



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Verkehr BAV
Programm Umsetzung der Energiestrategie 2050
im öffentlichen Verkehr (ESöV 2050)

P227_Kondensation im Zusammenhang mit Wärmebrücken in Zugwänden

Schlussbericht

Dr. Felix Lüönd, Hochschule Luzern, Technik & Architektur
6048 Horw, felix.lueoend@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>
Prof. Dr. Thomas Graf, Hochschule Luzern, Technik & Architektur
6048 Horw, thomas.graf@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>
Prof. Dr. Marc Achermann, Hochschule Luzern, Technik & Architektur
6048 Horw, marc.achermann@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>

Begleitgruppe

Prof. Dr. Heinrich Manz, Hochschule Luzern, Technik & Architektur

6048 Horw, heinrich.manz@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>

Impressum

Herausgeberin:

Bundesamt für Verkehr BAV

Programm Umsetzung der Energiestrategie 2050 im öffentlichen Verkehr (ESöV 2050)

CH-3003 Bern

Programmleiter

Tristan Chevroulet, BAV

Projektnummer: 227

Bezugsquelle

Kostenlos zu beziehen über das Internet

www.bav.admin.ch/energie2050

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor –in oder sind ausschliesslich die Autoren –innen dieses Berichts verantwortlich.

Horw, den 25.01.2023

Inhalt

Inhalt.....	3
Dank.....	6
Executive Summary Deutsch	7
Executive Summary Français	8
Executive Summary English.....	9
Zusammenfassung	10
Résumé	14
1. Ausgangslage.....	18
1.1. Wasserdampfkondensation in Verkehrsmitteln	18
2. Ziel der Arbeit	18
3. Forschungsansatz und aktueller Wissensstand.....	19
3.1. Kondensation in Dämmmaterialien und auf Oberflächen.....	19
3.2. Bisherige Erkenntnisse für homogene Wandaufbauten	19
3.3. Die Rolle von Wärmebrücken in Zugswänden.....	20
3.4. Physikalisches Modell	20
3.4.1. Modellierte physikalische Effekte.....	20
3.4.2. Vernachlässigte physikalische Effekte	20
3.4.3. Weitere Annahmen oder Vereinfachungen.....	21
3.5. Simulationen	21
3.5.1. Geometrien	21
3.5.2. Thermische Simulationen mit variablen Randbedingungen.....	21
3.5.3. Hygrothermische Simulationen mit konstanten Randbedingungen	22
3.5.4. Randbedingungen für die hygrothermischen Simulationen.....	22
4. Ergebnisse	22
4.1. Erdungsauge im Bodenbereich.....	23
4.1.1. Modellierung	23
4.1.2. Resultate, hygrothermische Simulation	24
4.1.3. Fazit.....	25
4.2. C-Schiene im Seitenwandbereich – 2D	25
4.2.1. Modellierung	26
4.2.2. Resultate – thermische Simulation	27
4.2.3. Resultate – hygrothermische Simulation, Winter-Szenario	27
4.2.4. Resultate – hygrothermische Simulation, Sommer-Szenario	31
4.2.5. Bildung von Schimmel im Bereich der C-Schiene	32
4.2.6. Auswirkung der Kondensation auf die thermische Energiebilanz	33
4.2.7. Fazit.....	34
4.3. C-Schiene in 3 Dimensionen.....	35
4.3.1. Modellierung	35
4.3.2. Resultate	36

4.3.3.	Fazit.....	38
4.4.	Sitzbefestigung (Cantilever)	38
4.4.1.	Modellierung	39
4.4.2.	Resultate – thermische Simulation	40
4.4.3.	Bildung von Schimmel auf der Cantilever-Oberfläche	42
4.4.4.	Fazit.....	42
5.	Diskussion	42
5.1.	Validierung des Kondensations-Modells.....	42
5.2.	Anwendbarkeit der Ergebnisse auf eine reale Situation.....	43
5.2.1.	Wahl des Januar-Szenarios als Extrem-Szenario.....	43
5.2.2.	Konvektion	44
5.2.3.	Verteilung des Kondenswassers auf der Oberfläche einer Wärmebrücke	44
5.2.4.	Transport von Kapillarwasser im Dämmmaterial	45
5.2.5.	Treibendes Potential für den diffusiven Feuchtetransport.....	45
6.	Schlussfolgerungen und Empfehlungen.....	46
6.1.	Schlussfolgerungen	46
6.2.	Empfehlungen	46
6.3.	Ausblick	47
6.3.1.	Dienstleistungsangebot zur Simulation der Kondensation in Zugwänden	47
6.3.2.	Austrocknung Bodenbereich	47
6.3.3.	Massnahmen zur Reduktion konvektiven Feuchtetransportes	47
6.3.4.	Einbezug der Phasenübergänge flüssig – fest (Gefrieren) sowie gasförmig – fest (Deposition)	47
6.3.5.	Weitere Fragestellungen im Zusammenhang mit Kondensation und Energieeffizienz bei Zügen	48
6.3.6.	Experimentelle Validierung der Simulationen.....	48
	Symbol und Abkürzungsverzeichnis.....	49
	Literaturverzeichnis	51
	Anhang	52
1.	Modellierung.....	52
1.1.	Feuchte- und Wärmetransportgleichungen im Dämmmaterial.....	52
1.2.	Feuchte- und Wärmetransportgleichungen in Luft	53
1.3.	Konvektion	54
1.4.	Materialeigenschaften von Dämmmaterialien	55
1.4.1.	Feuchtespeicherfunktion von F700	55
1.4.2.	Dichte von F700.....	56
1.4.3.	Wärmekapazität von F700	56
1.4.4.	Wärmeleitfähigkeit von F700	56
1.4.5.	Dampf-Diffusionsleitkoeffizient von F700.....	56
1.5.	Kondensation auf Oberflächen.....	57
1.5.1.	«Sponge»-Modell.....	57

1.5.2.	«Film»-Modell	57
1.5.3.	«Sponge»- vs. «Film»-Modell	58
1.6.	Randbedingungen Wärmetransport	58
1.6.1.	Wärmestrahlung	58
1.6.2.	Konvektion	59
1.7.	Bildung ablaufender Tropfen auf vertikalen Oberflächen.....	59
2.	Konsistenz-Checks	60
2.1.	Konsistenz von Sponge- und dfilm-Modell in 1D.....	60
2.2.	Konsistenz zwischen 1D- und 2Drot-Modell.....	61
2.3.	Konsistenz der Wärmeflüsse in 1D	62
2.4.	Konsistenz des Konvektions-Modells.....	64
3.	Einfluss des Kondensatfilms auf den Wärmetransport.....	65
4.	Simulations-Ergebnisse für generische Wärmebrücken	65
4.1.	Geometrien	66
4.2.	Hoher lokaler Feuchtegehalt im Dämmmaterial	66
4.3.	Dämmmaterial als «Feuchtepuffer»	67
4.4.	Kondensation mobiler Tropfen.....	68
4.5.	Zusammenfassung	69
5.	Mögliche Austrocknung des Unterbodenbereiches durch Ventilation.....	70
5.1.	Modellierung	70
5.2.	Resultate	71
5.3.	Fazit	72

Dank

Wir bedanken uns beim Bundesamt für Verkehr für die finanzielle Unterstützung dieses Projektes, sowie für die angenehme und unkomplizierte Zusammenarbeit. Ebenso bedanken wir uns für die wertvollen Inputs von Prof. Dr. Heinrich Manz als Experte der Bauphysik und als Begleitgruppe dieses Projektes. Dank gebührt auch Herrn Nico Ege von Stadler Rail für die wertvollen Einsichten in die Konstruktion ausgewählter Bauteile sowie in die Montagehallen von Stadler Rail.

Executive Summary Deutsch

Die Menge und Verteilung von Kondenswasser in Zugwänden wurden mit Hilfe numerischer Simulation des gekoppelten Wärme- und Feuchttetransportes untersucht. Nachdem im ESÖV-Projekt 122 «Berechnung der Kondensation in Zugwänden» die Auswirkungen von Kondenswasser auf Energiebilanz und Behaglichkeit im Fahrgastrraum für homogene Wandaufbauten als gering eingestuft wurden, liegt in dieser Studie der Fokus auf der Auswirkung von Wärmebrücken auf die Kondensation. Die Untersuchungen waren von den Fragestellungen geleitet, wie oft und für wie lange während eines typischen Jahres die Bedingungen für Kondensation in der Umgebung einer Wärmebrücke erfüllt sind, sowie ob an der Oberfläche einer Wärmebrücke und im angrenzenden Dämmmaterial die Bildung grösserer Mengen Kondenswasser zu erwarten ist. Grössere Mengen Kondenswasser sind schwer wieder abzutrocknen, und können zur Verschlechterung der Wärmedämmung und zu Korrosion in der Zugwand führen.

Es wurden drei Geometrien von Wärmebrücken simuliert, die im Wandaufbau des Flirt-Zuges der SBB zu finden sind. Die Simulationen wurden mit klimatischen Randbedingungen basierend auf einer einjährigen Messreihe am SBB-Flirt durchgeführt. Als «worst case»-Szenario hinsichtlich Kondensation wurde eine Kälteperiode im Januar 2016 identifiziert. Dieses Szenario lieferte die Randbedingungen für die Berechnung von Menge und Verteilung kondensierter Feuchte in der Umgebung einer Wärmebrücke.

Anhand der Simulationsresultate konnten folgende Haupt schlussfolgerungen gezogen werden:

- Wärmebrücken verstärken lokal das Temperaturgefälle, was in der Umgebung einer Wärmebrücke zu verstärkter Kondensation führt.
- An Ecken und Kanten von Wärmebrücken ist die Verstärkung der Kondensation besonders ausgeprägt.
- Auf Wärmebrücken ohne Überdämmung, deren Oberfläche einer konvektiven Luftströmung ausgesetzt ist, kann genügend Feuchte kondensieren, dass innerhalb einiger Stunden abfliessende Tropfen zu erwarten sind.
- Ausreichende Überdämmung einer Wärmebrücke (wie bei der Sitzbefestigung im SBB-Flirt implementiert) verhindert die Kondensation auf deren Oberfläche. Wo möglich und im Hinblick auf die Funktion des Bauteils sinnvoll, sollten Wärmebrücken überdämmt werden.
- Die Wahl eines Werkstoffes mit geringerer Wärmeleitfähigkeit verbessert zwar die Wärmebilanz eines Bauteils (d.h. reduziert dessen Wirkung als Wärmebrücke), kann aber im Bereich der Befestigung auf der Aussenwand zu tieferen Temperaturen und damit erhöhter Kondensation führen.
- Bei direktem Kontakt zwischen Wärmebrücke und Dämmmaterial kann der Feuchtegehalt der Dämmung lokal stark ansteigen, sodass daraus abfliessendes Wasser zu erwarten ist. Ein Luftspalt zwischen Dämmung und Wärmebrücke ist für Wärmebrücken ohne Überdämmung empfehlenswert, für solche mit Überdämmung dagegen kontraproduktiv.
- Massnahmen zur Reduktion der Konvektion oder zur Umlenkung der Konvektionsströmung können die Menge kondensierter Feuchte substanzial reduzieren.
- Trotz lokaler Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials durch Kondensationsfeuchte hat Kondensation in Umgebung von Wärmebrücken keine signifikante Auswirkung auf die Wärmeenergie-Bilanz eines Zuges und die Behaglichkeit der Fahrgäste.

Executive Summary Français

La quantité et la répartition de l'eau de condensation dans les parois de trains ont été étudiées à l'aide de la simulation numérique du transport couplé de chaleur et d'humidité. Après que le projet 122 ait conclu que l'impact de la condensation sur le bilan énergétique et le confort dans l'habitacle était faible pour des structures de parois homogènes, cette étude se concentre sur l'effet des ponts thermiques sur la condensation. Les recherches ont été guidées par les questions suivantes : à quelle fréquence et pendant combien de temps, au cours d'une année typique, les conditions de condensation sont-elles remplies dans l'environnement d'un pont thermique, et faut-il s'attendre à la formation de grandes quantités d'eau de condensation à la surface d'un pont thermique et dans le matériau d'isolation adjacent? De grandes quantités d'eau de condensation sont difficiles à sécher et peuvent entraîner une détérioration de l'isolation thermique et de la corrosion dans la paroi d'un train.

Trois géométries de ponts thermiques ont été simulées, que l'on retrouve dans la structure des parois du train Flirt des CFF. Les simulations ont été réalisées avec des conditions limites climatiques basées sur une série de mesures effectuées pendant un an sur le Flirt des CFF. Une période de froid en janvier 2016 a été identifiée comme le scénario le plus défavorable en termes de condensation. Ce scénario a fourni les conditions limites pour le calcul de la quantité et de la répartition de l'humidité condensée dans l'environnement d'un pont thermique.

