificatieCarrosserieStandaard.xls).

(inwendige) hoofdafmetingen carrosserie						
lengte (m)	8.03					
breedte (m)	2.505					
hoogte (m)	2.305					
specificaties wanden						
	binnenbekleding		isolatielaag		buitenbekleding	
	d (mm)	materiaal	d (mm)	materiaal	d (mm)	materiaal
dak	2.5	polyester	100	PUR R40	2.5	polyester
zijwanden	2.5	polyester	40	PUR R40	2.5	polyester
kopschot	2.5	polyester	80	PUR R40	2.5	polyester
achterdeuren	2.5	polyester	85	PUR R40	2.5	polyester
vloer	15	multiplex	100	PUR R40	3	polyester
specificaties koelunit						
koelvermogen @ -20/30 gC (W)	6250	(Carrier's Maxima 1000 als voorbeeld genomen)				
koelvermogen @ 0/30 gC (W)	10100					
luchtopbrengst (m ³ /h)	4600					

5 Modelvalidatie

Doel van modelvalidatie is te verifiëren of het geprogrammeerde model de werkelijkheid voldoende nauwkeurig beschrijft. Voor modellen van systeem *dynamica* bestaat validatie in principe uit meerdere stappen:

1. verifieer de juistheid van gebruikte input informatie.
2. validatie van voorspelde steady state condities
 - a. in steady state moet gelden:

$$P_{\text{heating}} = U \cdot (T_{\text{air,inside}} - T_{\text{air,outside}}) \quad [\text{W}] \quad (17)$$

- b. de steady state van het dynamisch model moet onafhankelijk zijn van het aantal modellen

3. validatie van voorspelde responstijden

Stap 1) verificatie van gebruikte input informatie.

Uit de U-waarde meting is bekend wat de overall U-waarde van de gemodelleerde carrosserie is ($U=K*A$). Door de berekende overall U-waarde te vergelijken met de gemeten U-waarde is een globale falsificatie/verificatie mogelijk van de gespecificeerde warmtegeleidingscoëfficiënten λ , laagdiktes d en carrosserie lengte, breedte en hoogte. Uit de U-waarde *berekening* van de gemodelleerde carrosserie volgt dat $U = 30.6 \text{ W}/^\circ\text{C}$. Deze waarde wijkt minder dan 10% af van de *gemeten* U-waarde, waarmee aannemelijk gemaakt is dat er geen (grote) fouten zitten in de gebruikte warmtegeleidingscoëfficiënten λ , laagdiktes d en lengte, breedte en hoogte van de carrosserie.

Wat op deze manier niet geverifieerd kan worden is de juistheid van de ingevoerde inputs m.b.t. warmtecapaciteiten (ρ_i en c_i in vgl. 1). Deze twee parameters kunnen slechts geverifieerd worden aan de hand van responstijd metingen.

Stap 2) Validatie van voorspelde steady state condities.

In steady state moet vgl. 17 gelden. $T_{\text{air,inside}}$ oplossen uit vgl. 17 geeft:

$$T_{\text{air,inside}} = (P_{\text{heating}} + U*T_{\text{air,outside}})/U. \quad [^\circ\text{C}] \quad (18)$$

Door nu deze eenvoudige steady state berekening uit te voeren en het complexe dynamische model over 48 uur te simuleren, kan de steady state uitkomst van het dynamische model gevalideerd worden. Voor de berekende $U=30.6 \text{ W}/^\circ\text{C}$ en de inputs $T_{\text{air,outside}} = 7.3 \text{ }^\circ\text{C}$ en $P_{\text{heating}} = 544 \text{ W}$ moet volgens vgl. 18 in steady state gelden

$$T_{\text{air,inside}} = (P_{\text{heating}} + U*T_{\text{air,outside}})/U=(544+30.6*7.3)/30.6= 25.1 \quad [^\circ\text{C}] \quad (19)$$

Fig. 3 toont de heating 'stap' responsie van het dynamische model voor dezelfde inputs. Zoals te zien in de figuur convergeert ook het dynamische model naar de steady state van $25.1 \text{ }^\circ\text{C}$. In een simulatie voor $N=1$ treedt dezelfde convergentie op (Fig. 4). Hiermee is gevalideerd dat het dynamisch model de steady state condities correct beschrijft, ongeacht het aantal modellen N .

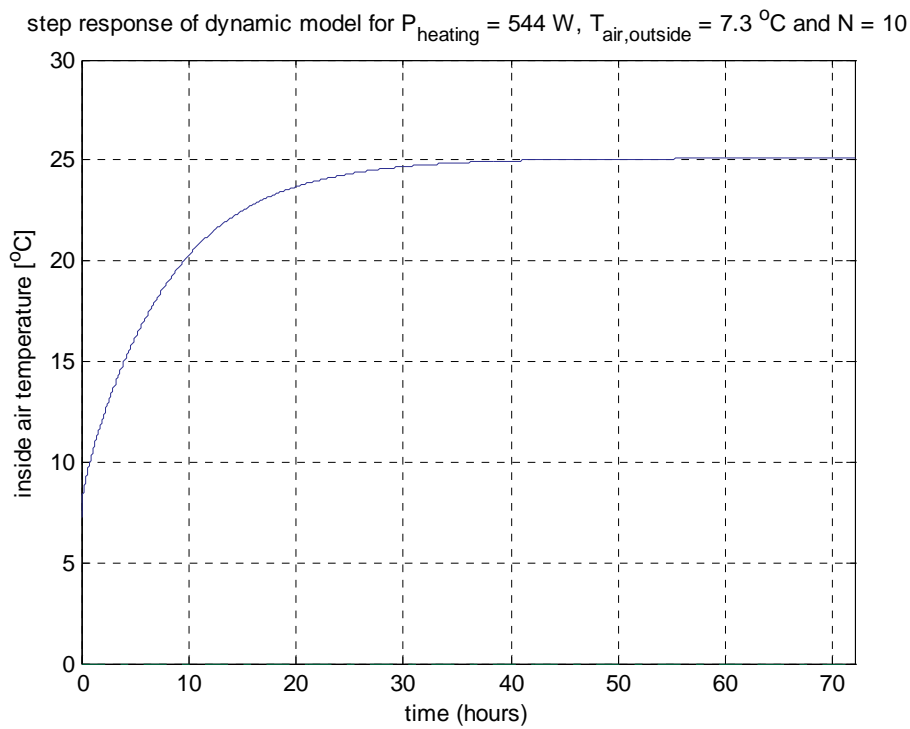


Fig. 3, step response for $N=10$.

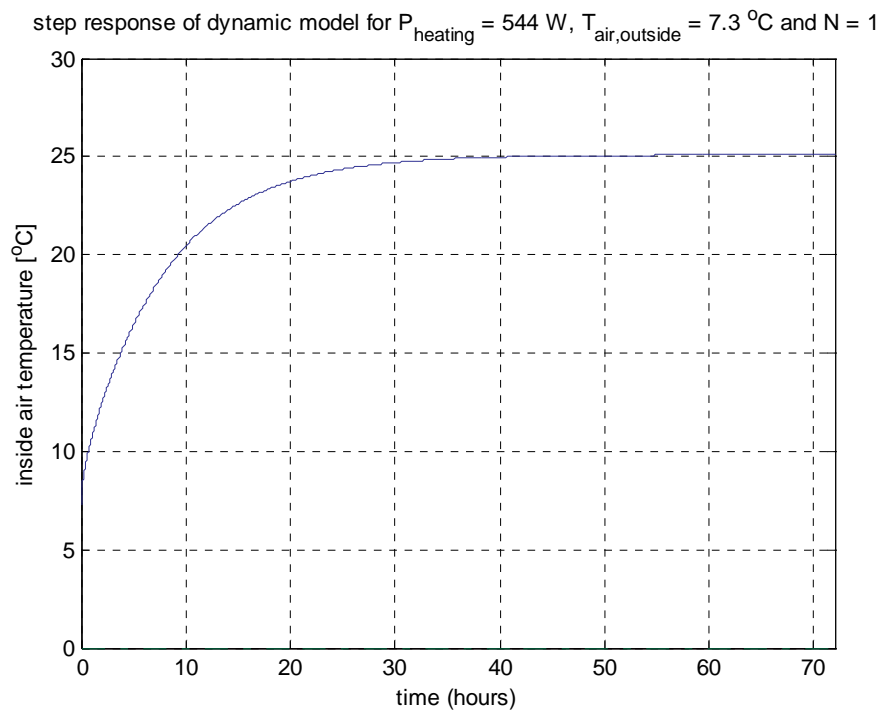


Fig. 4, step response for $N=1$.