Les résultats de la simulation ont permis de tirer les principales conclusions suivantes :

- Les ponts thermiques renforcent localement le gradient de température, ce qui entraîne une condensation accrue dans les environs d'un pont thermique.
- Le renforcement de la condensation est particulièrement prononcé dans les coins et les bords des ponts thermiques.
- Sur les ponts thermiques montés directement sur la paroi extérieure, dont la surface est exposée à un flux d'air convectif, l'humidité peut se condenser en quantité suffisante pour que des gouttes s'écoulent en quelques heures.
- Une isolation thermique suffisante d'un pont thermique (comme celle mise en œuvre pour la fixation des sièges dans le Flirt CFF) empêche la condensation sur sa surface. Les ponts thermiques doivent être thermiquement isolés de la paroi extérieure dans la mesure du possible.
- Le choix d'un matériau à faible conductivité thermique améliore certes le bilan thermique d'un pont thermique, mais peut entraîner des températures plus basses et donc une condensation accrue dans la zone proche de la fixation sur la paroi extérieure.
- En cas de contact direct entre le pont thermique et le matériau isolant de la paroi, la teneur en humidité de l'isolation peut augmenter localement de manière importante, de sorte que l'on peut s'attendre à ce que de l'eau s'écoule. Une lame d'air entre l'isolation de la paroi et le pont thermique est recommandée pour les ponts thermiques directement montés sur la paroi extérieure, mais contreproductive pour ceux thermiquement séparés de la paroi extérieure.
- Des mesures visant à réduire la convection ou à dévier le flux de convection peuvent réduire substantiellement la quantité d'humidité condensée.
- Malgré l'augmentation locale de la conductivité thermique du matériau isolant de la paroi due à l'humidité de condensation, la condensation à proximité des ponts thermiques n'a pas d'effet significatif sur le bilan thermique d'un train et sur le confort des passagers.

Executive Summary English

The amount and distribution of condensation in train walls were investigated using numerical simulation of coupled heat and moisture transport. After the effects of condensation on energy balance and comfort in the passenger compartment were found to be low for homogeneous wall constructions in project 122, the focus in this study is on the effect of thermal bridges on condensation. The investigations were guided by the questions of how often and for how long during a typical year the conditions for condensation are met in the vicinity of a thermal bridge, as well as whether the formation of larger amounts of condensation can be expected on the surface of a thermal bridge and in the adjacent insulation material. Large amounts of condensed moisture are difficult to dry off, and can lead to deterioration of the thermal insulation and corrosion in the train wall.

Three geometries of thermal bridges found in the wall structure of the SBB Flirt train were simulated. The simulations were performed with climatic boundary conditions based on a one-year series of measurements on the SBB Flirt. A cold period in January 2016 was identified as the "worst case" scenario with respect to condensation. This scenario provided the boundary conditions for calculating the amount and distribution of condensed moisture in the vicinity of a thermal bridge.

Based on the simulation results, the following main conclusions could be drawn:

- Thermal bridges locally increase the temperature gradient, which leads to increased condensation in the vicinity of a thermal bridge.
- At corners and edges of thermal bridges, the amplification of condensation is particularly pronounced.
- On thermal bridges without thermal insulation, whose surface is exposed to convective air flow, enough moisture can condense for running-off drops to be expected to form within a few hours.
- Sufficient thermal insulation of a thermal bridge (as implemented in the seat fixing in SBB-Flirt trains) prevents condensation on its surface. Where possible, thermal bridges should be thermally insulated from the outer train wall.
- Although the choice of a material with lower thermal conductivity improves the thermal balance of a thermal bridge, it can lead to lower temperatures and thus locally increased condensation in the parts close to the outer wall.
- In the case of direct contact between the thermal bridge and the insulation foam, the moisture content of the insulation can rise sharply, so that water can be expected to run off from it. An air gap between insulation foam and thermal bridge is recommended for thermal bridges directly mounted on the outer train wall, but counterproductive for those with thermal insulation from the outer wall.
- Measures to reduce convection or redirect convection flow can substantially reduce the amount of condensed moisture.
- Despite local increases in the thermal conductivity of the insulation foam due to condensed moisture, condensation in the vicinity of thermal bridges has no significant effect on the thermal energy balance of a train and the comfort of the passengers.

Zusammenfassung

In diesem Projekt wurde der Einfluss von Wärmebrücken auf die Kondensation von Wasserdampf in Zugwänden anhand numerischer Modellrechnungen untersucht. Das Projekt knüpft damit an das ESÖV-Projekt 122 «Berechnung der Kondensation in Zugwänden» an, in dem die Akkumulation von kondensierter Feuchte im Dämmmaterial von homogenen Wandaufbauten ohne Wärmebrücken untersucht wurde.

Feuchtetransport durch Dämmmaterialien und in Luftspalten ermöglicht die Ansammlung von Feuchte in einer Zugwand. Kondensationsfeuchte reduziert einerseits die Wärmedämmung eines Dämmmaterials, was zu erhöhtem Energieverbrauch des Zuges und zu einer Einschränkung der Behaglichkeit der Fahrgäste führen kann. Andererseits kann angesammeltes Wasser zu Korrosion des Wagenkastens und zu Schimmelbildung führen, wenn es nicht innert nützlicher Frist wieder austrocknet.

Wärmebrücken beeinflussen die Temperaturverteilung in einer Wand, und damit den Feuchtetransport. In der Umgebung von Wärmebrücken ist daher mit erhöhter Kondensation zu rechnen. Größere Mengen Kondenswasser können an vertikalen Oberflächen ablaufen und sich an Orten ansammeln, wo das Abtrocknen sehr lange dauert. Die Analyse von Menge und Verteilung der Kondensationsfeuchte in der Umgebung von Wärmebrücken liefert daher wichtige Informationen, inwiefern Wärmebrücken die Kondensations-Problematik verschärfen, und welche Massnahmen ergriffen werden können, um Kondensation zu reduzieren.

Folgende Haupt-Fragestellungen wurden in diesem Projekt untersucht:

- Wie oft und für wie lange sind die Bedingungen für Kondensation in der Umgebung einer Wärmebrücke im Lauf eines typischen Jahres erfüllt?
- Sammelt sich in der Umgebung einer Wärmebrücke so viel kondensierte Feuchte an, dass mit ablaufendem Kondenswasser und/oder der Bildung von Schimmel gerechnet werden muss?
- Mit welchen Massnahmen lassen sich Kondensation und Schimmelbildung vermeiden, oder zumindest stark reduzieren?

Die numerischen Berechnungen für den Wärme- und Feuchtetransport wurden mit einer FEM (finite element method) Software für 2-dimensionale und 3-dimensionale Modelle durchgeführt (COMSOL Multiphysics). Das physikalische Modell beruht einerseits auf etablierten gekoppelten Wärme- und Feuchtetransportgleichungen. Andererseits wurde das in COMSOL implementierte physikalische Modell dahingehend erweitert, dass das Wachstum eines Wasserfilms an der Oberfläche einer Wärmebrücke explizit berechnet werden konnte.

Dieses Projekt wurde im Rahmen der Energiestrategie 2050 des öffentlichen Verkehrs vom Bundesamt für Verkehr unterstützt.

Modellierte physikalische Effekte

- Wärmetransport durch Wärmeleitung
- Wärmetransport durch Advektion in Modellen mit Konvektion
- Wärmetransport durch Strahlung an der Innenwand
- Wasserdampftransport durch Diffusion
- Wasserdampftransport durch Advektion in Modellen mit Konvektion
- Kondensation und Verdampfung von Wasser und die dabei involvierte Energie beim Phasenübergang flüssig – gasförmig (Kondensations- und Verdampfungswärme)
- Freie Luftkonvektion an der Innenwand unter Einfluss der Gravitation für Wärmebrücken an vertikalen Wänden (d.h. Seitenwänden)

Vernachlässigte physikalische Effekte

- Einfluss der freien Konvektion für Wärmebrücken an horizontalen Wänden (d.h. im Bodenbereich)
- Phasenübergang flüssig – fest (gefrieren/schmelzen), d.h. Eisbildung
- Einfluss der Gravitation auf kondensierte Feuchte, z.B. Abfliessen von Kondenswasser

- Einfluss der Oberflächenspannung auf die Verteilung kondensierten Wassers auf Oberflächen
- Direkter Flüssigwassertransport innerhalb des Dämmmaterials ist zwar im COMSOL-Modell implementiert, wurde jedoch aus Unkenntnis des relevanten Materialparameters auf null gesetzt. Der Wassertransport ist berücksichtigt mittels Dampftransport und Kondensation (siehe oben).

Randbedingungen

Es wurden zwei Typen von Simulationen durchgeführt:

- **Thermische Simulationen:** Berechnung des Wärmetransportes mit Randbedingungen basierend auf gemessenen Klimadaten während eines Modelljahres. Keine Berechnung des Feuchttetransportes, sondern Beurteilung des Auftretens von Kondensation durch Vergleich der Oberflächentemperaturen mit der Taupunkt-Temperatur des Fahrgastraumes. Thermische Simulationen liefern einen Überblick, wann und für wie lange die Bedingungen für Kondensation und Schimmelbildung erfüllt sind.
- **Hygrothermische Simulationen:** Explizite Berechnung des gekoppelten Feuchte- und Wärmetransportes, auf Grund des hohen Rechenaufwandes bei 2D- und 3D-Modellen in der Regel bei konstanten Randbedingungen, die mit Hilfe der thermischen Simulationen definiert wurden. In einem repräsentativen Winter-Szenario mit erhöhter Kondensation wurden eine während 12 Stunden konstante Außentemperatur von -1°C und eine Innenraumfeuchte von 30% bei 21°C definiert. Hygrothermische Simulationen liefern die Menge und Verteilung von kondensierter Feuchte in der Umgebung einer Wärmebrücke.

Simulierte Wärmebrücken

Es wurden drei im Wandaufbau eines Flirt-Zuges der SBB existierende Geometrien von Wärmebrücken simuliert.

Erdungsauge (2D-rotationssymmetrisch)

Ein zylindrischer Aluminium-Bolzen von 3 cm Durchmesser und 2 cm Höhe ist auf den Boden des Wagenkastens geschweisst, der zur Befestigung einer Erdungslitze für den Schiebetritt im Bereich der Türen dient. Der Bolzen unterbricht dabei das Dämmmaterial und steht in direktem Kontakt mit dem darüberliegenden Luftraum zwischen Dämmmaterial und dem Fussboden des Fahrgastraumes. Zwischen dem Bolzen und dem Dämmmaterial besteht ein Luftspalt von 1 cm Breite.

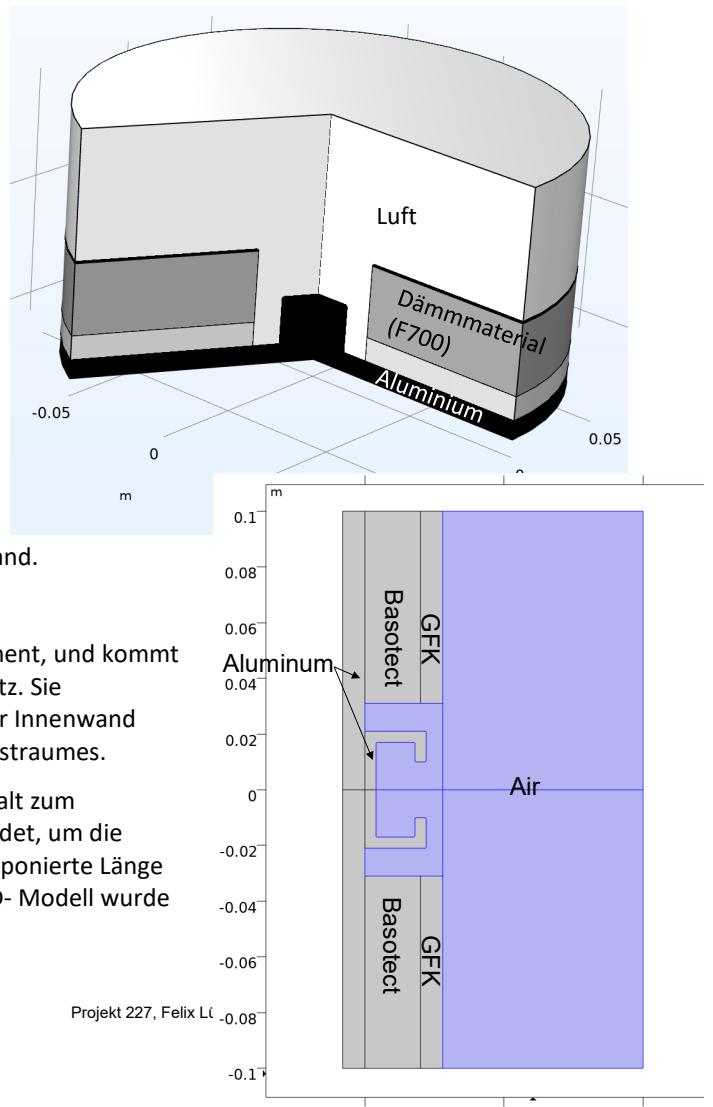
Auf Grund der Rotationssymmetrie wurde diese Geometrie mit einem 2D-rotationssymmetrischen Modell simuliert (mit vertikaler Symmetrie-Achse durch das Zentrum des Bolzens).

Simuliert wurde die Umverteilung einer Menge an eingedrungener Feuchte bei Abkühlung der Außenwand.

C-Schiene (2D, 3D)

Die C-Schiene dient als universelles Befestigungs-Element, und kommt z.B. bei der Montage der Sitzbefestigungen zum Einsatz. Sie unterbricht Dämmmaterial sowie GFK-Verkleidung der Innenwand und steht in direktem Kontakt mit der Luft des Fahrgastraumes.