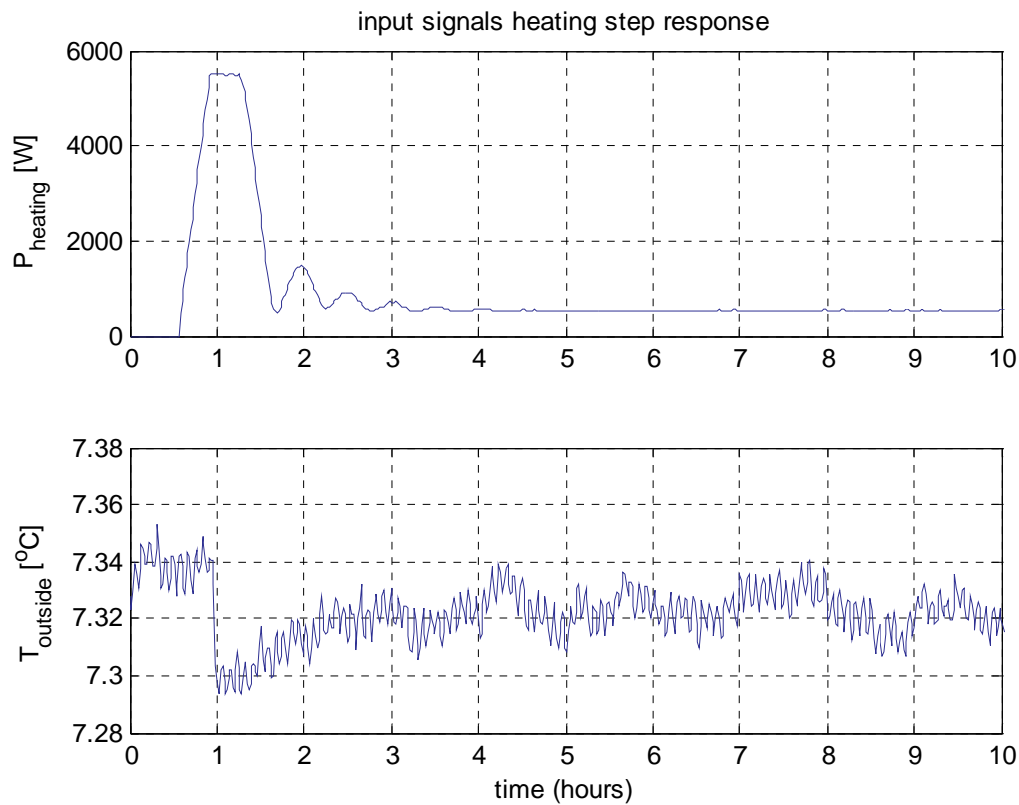


Fig. 5, input signals heating step response.

step 3) Validatie van voorspelde responstijden.

Idealiter wordt de juistheid van responstijden geverifieerd door vergelijking met staprespons meetdata. Van de gemodelleerde carrosserie is helaas geen zuivere staprespons beschikbaar. Wel is een geregelde opwarmcurve geregistreerd. Beschikbare meetsignalen zijn de twee inputs omgevingstemperatuur T_{outside} en opgenomen el. vermogen voor interne verwarming P_{heating} (W) (Fig. 5), en de inwendige luchttemperatuur T_{inside} ('measurement' in Fig. 6). De meetreeks is met zekerheid vanuit steady state begonnen omdat voor aanvang van de meting de klimaatkamer reeds vele uren op 7.3 °C stond met daarin de carrosserie met geopende deuren en interne heaters uit.

Zoals te zien in Fig. 6 voorspelt het model met carrosserie specs volgens opgave fabrikant een respons die zeer goed overeenkomt met de werkelijke meting. Daarmee zijn ook de responstijden gevalideerd, en dus ook de gebruikte materiaal eigenschappen c en ρ in Tabel 1.

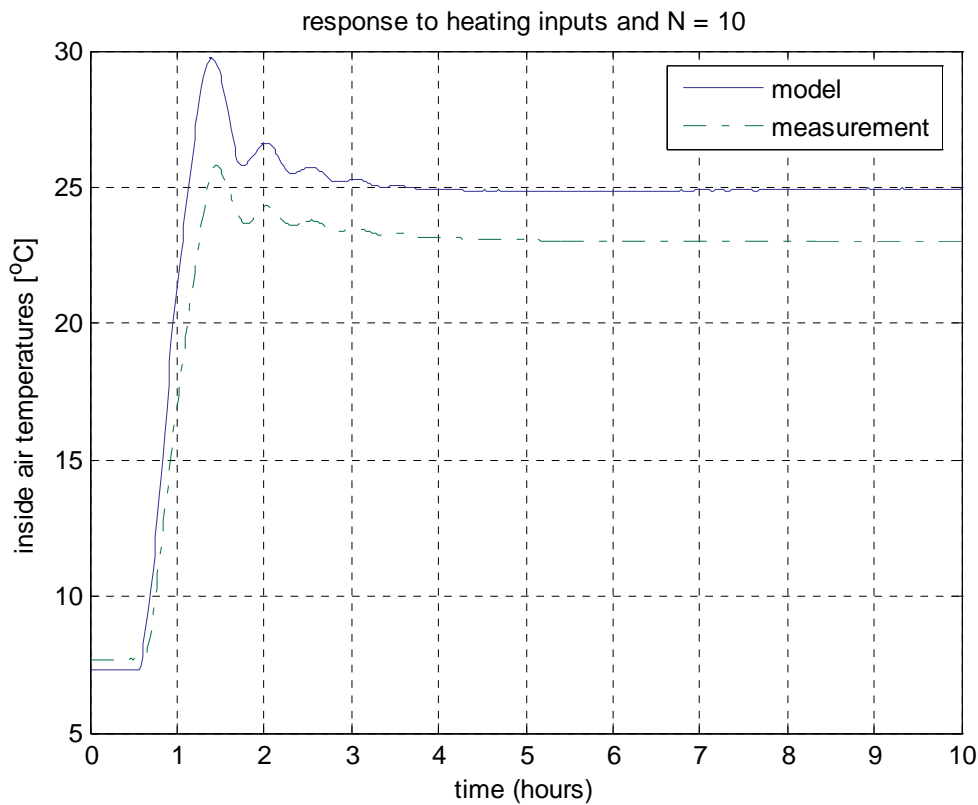


Fig. 6, gemeten en gesimuleerde respons op inputs uit Fig. 5 met theoretische specs carrosserie.

6 Discussie gevalideerde model

6.1 Aannames

De aanname dat de spreiding in de luchttemperatuur binnen de carrosserie verwaarloosbaar is, vereenvoudigt de berekeningen enorm. Deze aanname gaat niet helemaal op. Zeker bij combinaties van koelmotor/carrosserie die leiden tot een laag circulatievoud kan dit een wat optimistisch beeld van de werkelijke voorkoeltijd geven. Daarentegen kan het doeltreffend gebruik van luchtkanalen weer deels compenseren voor een laag circulatievoud, ook dat is in dit project buiten beschouwing gelaten.

6.2 De dominante tijdconstante als maat voor de inkoeltijd

Fig. 7 toont voor de staprespons uit Fig. 3 het temperatuurverloop voor alle modellen en de lucht binnen de carrosserie. Wat opvalt is dat de temperatuur van de lucht en de vloerbekleding binnen de isolatie gedurende de gehele staprespons erg dicht bij elkaar liggen. De binnenbekleding van de vloer is nog erg dik t.o.v. die van de wanden en het dak. Voor wanden en dak zal het temperatuurverschil tussen binnenbekleding en lucht dan ook nog kleiner zijn.