Die C-Schiene wurde sowohl mit als auch ohne Luftspalt zum Dämmmaterial simuliert. 2D-Modelle wurden verwendet, um die Situation einer langen C-Schiene abzubilden, deren exponierte Länge gross ist im Vergleich zu Breite und Höhe. In einem 3D- Modell wurde

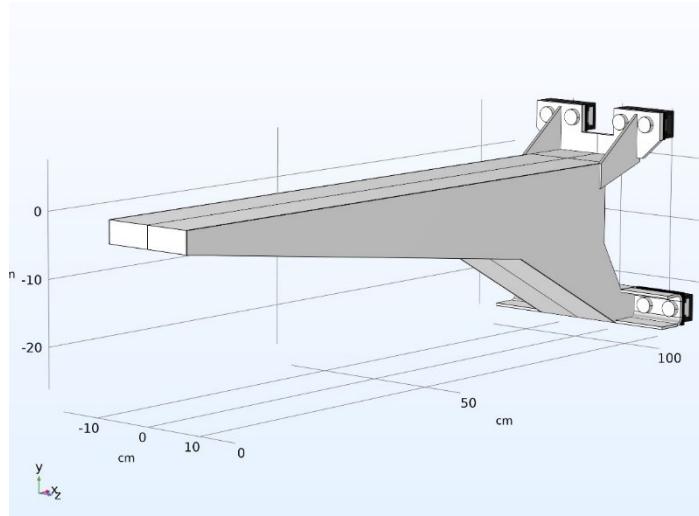


zusätzlich der Fall einer C-Schiene berechnet, die nur auf 8 cm Länge der Fahrgastrau luft ausgesetzt ist, während der Rest der C-Schiene unter der GFK-Abdeckung liegt. Dies entspricht einem für die Sitzbefestigung repräsentativen Szenario, wo die GFK-Abdeckung nur an den Montagepunkten unterbrochen wird.

Simuliert wurde die Zunahme des Feuchtegehaltes in der Dämmung sowie der Dicke des Wasserfilms auf der Oberfläche der C-Schiene unter konvektiver Zufuhr von Feuchte aus dem Fahrgastrau.

Sitzbefestigung (Cantilever, 3D)

Im Flirt-Zug der SBB werden die Sitze mittels eines Cantilevers aus Stahlblech befestigt, der mittels C-Schienen an 8 Punkten auf die Wand des Wagenkastens geschraubt ist. Der Cantilever bildet dadurch eine Wärmebrücke, die ca. 1 Meter in den Fahrgastrau hineinragt, und auf dieser Länge direkt der Luft im Fahrgastrau ausgesetzt ist. An den Montagepunkten ist der Cantilever durch eine thermische Isolierschicht überdämmt, sodass der Wärmetransport zu den C-Schienen und zur Außenwand nur über die Schrauben stattfinden kann.



Der Cantilever wurde in einem 3D-Modell simuliert. Da in diesem Modell nur die Kondensation direkt auf der Oberfläche des Cantilevers von Interesse war, wurde die Wanddämmung nicht mitgerechnet.

Schlussfolgerungen aus allen berechneten Geometrien und Modellen

1. Dank Überdämmung sind die Bedingungen für Oberflächenkondensation für eine Cantilever-Sitzbefestigung aus Metall während des Modelljahres äußerst selten und nur kurzzeitig erfüllt. Die Bildung von abfliessendem Kondenswasser ist daher nicht zu erwarten.
2. Bei Verwendung von faserverstärktem Kunststoff als Werkstoff für eine Sitzbefestigung sind die Bedingungen für Kondensation im Bereich der Befestigung an der Außenwand während Kälteperioden vermehrt erfüllt, sodass die Bildung abfliessenden Kondenswassers für andere Werkstoffe individuell beurteilt werden müsste.
3. Auf freien Oberflächen von nicht überdämmten, an Seitenwänden montierten Wärmebrücken (z.B. C-Schiene) kondensiert während winterlicher Kälteperioden genügend Feuchte, dass innert einiger Stunden abfliessende Tropfen zu erwarten sind. Durch Überdämmung der Wärmebrücke kann dieses Problem eliminiert werden.
4. An Kanten und Ecken von Wärmebrücken tritt Kondensation verstärkt auf im Vergleich zu einer homogenen Wand.
5. Im Dämmmaterial kondensiert besonders viel Feuchte an Orten, wo das Dämmmaterial in direktem Kontakt mit einer Wärmebrücke ist, und gleichzeitig der konvektiven Anströmung von Luft aus dem Fahrgastrau exponiert ist. An solchen Stellen kann der lokale Feuchtegehalt im Dämmmaterial im Bereich von Ecken und Kanten innerhalb einiger Stunden den maximalen Feuchtegehalt übersteigen, was zu aus der Dämmung abfliessendem Wasser führen kann.
6. Ein Luftspalt zwischen Wärmebrücke und Dämmmaterial hat kaum Einfluss auf die Oberflächenkondensation der Wärmebrücke. Im Fall einer nicht überdämmten Wärmebrücke verhindert ein Luftspalt aber die Bildung von aus der Dämmung abfliessendem Wasser. Bei überdämmten Wärmebrücken dagegen ist ein Luftspalt kontraproduktiv.

7. Wo die Wand durch eine Wandinnenverkleidung abgedeckt ist, ist kaum Akkumulierung von Feuchte durch diffusiven Transport zu erwarten. Umgekehrt bietet eine Unterbrechung der Innenverkleidung wenig Potenzial für das diffusive Austrocknen von eingedrungener Feuchte.
8. Die Kondensationsfeuchte in der Umgebung von Wärmebrücken hat keinen nennenswerten Einfluss auf die Energiebilanz der ganzen Zugwand und auf die Behaglichkeit der Fahrgäste.
9. Die Bildung von Schimmelpilz ist an Oberflächen überdämpter Wärmebrücken nicht zu erwarten. Im angrenzenden Dämmmaterial begünstigt ein Luftspalt die Bildung von Schimmel. An Oberflächen nicht-überdämpter Wärmebrücken können die Bedingungen für Schimmelbildung während winterlicher Kälteperioden erfüllt sein. Ein Luftspalt verhindert die Bildung von Schimmel im angrenzenden Dämmmaterial, wenn die Wärmebrücke nicht überdämmt ist.

Empfehlungen

1. Wärmebrücken sollten wenn möglich überdämmt werden, um Kondensation und die Bildung von Schimmelpilz zu verhindern.
2. Falls Kunststoffe als Werkstoffe für Sitzbefestigungen in Betracht gezogen werden, sollte die Situation in Bezug auf abfließendes Kondenswasser mittels hygrothermischer Simulation neu beurteilt werden.
3. Bei Wärmebrücken ohne Überdämmung ist ein Luftspalt zwischen Wärmebrücke und Dämmmaterial zu empfehlen, um aus der Dämmung ablaufendes Kondenswasser zu verhindern. Bei Wärmebrücken mit Überdämmung sollten Luftspalte dagegen vermieden werden.
4. Wo möglich sollte die Oberfläche einer Wärmebrücke nicht direkt der konvektiven Luftströmung ausgesetzt sein. Massnahmen zur Umlenkung der Strömung dürfen die Menge kondensierender Feuchte substanzIELL reduzieren.
5. Bei C-Schienen sollte die darüber liegende Wandinnenverkleidung nur unmittelbar an Montagepunkten unterbrochen werden, um die konvektionsbedingte Kondensation so weit wie möglich zu reduzieren.

Résumé

Dans ce projet, l'influence des ponts thermiques sur la condensation de la vapeur d'eau dans les parois de train a été étudiée à l'aide de simulations numériques. Le projet fait ainsi suite au projet 122, dans lequel l'accumulation d'humidité condensée dans les matériaux isolants de parois homogènes sans ponts thermiques a été étudiée.

Le transport d'humidité à travers les matériaux isolants et dans les interstices d'air permet l'accumulation d'humidité dans une paroi de train. D'une part, l'humidité condensée réduit l'isolation thermique d'un matériau isolant, ce qui peut détériorer le bilan énergétique du train et une diminution du confort des passagers. D'autre part, l'eau accumulée peut entraîner de la corrosion et la formation de moisissures si elle ne s'assèche pas dans un délai raisonnable.

Les ponts thermiques influencent la répartition de la température dans une paroi, et donc le transport de l'humidité. Il faut donc s'attendre à une condensation accrue dans l'environnement des ponts thermiques. De grandes quantités d'eau de condensation peuvent s'écouler sur des surfaces verticales et s'accumuler dans des endroits où le séchage prend beaucoup de temps. L'analyse de la quantité et de la répartition de l'humidité de condensation à proximité des ponts thermiques fournit donc des informations importantes sur la mesure dans laquelle les ponts thermiques aggravent le problème de la condensation et sur les mesures qui peuvent être prises pour réduire la condensation.

Les questions principales suivantes ont été étudiées dans le cadre de ce projet:

- À quelle fréquence et pendant combien de temps les conditions de condensation sont-elles remplies dans l'environnement d'un pont thermique au cours d'une année typique ?
- L'accumulation d'humidité condensée à proximité d'un pont thermique est-elle telle qu'il faut s'attendre à l'écoulement de l'eau de condensation et/ou à la formation de moisissures ?
- Quelles mesures permettent d'éviter la condensation et la formation de moisissures, ou du moins de les réduire fortement ?

Les calculs numériques pour le transport de chaleur et d'humidité ont été effectués à l'aide d'un logiciel FEM (méthode des éléments finis) pour des modèles en 2 et 3 dimensions (COMSOL Multiphysics). Le modèle physique est basé d'une part sur des équations de transport de chaleur et d'humidité couplées établies. D'autre part, le modèle physique implémenté dans COMSOL a été étendu de manière à ce que la croissance d'un film d'eau à la surface d'un pont thermique puisse être calculée.

Ce projet a été soutenu par l'Office Fédéral des Transports dans le cadre de la stratégie énergétique 2050 des transports publics.

Effets physiques modélisés

- Transport de chaleur par conduction
- Transport de chaleur par advection dans les modèles avec convection
- Transport de chaleur par rayonnement sur la paroi interne
- Transport de vapeur d'eau par diffusion
- Transport de vapeur d'eau par advection dans les modèles avec convection
- Condensation et évaporation de l'eau et énergie associée à la transition de phase liquide - gaz (chaleur de condensation et d'évaporation)
- Convection libre de l'air sur la paroi intérieure sous l'influence de la gravitation pour les ponts thermiques montés sur les parois verticales

Effets physiques négligés

- Influence de la convection libre pour les ponts thermiques montés sur les parois horizontales (c.-à-d. au niveau du sol)
- Transition de phase liquide - solide (geler/ fondre)

- Influence de la gravité sur l'humidité condensée, par ex. écoulement de l'eau de condensation
- Influence de la tension superficielle sur la répartition de l'eau condensée sur les surfaces
- Le transport direct d'eau liquide au sein du matériau isolant est certes implémenté dans le modèle COMSOL, mais il a été mis à zéro par méconnaissance du paramètre matériel pertinent. Le transport d'eau est pris en compte par le transport de vapeur et la condensation.

Conditions limites

Deux types de simulations ont été effectués:

- Simulations thermiques: Calcul du transport de chaleur avec des conditions limites basées sur des données climatiques mesurées pendant une année typique. Pas de calcul du transport d'humidité, mais évaluation de l'apparition de condensation en comparant les températures de surface avec la température du point de condensation de l'espace passagers. Les simulations thermiques fournissent un aperçu de la fréquence à laquelle les conditions de condensation et de formation de moisissures sont réunies.
- Simulations hygrothermiques: Calcul explicite du transport couplé de l'humidité et de la chaleur. En raison de la charge de calcul élevée pour les modèles 2D et 3D, des conditions limites constantes ont en général été définies à l'aide des simulations thermiques. Dans un scénario hivernal représentatif avec une condensation accrue, une température extérieure constante de -1°C pendant 12 heures et une humidité intérieure de 30% à 21°C ont été utilisées. Les simulations hygrothermiques fournissent la quantité et la répartition de l'humidité condensée dans l'environnement d'un pont thermique.

Ponts thermiques simulés

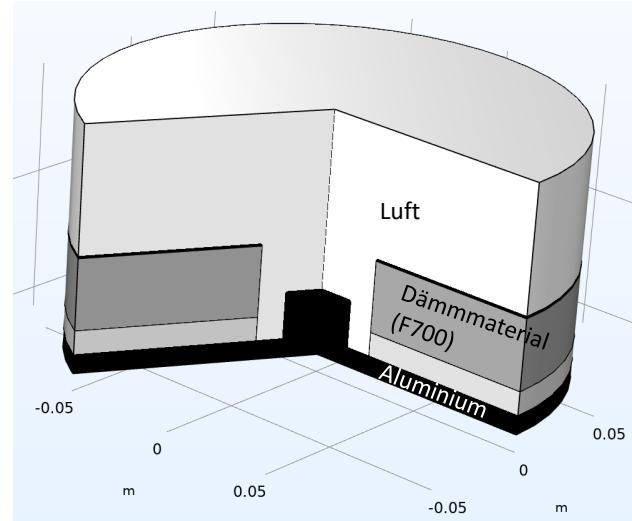
Trois géométries de ponts thermiques existant dans la structure des parois d'un train Flirt des CFF ont été simulées.

Boulon de mise à terre (symétrie de rotation 2D)

Un boulon cylindrique en aluminium de 3 cm de diamètre et de 2 cm de hauteur est soudé sur le plancher de la caisse du wagon et sert à fixer un fil de mise à terre pour la marche coulissante au niveau des portes. Le boulon interrompt ainsi le matériau isolant et est en contact direct avec l'espace d'air situé au-dessus, entre le matériau isolant et le plancher de l'espace passagers. Il existe un espace d'air de 1 cm entre le boulon et le matériau isolant.