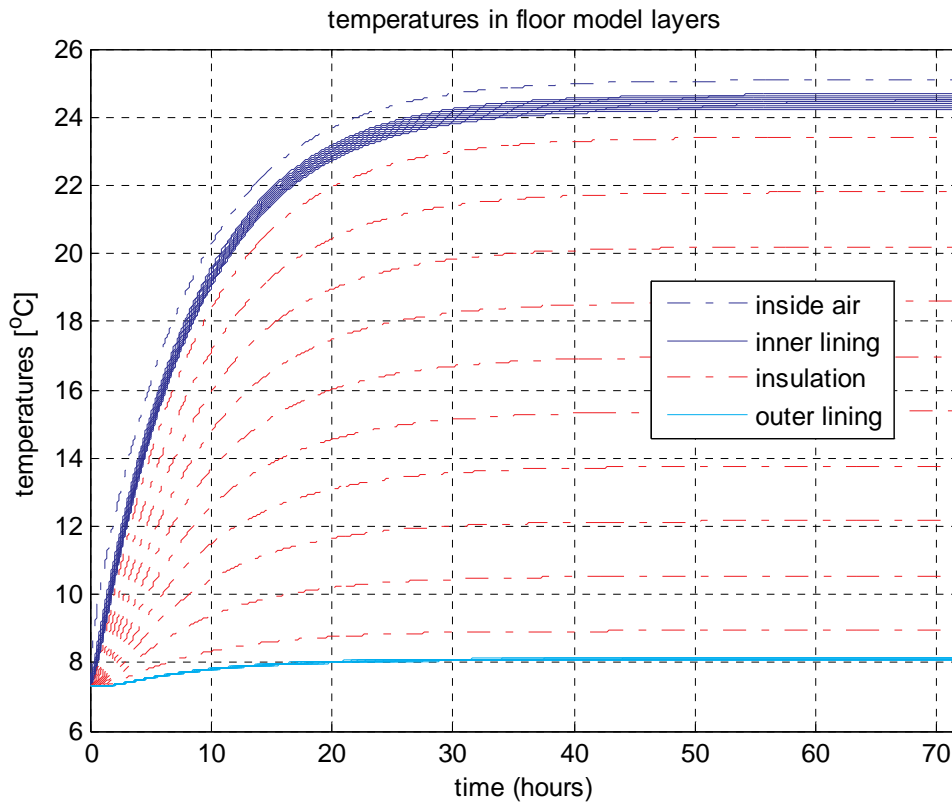


Fig. 7, temperatuurverloop van iedere modellaag tijdens de staprespons uit Fig. 3.

De waarneming dat de temperaturen van de binnenlucht en de binnenbekleding steeds erg dicht bij elkaar liggen, ondersteunt het idee dat de responstijd voornamelijk bepaald wordt door de binnen de isolatie aanwezige warmtecapaciteit C_{intern} (J/°C), gedefinieerd als de som van de warmtecapaciteit van alle binnen de isolatie verwerkte materialen (binnenbekleding) en de ingesloten lucht:

$$C_{intern} = L * B * H * c_{lucht} * \rho_{lucht} + \sum_{wall=1}^6 A_{wall} * d_{wall} * c_{binnenbekleding} * \rho_{binnenbekleding} \quad [J/^{\circ}C] \quad (20)$$

Om een gevoel te geven voor de verhouding lucht : binnenbekleding wordt hieronder voor de carrosserie uit Tabel 2 C_{intern} berekend:

$$C_{intern} = C_{lucht, intern} + C_{binnenbekleding} = 60516 + 701165 = 761682 \quad [J/^{\circ}C] \quad (21)$$

Zoals blijkt uit bovenstaande berekening is de ingesloten lucht van ondergeschikt belang.

6.3 Vereenvoudigingsvoorstel

Simulatie over 10 uur met aantal modellagen per wandlaag $N=10$ kost meerdere uren. Gedurende het modelleringsproces is de indruk ontstaan dat C_{intern} de bepalende factor is voor de voorkoeltijd. Een sterk vereenvoudigd model voor de temperatuur in het laadruim is dan:

$$C_{intern} * \dot{T}_{intern} = U * (T_{extern} - T_{intern}) - P_{sensible} \quad [J/s] \quad (22)$$

Het valt buiten het doel van deze studie om na te gaan in hoeverre dit vereenvoudigde model overeenkomt met het gedetailleerde model.

7 Conclusies

Het gedetailleerd theoretische model voor de warmtehuishouding in een geïsoleerde koelcarrosserie is gevalideerd met werkelijke meetdata, met uitzondering van het koelmachinegedeelte. De rekentijd van het model is onpraktisch. Het voorstel tot vereenvoudiging in hfst. 6.3 zal dit euvel verhelpen, waarschijnlijk zonder al te veel verlies van nauwkeurigheid.

Dankbetuiging

Wij danken Eurokaros B.V. voor verstrekking van de opdracht tot dit project en SenterNovem voor de subsidiëring daarvan.