En raison de la symétrie de rotation, cette géométrie a été simulée à l'aide d'un modèle 2D à symétrie de rotation (avec un axe de symétrie vertical passant par le centre du boulon).

La redistribution d'une quantité d'humidité infiltrée a été simulée lors du refroidissement de la paroi extérieure.



C-rail (2D, 3D)

Le C-rail sert d'élément de fixation universel, et est utilisé par exemple pour le montage des fixations de sièges. Il interrompt le matériau d'isolation de la paroi ainsi que le revêtement en PRV de la paroi intérieure et est en contact direct avec l'air de l'espace passagers.

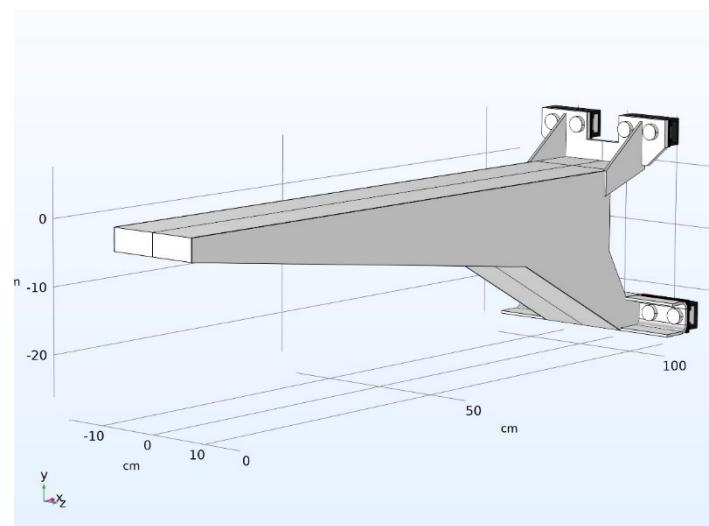
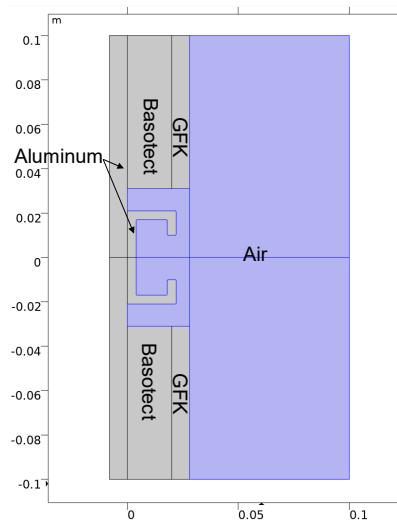
Le C-rail a été simulé avec et sans espace d'air par rapport au matériau d'isolation. Des modèles 2D ont été utilisés pour représenter la situation d'un C-rail long, dont la longueur exposée est importante par rapport à la largeur et à la hauteur. Dans un modèle 3D, le cas d'un C-rail exposé à l'air sur 8 cm de longeur seulement a également été calculé, tandis que le reste du C-rail se trouve sous le revêtement en PRV. Cela correspond à un scénario représentatif de la fixation des sièges, où la couverture en PRV n'est interrompue qu'aux points de montage.

L'augmentation de la teneur en humidité dans l'isolation ainsi que l'épaisseur du film d'eau à la surface du C-rail sous l'effet de l'apport convectif d'humidité ont été simulées.

Fixation des sièges (Cantilever, 3D)

Dans le train Flirt des CFF, les sièges sont fixés au moyen d'un cantilever en tôle d'acier, vissé en 8 points sur la paroi extérieure de la voiture à l'aide de C-rails. Le cantilever forme ainsi un pont thermique qui pénètre d'environ 1 mètre dans l'espace passagers et qui est directement exposé à l'air de l'espace passagers sur cette longueur. Aux points de montage, le cantilever est thermiquement séparé de la paroi extérieure à l'aide d'une couche d'isolation thermique, de sorte que le transport de chaleur entre les C-rails et la paroi extérieure ne peut se faire que par les vis.

Le cantilever a été simulé dans un modèle 3D. Comme ce modèle n'étudiait que la condensation qui se produit directement sur la surface du cantilever, l'isolation de la paroi n'a pas été intégrée dans le modèle.



Conclusions de toutes les géométries et de tous les modèles calculés

1. Grâce à la couche d'isolation, les conditions de condensation à la surface d'un cantilever métallique sont très rarement et brièvement remplies pendant une année typique. La formation d'eau de condensation s'écoulant n'est donc pas à prévoir.
2. En cas d'utilisation de PRV pour une fixation de siège, les conditions de condensation sont plus souvent remplies dans la zone de la fixation sur la paroi extérieure pendant les périodes de froid. Par conséquent, la formation d'eau de condensation devrait être évaluée individuellement pour d'autres autres matériaux.
3. sur les surfaces libres des ponts thermiques sans couche d'isolation et montés sur les murs latéraux (par ex. C-rail), suffisamment d'eau se condense pendant les périodes de froid hivernal pour que l'on puisse s'attendre à ce que des gouttes s'écoulent en quelques heures. Ce problème peut être éliminé par une couche d'isolation entre le pont thermique et la paroi extérieure.
4. la condensation se produit davantage sur les bords et les angles des ponts thermiques que dans une paroi homogène.
5. L'humidité se condense particulièrement dans le matériau isolant aux endroits où le matériau isolant est en contact direct avec un pont thermique et est en même temps exposé au flux convectif de l'air de l'espace passagers. Dans de tels endroits, le taux d'humidité local dans le matériau isolant au niveau des coins et des bords peut dépasser le taux d'humidité maximal en quelques heures, ce qui peut entraîner un écoulement d'eau hors de l'isolation.

6. Une lame d'air entre le pont thermique et le matériau isolant n'a guère d'influence sur la condensation à la surface du pont thermique. Dans le cas d'un pont thermique sans couche d'isolation, une lame d'air empêche toutefois la formation d'eau s'écoulant de l'isolation. En revanche, dans le cas d'un pont thermique avec une couche d'isolation, une lame d'air est contre-productive.
7. Lorsque la paroi est recouverte d'un revêtement intérieur, il est peu probable que l'humidité s'accumule par transport diffus. Inversement, une interruption du revêtement intérieur offre peu de potentiel pour l'assèchement d'humidité infiltrée par diffusion.
8. L'humidité de condensation à proximité des ponts thermiques n'a pas d'influence notable sur le bilan énergétique de l'ensemble de la paroi du train ni sur le confort des passagers.
9. Il ne faut pas s'attendre à la formation de moisissures à la surface des ponts thermiques avec une couche d'isolation. Dans le matériau isolant adjacent, une lame d'air favorise la formation de moisissures. Sur les surfaces des ponts thermiques sans couche isolante, les conditions pour la formation de moisissures peuvent être remplies pendant les périodes de froid hivernal. Une lame d'air empêche la formation de moisissures dans le matériau isolant adjacent si le pont thermique n'est pas muni d'une couche isolante.

Recommendations

1. Dans la mesure du possible, les ponts thermiques devraient être thermiquement séparés de la paroi extérieure à l'aide d'une couche isolante afin d'éviter la condensation et la formation de moisissures.
2. Si des matières plastiques sont envisagées comme matériaux de fixation des sièges, la situation devrait être réévaluée par rapport à l'écoulement de l'eau de condensation au moyen d'une simulation hygrothermique.
3. Pour les ponts thermiques sans couche isolante, il est recommandé de laisser un espace d'air entre le pont thermique et le matériau isolant afin d'empêcher l'eau de condensation de s'écouler de l'isolation. En revanche, pour les ponts thermiques avec une couche d'isolation, il convient d'éviter les lames d'air.
4. Dans la mesure du possible, la surface d'un pont thermique ne devrait pas être directement exposée au flux d'air convectif. Des mesures visant à dévier le flux promettent de réduire substantiellement la quantité d'humidité condensée.
5. Dans le cas des C-rails, le revêtement intérieur de la paroi ne doit être interrompu que directement aux points de montage, afin de réduire autant que possible la condensation due à la convection.

1. Ausgangslage

1.1. Wasserdampfkondensation in Verkehrsmitteln

Zwischen Innen- und Aussenraum von Zügen können mitunter grosse Temperaturdifferenzen herrschen. Wärmedämmungen helfen, den resultierenden Wärmestrom durch die Fahrzeugwand tief zu halten, und verbessern die Energiebilanz des Rollmaterials sowie die Behaglichkeit der Fahrgäste. Bei erhöhter Luftfeuchtigkeit können grosse Temperaturgradienten allerdings zur Bildung von Kondenswasser in der Wanddämmung führen.

Die Problematik von Wasserkondensation in Wänden ist für Gebäude bestens bekannt. Im Gebäudebereich werden Massnahmen ergriffen, welche die Kondensation wirksam verhindern: Dampfsperrsichten verhindern das Eindringen von Feuchtigkeit aus dem Innenraum in die Isolationsschichten der Wände. Gute thermische Isolation verhindert zudem die Kondensation auf der Innenseite der Wände.

In Fahrzeugenwänden ist die Situation vergleichbar, jedoch unterscheiden sich die Rahmenbedingungen von Fahrzeugen von denjenigen bei Gebäuden:

- Wanddämmungen fallen oft geringer aus, weil sie sonst zu schwer und voluminös sind
- die Aussenhülle der meisten Fahrzeuge ist metallisch und deshalb stark wärmeleitend
- Die Dampfsperrsicht befindet sich auf der Aussenseite des Wandaufbaus (Aussenhülle). In Bezug auf Kondensation stellt dies eine schlechtere Ausgangslage dar im Vergleich zu Gebäuden, wo sich die Dampfsperrsicht auf der Innenseite befindet.
- durch den Fahrtwind sind Aussenwände von Fahrzeugen viel stärker gekühlt als die von Gebäuden, wo nur natürliche Luftkonvektion herrscht

Der Aufbau von Zugwänden beinhaltet Dampfbarrieren und Wärmedämmungen, welche die Kondensation reduzieren, jedoch nicht verhindern. Kondenswasser kann deshalb in der Wanddämmung anfallen, was zu folgenden Problemen führt:

- Korrosion, wenn akkumulierte Feuchte längere Zeit nicht abtrocknen kann
- Gewichtserhöhung der Züge (insbesondere wenn das Kondenswasser gefriert)
- Schädigung der Wandstruktur, insbesondere wenn das Kondenswasser gefriert
- reduzierte Wärmedämmung der Wand, welche die Kondensation zusätzlich verstärkt und zudem zu einer Komforteinbusse im Zugsinneren führt.

Die Menge der Kondensation hängt von der Aussentemperatur, vom Klima im Zugsinneren (beeinflusst durch die Belegungszahl) und natürlich vom Wandaufbau ab.

Wärmebrücken (z.B. direkt auf die Aussenhülle geschraubte Strukturen wie Sitze, Gepäckablagen etc.) stellen isolierte Regionen von im Vergleich zur restlichen Fahrzeugwand sehr grosser Wärmeleitfähigkeit dar. Wärmeverluste über solche Wärmebrücken können die Energiebilanz des Rollmaterials erheblich verschlechtern. In diesem Projekt soll der Einfluss von Wärmebrücken auf die Wasserdampfkondensation innerhalb und/oder ausserhalb des Dämmmaterials untersucht und quantifiziert werden.

2. Ziel der Arbeit

In diesem Projekt soll ein Simulations-Modell erstellt werden zur Berechnung der Kondensation von Feuchte in Zugswänden unter Einbezug von Inhomogenitäten im Wandaufbau, wie z.B. Wärmebrücken. Mit Hilfe dieses Modells sollen die Häufigkeit von Kondensation sowie Menge und Verteilung kondensierter Feuchte auf der Oberfläche von Wärmebrücken und im angrenzenden Dämmmaterial untersucht werden. Anhand der Simulationen sollen Erkenntnisse zu folgenden Fragestellungen gewonnen werden:

- Wie oft und für wie lange sind während eines typischen Jahres die Bedingungen für Kondensation an der Oberfläche einer Wärmebrücke erfüllt?

- Sind von Oberflächen von Wärmebrücken abfliessende Kondenswasser-Tropfen zu erwarten?
- Kann der Feuchtegehalt in der Dämmung in der Nähe von Wärmebrücken Werte annehmen, bei denen Kondenswasser aus der Dämmung abfliesst?
- Wie stark erhöht die in Umgebung einer Wärmebrücke kondensierte Feuchte die Wärmeverluste der Zugwand?
- Welche Empfehlungen können an Hersteller gemacht werden in Bezug auf Geometrie von Bauteilen und Wandaufbau zur Vermeidung starker Kondensation?

3. Forschungsansatz und aktueller Wissensstand

3.1. Kondensation in Dämmmaterialien und auf Oberflächen

Die Bedingungen für die Kondensation von Wasserdampf aus der Luft auf Oberflächen und in Dämmmaterialien unterscheiden sich. In Abwesenheit hygroskopischer Substanzen muss die relative Feuchte (RH) an einer festen Oberfläche 100% erreichen, damit Wasserdampf auf der Oberfläche kondensieren kann. Mit anderen Worten: Die Temperatur der Oberfläche muss tiefer oder gleich der Taupunkt-Temperatur der angrenzenden Luft sein. Je höher der Feuchtegehalt der Luft (absolute Feuchte, z.B. in $\frac{kg}{m^3}$), desto höher liegt die Taupunkt-Temperatur. Wird die Taupunkt-Temperatur auf einer Oberfläche unterschritten, kondensiert so lange Wasserdampf auf die Oberfläche, bis die absolute Feuchte der Luft so weit reduziert ist, dass ihre Taupunkt-Temperatur wieder der Oberflächentemperatur entspricht. Umgekehrt wird von einer nassen Oberfläche so lange Wasser in trockene Luft verdunsten, bis die Taupunkt-Temperatur der Luft auf die Oberflächentemperatur angestiegen und damit die RH direkt an der Oberfläche auf 100% gestiegen ist. Auf einer Oberfläche kondensierte Feuchte kann also nur bei genau RH=100% im Gleichgewicht mit dem umgebenden Luft-Wasserdampf existieren.

Kondensation von Feuchte in einem Dämmmaterial wurde im Schlussbericht von Projekt 122 bereits erläutert. Der Begriff der Feuchte umfasst in einem Dämmmaterial sowohl adsorbiertes und flüssiges Kapillarwasser als auch die Dampf-Phase, wobei bei relevanten relativen Feuchten flüssiges Kapillarwasser dominiert [1]. In einem porösen Dämmmaterial kann flüssiges Kapillarwasser auf Grund des Kelvin-Effektes konkaver Flüssigkeits-Oberflächen auch bei $RH < 100\%$ im Gleichgewicht mit der Dampf-Phase existieren. Je kleiner die Kapillaren, desto geringer ist die für ein Gleichgewicht erforderliche RH ϕ ($= RH/100\%$). Da ein poröses Dämmmaterial typischerweise eine ganze Verteilung von Kapillardurchmessern aufweist, kann eine materialtypische Feuchtegehalts-Funktion $wc(\phi)$ formuliert werden, die mit zunehmender relativer Feuchte zunimmt. Die Funktion $wc(\phi)$ besagt, wieviel Feuchte in $\frac{kg}{m^3}$ das Dämmmaterial enthält, wenn es sich im Gleichgewicht mit Luft bei einer relativen Feuchte ϕ befindet. Im Gegensatz zu einer «makroskopischen» Oberfläche wird kondensierte Feuchte in einem porösen Dämmmaterial also bei jeder relativen Feuchte $\phi \leq 1$ ein Gleichgewicht mit der umgebenden Luft finden.

3.2. Bisherige Erkenntnisse für homogene Wandaufbauten

Die Grundlagen der Wasserdampfkondensation in Fahrzeugwänden wurden im Projekt P122 «Berechnung der Kondensation in Zugwänden» im Rahmen des Programms Umsetzung der Energiestrategie 2050 im öffentlichen Verkehr (ESÖV 2050) erarbeitet. Dabei wurden Wärme- und Feuchtetransport durch einen homogenen Wandaufbau simuliert (d.h. ohne Berücksichtigung von Wärmebrücken). Für die Simulation wurde mit der COMSOL-Software ein eindimensionales Modell erstellt, in dem die gekoppelten Gleichungen für Wärme- und Feuchtetransport in einer Dimension (senkrecht zur Fahrzeugwand) gelöst wurden. Als Randbedingungen der Simulation wurden reale Messdaten eines Zuges über den Zeitraum eines Jahres verwendet. Folgende Erkenntnisse konnten aus dieser Studie für homogene Wandaufbauten gewonnen werden:

- Im Winter gibt es Perioden mit erhöhtem Wassergehalt in der Dämmschicht. Dieser ist aber zu keinem Zeitpunkt so gross, dass er nahe an den maximalen Wassergehalt der Dämmschicht kommen würde. Abfliessendes Wasser ist demzufolge nicht zu erwarten.

- Die Feuchtigkeit hat nach einer Kälteperiode wieder Gelegenheit zu verdampfen. Es gibt keine Akkumulation von Wasser während eines Jahres.
- Durch Abstellen in Einstellhalle kann die Dämmschicht relativ schnell wieder austrocknen.
- Da sich der erhöhte Wassergehalt auf eine dünne Schicht nahe der Außenwand konzentriert, beeinflusst das Flüssigwasser kaum die Wärmeleitfähigkeit und damit die Energiebilanz des Zuges.

3.3. Die Rolle von Wärmebrücken in Zugwänden

Wärmebrücken in Zugwänden sind in der Regel Bauteile aus Metall, die in thermischem Kontakt mit dem metallenen Wagenkasten sind (z.B. auf den Wagenkasten geschraubt oder geschweisst), und die Dämmschicht ganz oder teilweise durchbrechen. Häufig ist die Oberfläche einer Wärmebrücke in direktem Kontakt mit der Luft des Fahrgastrumes, sowie in direktem Kontakt mit dem Dämmmaterial. Erstes kann zu direkter Kondensation von Wasser auf der Oberfläche der Wärmebrücke und damit zu abfließendem Wasser führen. Die Präsenz einer Wärmebrücke kann zudem zu grösseren Gradienten von Temperatur und Dampfdruck im Dämmmaterial führen, was die Kondensation in der Umgebung der Wärmebrücke beschleunigen und somit die Problematik der Kondensation im Vergleich zu einem homogenen Wandaufbau akzentuieren kann. Quantitative Aussagen über Menge und Verteilung von kondensierter Feuchte in Umgebung von Wärmebrücken erfordern numerische Simulation des gekoppelten Feuchte- und Wärmetransportes.

3.4. Physikalisches Modell

Die numerischen Berechnungen für den Wärme- und Feuchttetransport wurden mit einer FEM (finite element method) Software durchgeführt (COMSOL Multiphysics). Dabei müssen verschiedene physikalische Konzepte und deren Kopplungen berücksichtigt werden: Wärmetransport, Feuchttetransport, sowie Flüssigdynamik in Fällen, wo Konvektion berücksichtigt wird. Die entsprechenden Differenzialgleichungen sind standardmäßig in COMSOL implementiert. Die Entwicklung eines Wasserfilms bei Kondensation von Wasserdampf auf einer Oberfläche ist dagegen nicht direkt in COMSOL implementiert. Es wurden zwei unabhängige Modelle zur Berechnung eines Wasserfilms entwickelt und getestet. Die Äquivalenz der beiden Modelle konnte in 1-dimensionalen Simulationen bestätigt werden (siehe Anhang 1 und 2). In höherdimensionalen Modellen stellte sich heraus, dass eines der beiden Modelle besser geeignet ist, um Kondensation auf Oberflächen zu berechnen. Die Details des verwendeten physikalischen Modells sind im Anhang 1 beschrieben.

3.4.1. Modellierte physikalische Effekte

- Wärmetransport durch Wärmeleitung
- Wärmetransport durch Advektion in Modellen mit Konvektion
- Wärmetransport durch Strahlung an der Innenwand
- Wasserdampftransport durch Diffusion
- Wasserdampftransport durch Advektion in Modellen mit Konvektion
- Kondensation und Verdampfung von Wasser und die dabei involvierte Energie beim Phasenübergang flüssig – gasförmig (Kondensations- und Verdampfungswärme)
- Freie Luftkonvektion an der Innenwand unter Einfluss der Gravitation für Wärmebrücken an vertikalen Wänden (d.h. Seitenwänden)

3.4.2. Vernachlässigte physikalische Effekte

- Einfluss der freien Konvektion für Wärmebrücken an horizontalen Wänden (d.h. im Bodenbereich)
- Phasenübergang flüssig – fest (gefrieren/schmelzen), d.h. Eisbildung
- Einfluss der Gravitation auf kondensierte Feuchte, z.B. Abfließen von Wasserkondensat
- Einfluss der Oberflächenspannung auf die Verteilung kondensierten Wassers auf Oberflächen
- Direkter Flüssigwassertransport innerhalb des Dämmmaterials ist zwar im physikalischen Modell implementiert, wurde jedoch aus Unkenntnis des relevanten Materialparameters auf null gesetzt. Der Wassertransport ist berücksichtigt mittels Dampftransport und Kondensation (siehe oben).

3.4.3. Weitere Annahmen oder Vereinfachungen

- Materialdaten wurden teilweise ergänzt. Details dazu befinden sich im Anhang 1.
- Die Ausdehnung der im Modell simulierten Umgebung einer Wärmebrücke definiert in Simulationen mit freier Konvektion die Grösse der sich ausbildenden Konvektions-Zelle. Es wurde angenommen, dass die resultierenden Strömungsgeschwindigkeiten repräsentativ sind (siehe Kapitel 5.2.2.2 sowie Anhang 1).
- In Modellen mit freier Konvektion wurde der diffusive Feuchtetransport in Luft mit der Konzentration statt dem Dampfdruck als treibendes Potenzial berechnet (siehe Kapitel 5.2.5 und Anhang 1)
- Die Differentialgleichungen für die Dicke der Kondensatschicht und für den Wärmetransport sind nicht vollständig gekoppelt. Die Auswirkung des Kondensatfilms auf der Oberfläche einer Wärmebrücke auf den Wärmetransport zwischen Wärmebrücke und Umgebung wurde vernachlässigt (siehe Kapitel 5.2.3.3 sowie Anhang 3).

3.5. Simulationen

3.5.1. Geometrien

Es wurden 1-dimensionale, 2-dimensionale und 3-dimensionale Simulationen durchgeführt. Die Berechnung eines Kondensat-Films auf einer Oberfläche wurde zunächst in einem 1-dimensionalen Modell entwickelt und getestet (siehe Anhang 1 und 2), bevor sie in höher-dimensionalen Modellen mit Wärmebrücken implementiert wurde. 1-dimensionalen Modellen liegt die Annahme eines homogenen Wandaufbaus ohne Wärmebrücken zugrunde (siehe Projekt P122, [2]). 2-dimensionale Modelle können verwendet werden, um 3-dimensionale Geometrien von Wärmebrücken mit Translations- und Rotationssymmetrie zu simulieren (im Weiteren als 2D- respektive 2Drot-Modelle bezeichnet). Die Berechnungen werden dabei in 2 Dimensionen durchgeführt, und die Resultate können auf 3 Dimensionen projiziert werden. 3-dimensionale Modelle können verwendet werden, um Geometrien ohne Symmetrie oder mit Spiegelsymmetrie zu berechnen.

In 2Drot-Modellen wurden anhand einfacher, generischer Geometrien von Wärmebrücken allgemeine Erkenntnisse über Menge und Verteilung kondensierter Feuchte abgeleitet. Weiterhin wurden in Zusammenarbeit mit Stadler Rail AG drei real existierende Wärmebrücken im Wandaufbau von Zügen wie dem Flirt-Zug der SBB identifiziert:

- Erdungs-Zylinder (Erdungsauge), auf den Boden des Wagenkastens geschweisst
- C-Schiene als universelles Bauteil für die Befestigung von Elementen an Seitenwänden
- Sitzbefestigung (Cantilever), mittels C-Schienen an der Seitenwand des Wagenkastens befestigt

Deren Simulation in 2D-, 2D-rot-, oder 3D-Modellen erlaubten quantitative Aussagen über Menge und Verteilung kondensierter Feuchte in der Umgebung von Wärmebrücken sowie über deren Auswirkung auf die Wärmedämmung des angrenzenden Dämmmaterials. Ebenfalls konnten Empfehlungen zur Vermeidung exzessiver Kondensatbildung abgeleitet werden.

Details zu allen berechneten Geometrien sind in Kapitel 4 ersichtlich.

3.5.2. Thermische Simulationen mit variablen Randbedingungen

Sinkt die Oberflächentemperatur einer Wärmebrücke unter die Taupunkt-Temperatur der Luft im Fahrgastraum, so ist Kondensation an der Oberfläche der Wärmebrücke zu erwarten. Äquivalent zum Vergleich der Oberflächentemperatur mit der Taupunkt-Temperatur des Fahrgastraumes ist die Berechnung der relativen Feuchte, welche die Luft im Fahrgastraum durch Abkühlung auf die Oberflächentemperatur der Wärmebrücke erhalten würde. Dabei kann aus der minimalen Oberflächentemperatur T_{min} die maximale relative Feuchte an der Oberfläche der Wärmebrücke gemäss folgender Formel bestimmt werden:

$$RH_{max} = \frac{RH_{FGR} \cdot p_{sat}(T_{FGR})}{p_{sat}(T_{min})}$$

wobei p_{sat} den Sättigungs-Dampfdruck bezeichnet. Oberflächen-Kondensation kann dann erwartet werden, wenn $RH_{max} \geq 100\%$.

Die Berechnung des zeitlichen Verlaufes von RH_{max} erlaubt eine Abschätzung, wie oft und wie lange Kondensation auftritt, ohne explizite Simulation des Feuchtetransportes. Die dafür erforderliche Simulation des Wärmetransportes ist mit relativ geringem Rechenaufwand durchführbar. Um Häufigkeit und Zeitpunkt des Auftretens von Oberflächen-Kondensation während eines typischen Jahres zu bestimmen, wurden thermische Simulationen durchgeführt mit Randbedingungen aus Klimadaten, die zwischen 1.4.2015 und 31.3.2016 in 10-Minuten Abständen an einem SOB-Flirt erhoben wurden [3].