Literatuur

ATP (2003). Agreement on the international carriage of perishable foodstuffs and on the special equipment to be used for such carriage. www.unece.org/trans/main/wp11/atp.html.
Voort, Aart-Jan van der; Leo Lukasse (2005). The effect of air flow on measured K-value of insulated bodies (in Dutch with English summary). Available at <http://www.reefertransport.nl/index.asp?content=33>

Bijlage 1, Mollier diagram

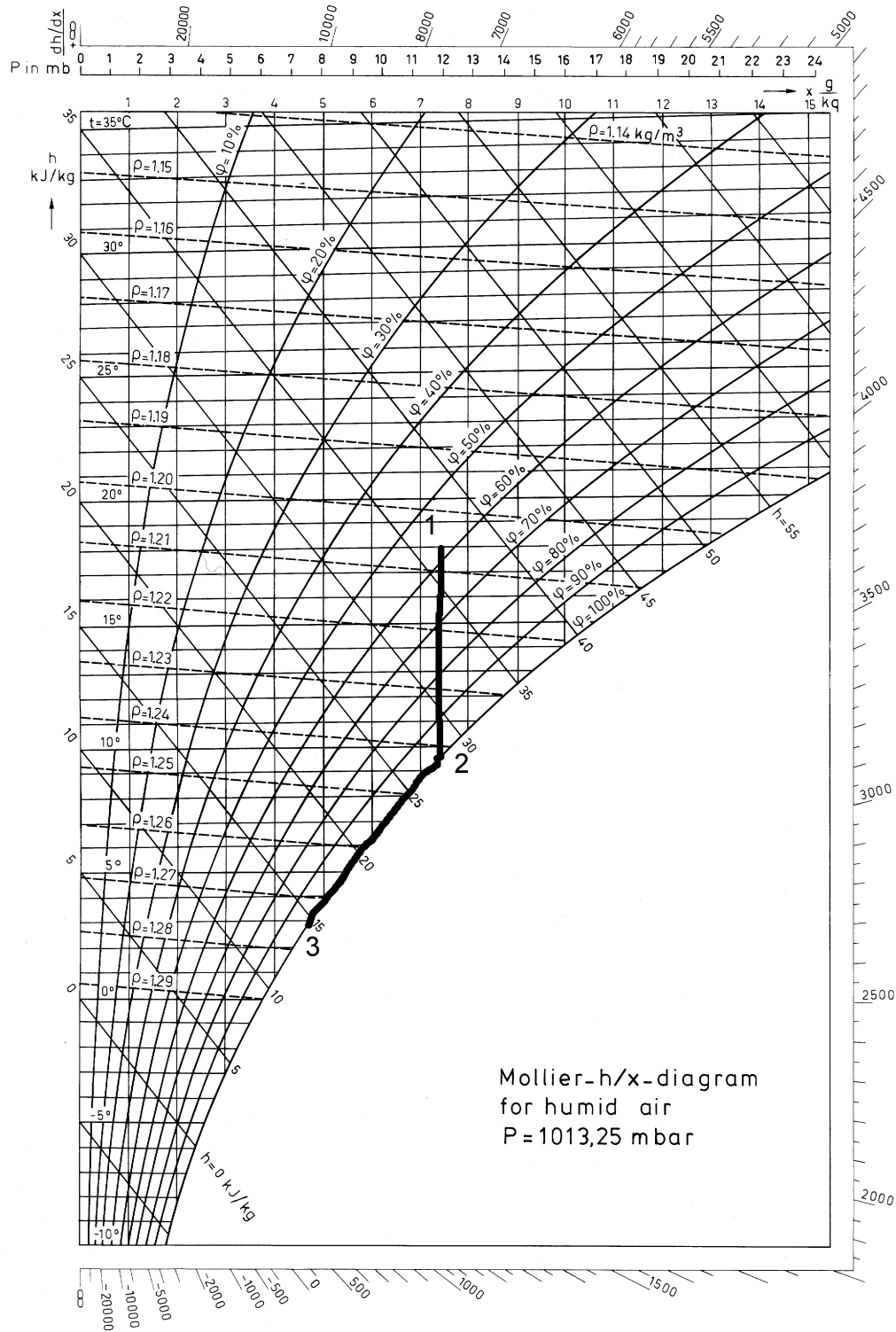


Fig. 8, traject luchtbehandeling bij koeling op koud oppervlak