3.5.3. Hygrothermische Simulationen mit konstanten Randbedingungen

Die thermischen Simulationen erlauben eine Abschätzung, wann und wie lange die Voraussetzungen für Oberflächenkondensation erfüllt sind. Aussagen zu Menge und Verteilung der Kondensationsfeuchte erfordern aber die Modellierung des Feuchtetransportes in hygrothermischen Simulationen. Die Kopplung einer Vielzahl zugrunde liegender Differentialgleichungen erhöhen den Rechenaufwand von hygrothermischen Simulationen erheblich im Vergleich zu rein thermischen Simulationen. Während thermische Simulationen eines Zeitraumes von einigen Stunden auf einem gewöhnlichen PC auch bei einem hochauflösenden 3D-Modell innert Minuten gerechnet sind, benötigt eine entsprechende hygrothermische Simulation mehrere Tage. Bei einem 2D-Modell reduziert sich die entsprechende Rechenzeit immerhin auf ein paar Stunden.

Auf Grund der limitierten Rechenzeit wurde nicht der Zeitraum eines ganzen Jahres hygrothermisch simuliert, sondern lediglich ausgewählte Perioden erhöhter Kondensation, die mittels thermischer Simulation identifiziert wurden. Die für solche Perioden relevanten Randbedingungen wurden den Messdaten aus [2] entnommen und während eines Zeitraumes von bis zu 12 Stunden als konstant angenommen.

Eine Ausnahme bildet dabei eine hygrothermische 2D Simulation des Dämmmaterials in der Umgebung einer C-Schiene über den Zeitraum einer 1-wöchigen Kälteperiode im Januar 2016, welche mit variablen Randbedingungen aus Klimadaten durchgeführt wurde. Auf Grund der Feuchtespeicher-Wirkung des Dämmmaterials können interessante Aussagen zur Akkumulation von Feuchte im Dämmmaterial nur mit Simulation über mehrere Tage gewonnen werden.

3.5.4. Randbedingungen für die hygrothermischen Simulationen

Anhand der thermischen Simulationen erweist sich eine Kälteperiode zwischen dem 16.1.2016 und dem 22.1.2016 als «hot spot», wo die Voraussetzungen für Oberflächen-Kondensation wiederholt und besonders lange erfüllt sind.

Daraus wurde ein **Winter-Szenario** abgeleitet mit einer Aussentemperatur von durchschnittlich -1°C (272 K) über 24 h. Die Temperatur des Fahrgastraumes ist bei tiefen Aussentemperaturen unabhängig von der Aussentemperatur und beträgt 21°C (294 K). Die RH des Fahrgastraumes hängt dagegen von der Aussentemperatur ab. Stadler Rail gibt einen Erfahrungswert von 28% bei Aussentemperatur 0°C an. Aus den Klimadaten vom 17. Januar 2016 lässt sich eine durchschnittliche RH von 29.6% ermitteln. Fürs Winter-Szenario wurde daher mit einer Aussentemperatur von -1°C und einer Innentemperatur von bei 21°C bei 30% relativer Feuchte im Fahrgastraum gerechnet.

Für die C-Schiene wurde mit Hilfe der thermischen Simulation zusätzlich ein **Sommer-Szenario** identifiziert, während dessen die Bedingungen für Kondensation kurzzeitig erfüllt waren. Dies kann trotz höherer Aussentemperaturen auf Grund gleichzeitig erhöhter Innenraumfeuchte auftreten. Die fürs Sommer-Szenario relevante Aussentemperatur beträgt 11.5°C, die Innentemperatur 22°C, und die Innenfeuchte 57%.

Trotz meist stationärer Randbedingungen wurden auch die hygrothermischen Simulationen in der Regel zeitabhängig (d.h. mit nicht-verschwindenden zeitlichen Ableitungen der berechneten Größen) berechnet. Die in Modellen mit Kondensation auf Oberflächen berechnete Dicke des Kondensat-Filmes ist auch bei stationären Randbedingungen zeitabhängig.

4. Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulationen für die drei in Kapitel 3.5.1 aufgelisteten Wärmebrücken präsentiert.

4.1. Erdungsauge im Bodenbereich

Da das Erdungsauge nicht in direktem Kontakt mit der Luft des Fahrgastraumes steht, und die Klimadaten des Modelljahres keine Messungen von Temperatur und relativer Feuchte im Unterbodenbereich enthalten, wurde auf die Berechnung der maximalen Oberflächen-Feuchte während des ganzen Modelljahres verzichtet (thermische Simulation). Stattdessen wurde die Aussentemperatur des für die C-Schiene ermittelten Winter-Extremscenarios als Randbedingung für die hygrothermische Simulation verwendet, in Kombination mit sinnvollen Annahmen für die im Unterbodenbereich vorherrschende RH.

4.1.1. Modellierung

Der im Bereich der Türen montierte Schiebetritt für den Ein- und Ausstieg wird elektrisch mit einem Erdungsbolzen («Erdungsauge») verbunden, um elektrostatische Aufladung des Schiebetritts zu verhindern. Abbildung 1 und Abbildung 2 zeigen eine Skizze sowie ein Foto des Erdungsauges, das mit freundlicher Genehmigung von Stadler Rail in der Montagehalle aufgenommen wurde. Werte für die in Abbildung 1 eingezeichneten Dimensionen sind in Tabelle 1 gegeben. Das Erdungsauge ist direkt mit dem Boden des Wagenkastens verschweisst, und unterbricht das Dämmmaterial. Es steht somit in direktem Kontakt mit einem Luftraum zwischen dem Boden des Wagenkastens und einem Holzboden, der den Boden des Fahrgastraumes bildet. Als Dämmmaterial wird im Bodenbereich ein Polyester-Fasermaterial (F700) mit Abstandsgelege verwendet. Das Abstandsgelege soll das Ablaufen von eingedrungenem Wasser ermöglichen. Nähere Angaben zu Eigenschaften von F700 sind im Anhang 1.4 zu finden.

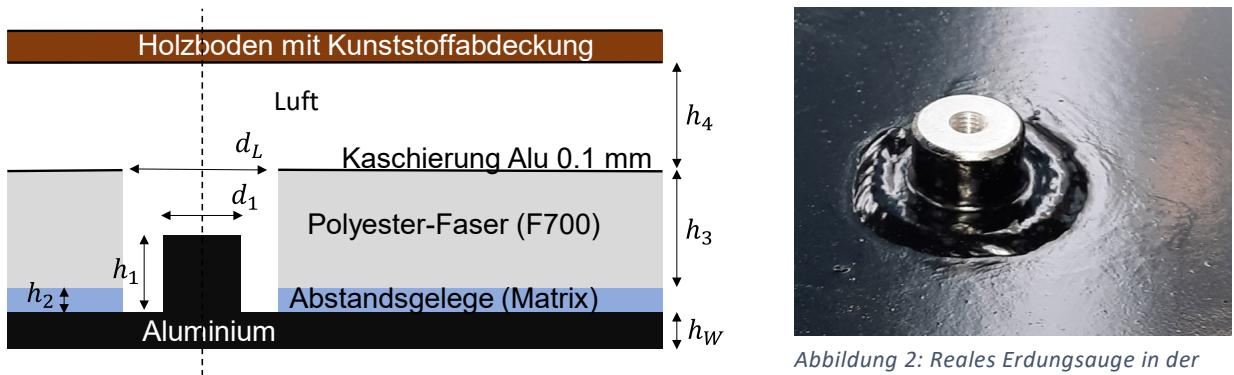


Abbildung 1: Skizze des Erdungsauges für die Implementierung als 2D-Modell in COMSOL, mit vertikaler Symmetriechse (gestrichelt eingezeichnet)



Abbildung 2: Reales Erdungsauge in der Montagehalle von Stadler Rail (ohne Dämmmaterial)

Länge des Erdungsauges h_1	20 mm
Dicke des Abstandsgeleges h_2	10 mm
Dicke des Dämmmaterials (Polyester-Faser, F700) h_3	30 mm
Dicke des Luftraums zwischen Dämmmaterial und Holzboden h_4	55 mm
Dicke der Außenwand h_W	8 mm
Durchmesser des Erdungsauges d_1	30 mm
Durchmesser des Rundloches in der Wanddämmung d_L	52 mm
Dicke der Aluminium-Kaschierung	0.1 mm

Tabelle 1: In den Simulationen verwendete Dimensionen des Erdungsauges und dessen Umgebung

Da der Holzboden beidseitig laminiert ist, wurde angenommen, dass er – wie auch die Aluminium-Aussenwand – gegenüber Feuchtetransport dicht ist. Daher wurde der Holzboden nicht in die Simulationen einbezogen. Die Aluminium-Kaschierung der Dämmsschicht wurde mit einer Dicke von 1 mm statt 0.1 mm in die Simulation implementiert, damit die Zellengröße beim Meshing nicht allzu klein wurde. Um die damit einhergehende Vergrößerung der thermischen Masse der Kaschierung zu kompensieren, wurde die Wärmekapazität der Kaschierung künstlich um einen Faktor 10 reduziert.

In einem für Feuchte abgeschlossenen Volumen kann die vorhandene Feuchte lediglich räumlich umverteilt werden. Simuliert wurde diese Umverteilung der Feuchte auf Grund einer Abkühlung der Außenwand. Dabei wurden als Anfangsbedingungen eine homogene Temperatur (Standard-Temperatur 21°C (294 K) des Fahrgastraumes) und eine hohe RH von 97% angenommen, die von durch Leckstellen eingedrungener Feuchtigkeit herrühren kann. Davon ausgehend wurde die Temperatur der Außenwand innerhalb von 8 Minuten auf die für diese Studie repräsentative Außentemperatur von -1°C (272 K) abgekühlt. Die Rand- und Anfangsbedingungen sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Temperatur an Unterkante des Holzbodens	294 K
Temperatur an Unterkante der Außenwand	Von 294 K bei $t = 0$ innerhalb von 500 s linear auf 272 K abnehmend
Temperatur von Dämmung und Luftraum zum Anfangszeitpunkt $t = 0$	294 K
RH in Dämmung und Luftraum zum Anfangszeitpunkt $t = 0$	97%

Tabelle 2: Randbedingungen und Anfangsbedingungen für die Simulation der Feuchteverteilung in der Umgebung des Erdungsauges

Da die grossräumigen Temperaturgradienten in diesem Modell vertikal verlaufen, sind keine nennenswerten Luftbewegungen auf Grund von Konvektion zu erwarten. Für den Transport von Feuchte und Wärme wurde daher keine Konvektion berücksichtigt. Wärmetransport auf Grund von Strahlung wurde aus folgenden Gründen ebenfalls nicht berücksichtigt: Die Temperaturverteilung von Außenwand und Wärmebrücke wird durch den strahlungsbedingten Wärmetransport nachweislich kaum beeinflusst. Zudem muss davon ausgegangen werden, dass die blanke Metalloberfläche der Alu-Kaschierung die Wärmestrahlung aus der Umgebung fast vollständig reflektiert (Emissionsgrad $\epsilon \approx 0$).

4.1.2. Resultate, hygrothermische Simulation

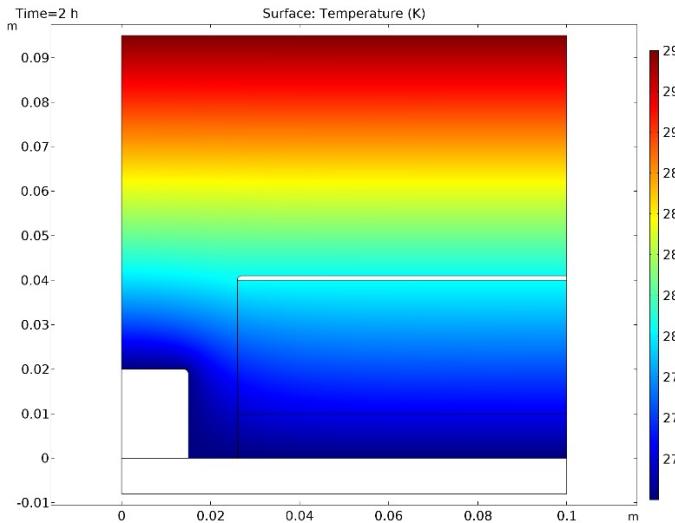


Abbildung 3: Temperaturverteilung (Farbskala in K) nach 2h

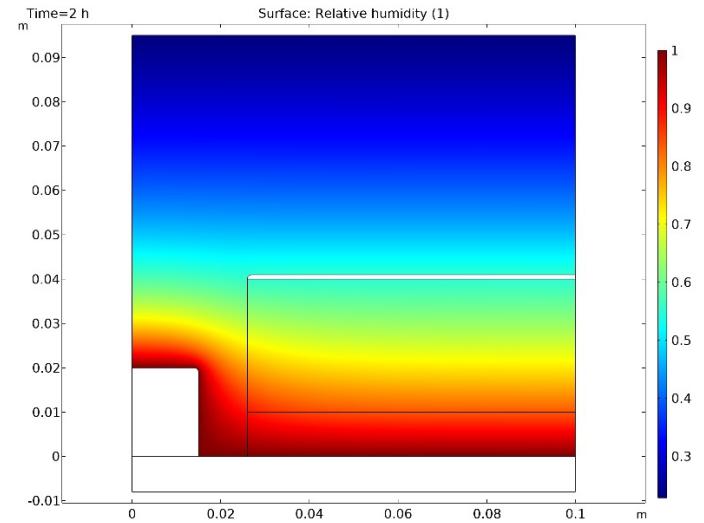


Abbildung 4: Verteilung der Relativen Feuchte ϕ nach 2h

Abbildung 3 und Abbildung 4 zeigen die Verteilung von Temperatur und relativer Feuchte nach 2 Stunden. Abbildung 5 zeigt die Entwicklung des Kondensat-Films auf der Oberfläche der Wärmebrücke.

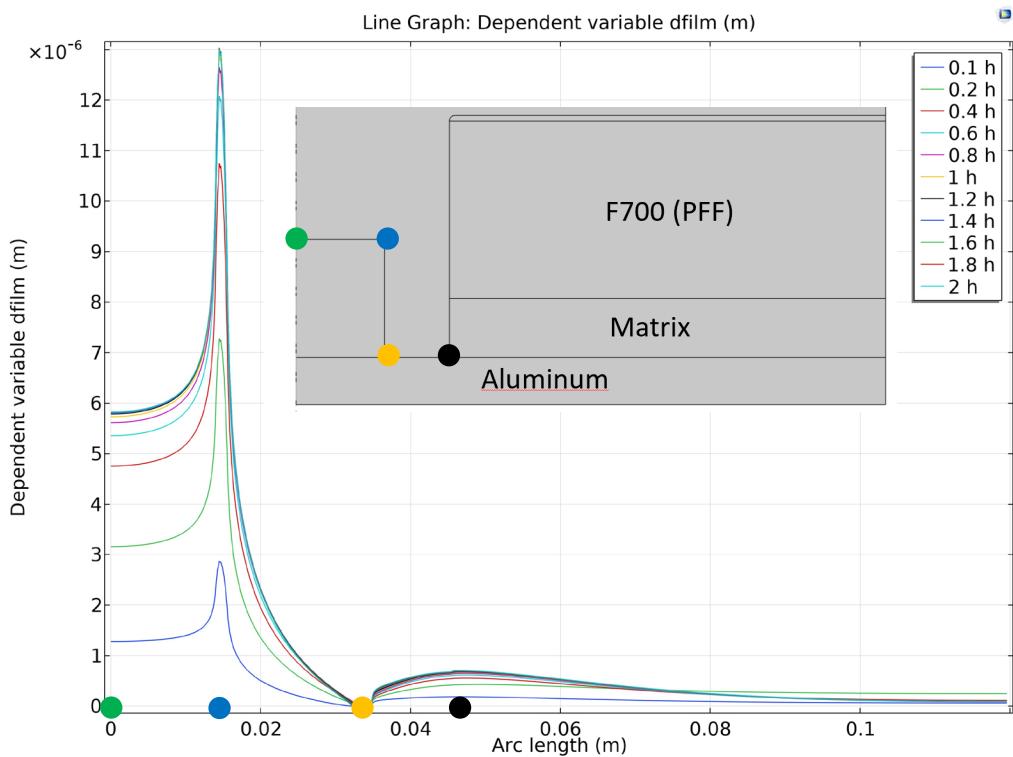


Abbildung 5: Dicke des Kondensatfilms nach 2h entlang der Oberfläche der Wärmebrücke. Die farbigen Punkte auf der x-Achse dienen der Orientierung und entsprechen den Punkten auf dem Ausschnitt der Geometrie-Skizze.

Durch die Abkühlung der Außenwand erreicht die Luft an der Oberfläche der Wärmebrücke und der Innenseite der Außenwand die Sättigung, und die Kondensation beginnt. Der dadurch entstehende Gradient im absoluten Dampfdruck führt zu einer Austrocknung auf der oberen, wärmeren Seite, bis die Umverteilung der Feuchte abgeschlossen und der Dampfdruck wieder überall gleich ist. In Abbildung 5 ist ersichtlich, dass sich die Dicke der Kondensatschicht nach ca. 1h kaum mehr ändert, da der Feuchtetransport weitgehend zum Erliegen gekommen ist.

Wasserdampf kondensiert hauptsächlich auf der Kante der zylindrischen Wärmebrücke und auf deren Stirnfläche. Auf Grund des hier limitierten Feuchte-Angebotes ist die maximale Dicke des Kondensatfilms lediglich etwas über $10 \mu\text{m}$.

Da das Dämmmaterial F700 im Unterschied zu Basotect keine poröse Struktur besitzt, sammelt es unterhalb von 97% relativer Feuchte nur wenig auf den Fasern adsorbiertes Wasser an (Siehe Anhang 1.4). Der maximale Feuchtegehalt bleibt daher überall in der Dämmung deutlich unterhalb von $1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

4.1.3. Fazit

Falls kein flüssiges Wasser in den Unterbodenbereich eindringt, muss in der Umgebung des Erdungsauges nicht mit abfließenden Tropfen gerechnet werden, da die gebildeten Tropfen zu klein sind, um unter Einfluss der Gravitation abzufließen. Auch ist die RH im Dämmmaterial zu tief, um Ansammlungen von Feuchte im Bereich des maximalen Feuchtegehaltes zu verursachen.

4.2. C-Schiene im Seitenwandbereich – 2D

Die C-Schiene (oder C-Profil) ist ein universelles Bauteil aus Metall (üblicherweise Aluminium), welches direkt auf den Wagenkasten geschweißt oder geschraubt wird, und die Befestigung von Bauteilen mit hoher Kräfte-Aufnahme ermöglicht. C-Schienen unterbrechen die Wanddämmung, und wirken somit als Wärmebrücken im Wandaufbau.

Wir haben die Feuchte-Verteilung in der Umgebung einer C-Schiene in 2-dimensionalen und 3-dimensionalen Simulationen untersucht. Resultate von 2D-Simulationen lassen sich unter

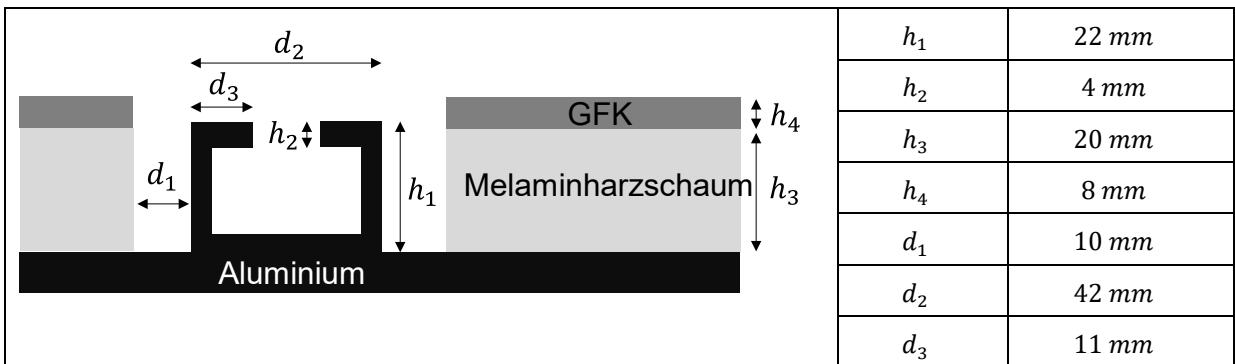


Abbildung 6: Beispiel einer an der Seitenwand montierten C-Schiene

Annahme von Translations-Symmetrie in die 3. Dimension fortsetzen und repräsentieren hier die Situation einer (unendlich) langen C-Schiene. 3D-Simulationen repräsentieren den Fall einer C-Schiene begrenzter Länge oder einer C-Schiene, die nur auf begrenzter Länge der feuchten Luft des Fahrgasträumes ausgesetzt ist (siehe Kapitel 4.3).

4.2.1. Modellierung

Tabelle 3 zeigt eine Skizze der implementierten C-Schiene mit Abmessungen von Stadler Rail. Abbildung 7 und Abbildung 8 zeigen die in COMSOL implementierte Geometrie an der vertikalen Seitenwand in einer Konfiguration mit Luftspalt zwischen Dämmmaterial und C-Schiene und in einer Konfiguration ohne Luftspalt. Überdämmung der C-Schiene wurde in einem Teil der Simulationen durch eine 4 mm dicke Isoval-Platte zwischen C-Schiene und Aluminium-Aussenwand modelliert.



Das Diagramm zeigt einen Querschnitt der C-Schiene mit den folgenden Abmessungen:

- $d_1 = 10 \text{ mm}$
- $d_2 = 42 \text{ mm}$
- $d_3 = 11 \text{ mm}$
- $h_1 = 22 \text{ mm}$
- $h_2 = 4 \text{ mm}$
- $h_3 = 20 \text{ mm}$
- $h_4 = 8 \text{ mm}$

h_1	22 mm
h_2	4 mm
h_3	20 mm
h_4	8 mm
d_1	10 mm
d_2	42 mm
d_3	11 mm

Tabelle 3 Dimensionen der C-Schiene mit Luftspalt

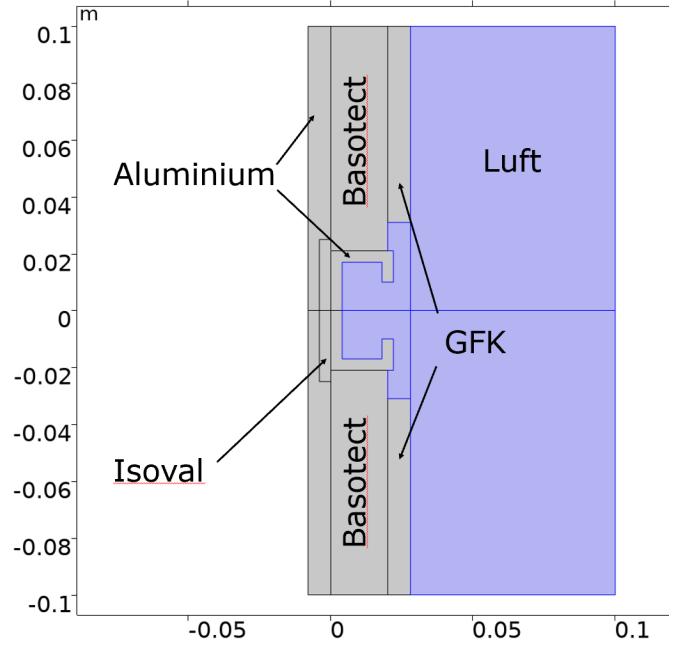
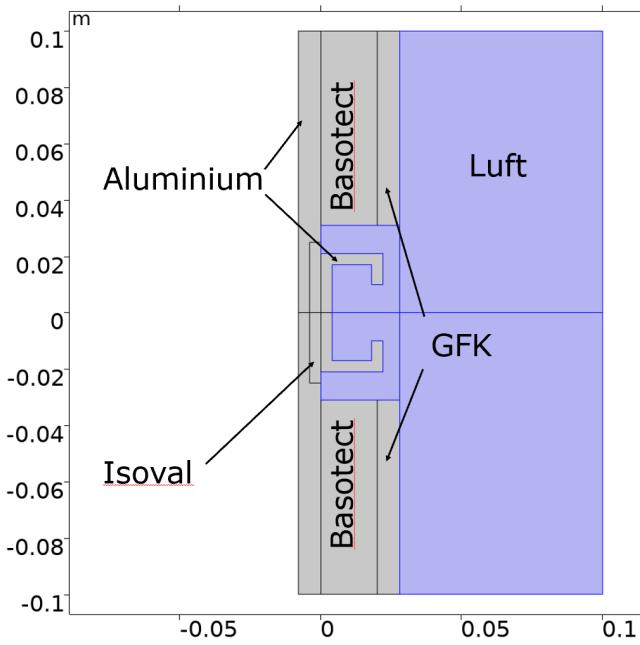


Abbildung 7: In COMSOL implementierte Geometrie der C-Schiene an einer vertikalen Seitenwand, mit Luftspalt

Abbildung 8: In COMSOL implementierte Geometrie der C-Schiene an einer vertikalen Seitenwand, ohne Luftspalt

Da über einen seitlichen Wandaufbau ein horizontaler Temperaturgradient herrscht, muss natürliche Konvektion in den Transportgleichungen berücksichtigt werden. Daher wurde ein an die GFK-Abdeckung der Wanddämmung angrenzendes Luftvolumen von 72 mm Breite implementiert, in dem sich die Zirkulation natürlicher Konvektion etablieren kann. Auf der Innenraumseite des Luftvolumens wurden die Randbedingungen des Fahrgasträumes vorgegeben (siehe Tabelle 4).

Für den strahlungsbedingten Wärmetransport wurde angenommen, dass die Oberfläche der C-Schiene nicht beschichtet ist, und somit einen vernachlässigbar kleinen Emissionsgrad für thermische Strahlung

aufweist. Für die GFK-Oberfläche der Wandverkleidung wurde dagegen ein Emissionsgrad von 1 angenommen.

Die Gesamthöhe des Modells von 20 cm ist willkürlich gewählt. Die Strömungsgeschwindigkeiten der Konvektionsbewegung und damit auch der Advektionsterm in der Feuchtetransportgleichung hängen von der Höhe der Konvektionszelle ab. Die Wahl der Gesamthöhe des Modells kann daher die Menge kondensierender Feuchte beeinflussen. Dieser Einfluss wird in Kapitel 5 diskutiert.

4.2.2. Resultate – thermische Simulation

Abbildung 9 zeigt den Verlauf der maximalen relativen Feuchte an der Oberfläche der C-Schiene während des Modelljahres. Die Bedingungen für Kondensation sind vor allem im Winterhalbjahr häufig und z.T. während mehrerer Tage fast ohne Unterbruch erfüllt (siehe Ausschnitt während einer Januar-Kälteperiode, Abbildung 10). Erst eine Überdämmung (thermisch isolierende Schicht zwischen Wagenkasten und C-Schiene) kann die maximale Oberflächenfeuchte so weit reduzieren, dass Kondensation nur noch an wenigen Zeitpunkten während des Modelljahres auftritt. Das bei Stadler Rail üblicherweise für Überdämmung verwendete Isoval müsste aber eine Dicke von mindestens 12 mm haben. Die in Abbildung 9 ersichtliche rote Kurve zeigt die dazu äquivalente Konfiguration eines 4 mm – Plättchens eines Materials mit 3 mal geringerer Wärmeleitfähigkeit als Isoval.

Für die hygrothermische Simulation der C-Schiene wurden aus den Klimadaten des Modelljahres die für den 17.1.16 relevanten Randbedingungen extrahiert (siehe Tabelle 4).

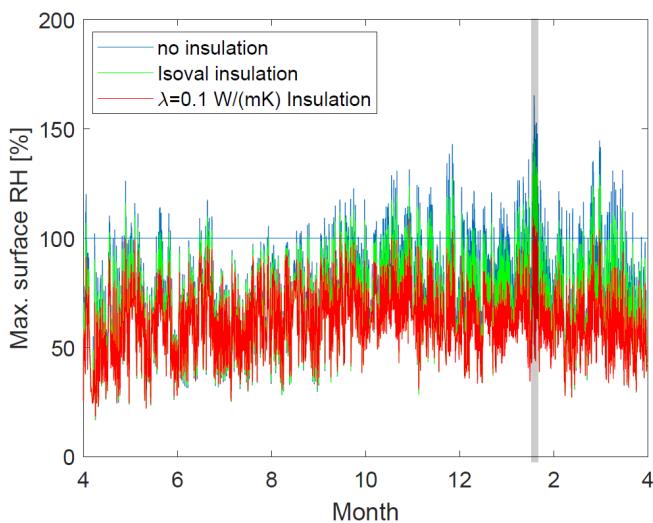


Abbildung 9: Verlauf der maximalen relativen Feuchte an der Oberfläche der C-Schiene ohne Überdämmung (blau) bzw. mit 4 mm dicker Überdämmung unterschiedlicher Materialien (grün bzw. rot). Grau schraffiert ist eine Kälteperiode im Januar 2016.

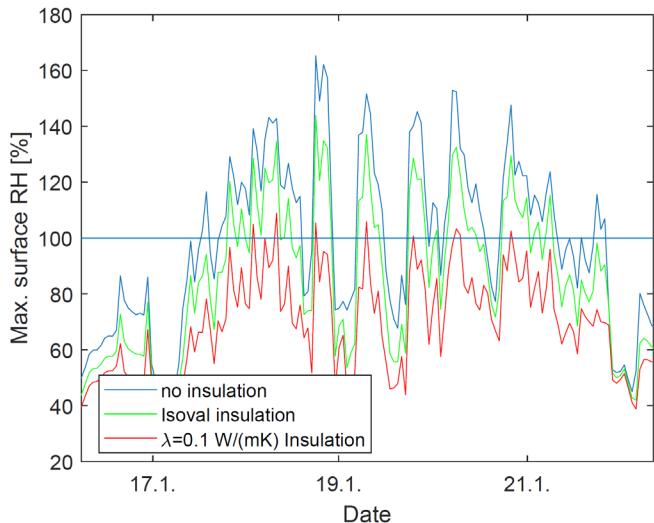


Abbildung 10: Grau schraffierter Ausschnitt aus Abbildung 9 für eine Kälteperiode zwischen 16.1.16 und 22.1.16.

4.2.3. Resultate – hygrothermische Simulation, Winter-Szenario

Aussentemperatur (Aussenseite Wagenkasten)	272 K
Innentemperatur (rechte Begrenzung d. Luftvolumens, siehe Abbildung 7)	294 K
RH innen (rechte Begrenzung d. Luftvolumens, siehe Abbildung 7)	30%
Anfangstemperatur Luft und Dämmmaterial ($t = 0$)	294 K
Anfängliche relative Feuchte in Luft und Dämmmaterial ($t = 0$)	30%

Tabelle 4: Randbedingungen und Anfangsbedingungen für die Simulationen der C-Schiene in 2 Dimensionen

Abbildung 11 zeigt die Temperaturverteilung und das Vektorfeld der Luftströmung für die C-Schiene mit Luftspalt nach 2 Stunden. Nach dieser Zeit hat sich die Zirkulation voll ausgebildet, sodass Strömungsfeld und Temperaturverteilung im nachfolgenden Zeitraum praktisch stationär bleiben.

Klar ersichtlich ist die Zirkulationsströmung der freien Konvektion, angetrieben durch die Dichteänderungen der Luft im horizontalen Temperaturgradienten. Interessanterweise bildet sich auf der Oberfläche der GFK-Abdeckung unterhalb der C-Schiene eine Aufwärtsströmung, was zur Bildung einer separaten «Walze» mit umgekehrtem Drehsinn im unteren Bereich des Luftvolumens führt. Dies kommt daher, dass die GFK-Oberfläche in diesem Bereich auf Grund der absorbierten

Time=2 h Surface: Temperature (K) Surface: Temperature (K) Surface: Temperature (K)
Arrow Surface: Velocity field

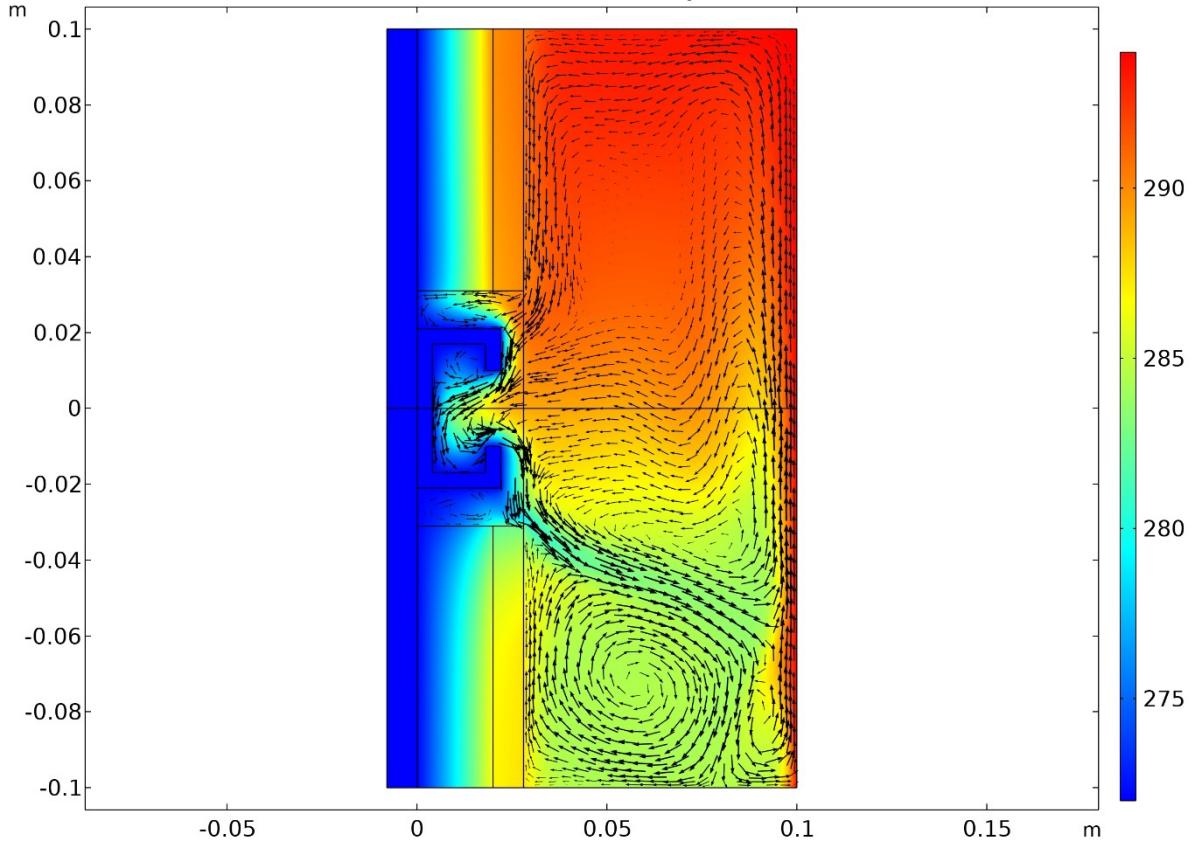


Abbildung 11: Temperaturverteilung (Farbskala in K) und Vektorfeld der Luftströmung nach 2h für die C-Schiene mit Luftspalt. Die Längen der Vektorpfeile skalieren logarithmisch mit dem Betrag der Geschwindigkeit.

Wärmestrahlung aus der Umgebung um ein paar Grad wärmer ist als die von der Oberfläche der Wärmebrücke in den unteren Bereich abfliessende Luft.

Abbildung 12 zeigt die Verteilung der relativen Feuchte ϕ für die Konfiguration mit Luftspalt nach 2h und nach 12h. Im Luftraum bleibt ϕ nach 2h praktisch stationär. Im Dämmmaterial macht sich die Kapazität des Feuchtespeichers insofern bemerkbar, als die RH auch nach 12h noch zunimmt.

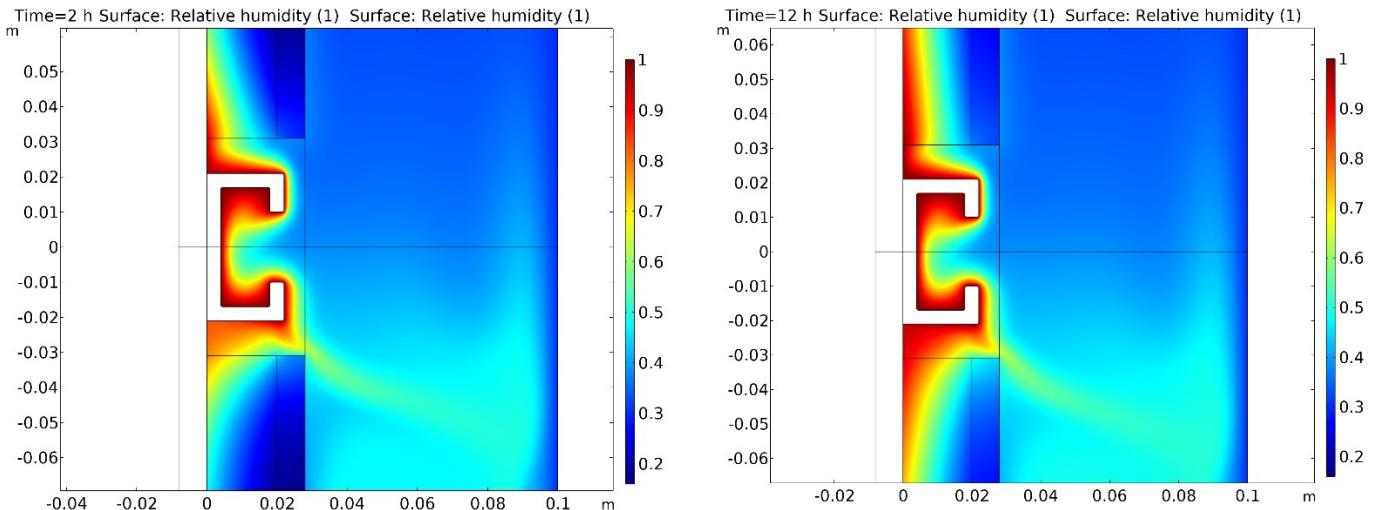


Abbildung 12: Verteilung der relativen Feuchte ϕ für die C-Schiene mit Luftspalt nach 2h (links) und nach 12h (rechts).

Oberflächenkondensation

In Abbildung 13 ist die Dicke der Kondensatschicht entlang der Oberfläche der C-Schiene nach 2h für die Konfigurationen mit und ohne Luftspalt dargestellt (rote Kurven). Als Kontroll-Szenario wurde eine Simulation der C-Schiene mit Luftspalt **ohne** Berücksichtigung von Konvektion durchgeführt (blaue Kurve). Es zeigt sich klar, dass ein Grossteil des Feuchtetransportes durch Advektion auf Grund der Konvektionsströmung passiert. Rein diffusiver Transport führt kaum zu nennenswerter Kondensatbildung. Auf Grund dieser Erkenntnis kann vermutet werden, dass durch bauliche Massnahmen zur Unterbindung bzw. Umlenkung der Konvektionsströmung eine substantielle Reduktion der Oberflächen-Kondensation erreicht werden kann.

Ob ein Luftspalt zwischen C-Schiene und Dämmmaterial existiert, ist dagegen für die Oberflächen-Kondensation kaum von Bedeutung.

Wie bereits früher festgestellt, tritt Kondensation besonders im Bereich der Kanten auf. Am oberen «Arm» der C-Schiene (Punkte 9 – 13 in Abbildung 13) führt ein durch direkte Anströmung feuchter Luft bedingter, grosser Gradient im Dampfdruck zu stärkerer Kondensation als am unteren «Arm» (Punkte 2 – 6 in Abbildung 13). Die maximale Wachstumsrate der Kondensatschicht an den Kanten des oberen «Arms» beträgt ca. $40 \mu\text{m}/\text{h}$, und bleibt auch nach 12h praktisch konstant. Nach der in Anhang 1.7 beschriebenen Methode lässt sich abschätzen, dass mit dieser Wachstumsrate die Bildung von Tropfen, die an vertikalen Oberflächen abfliessen, nach einigen Stunden erwartet werden muss.

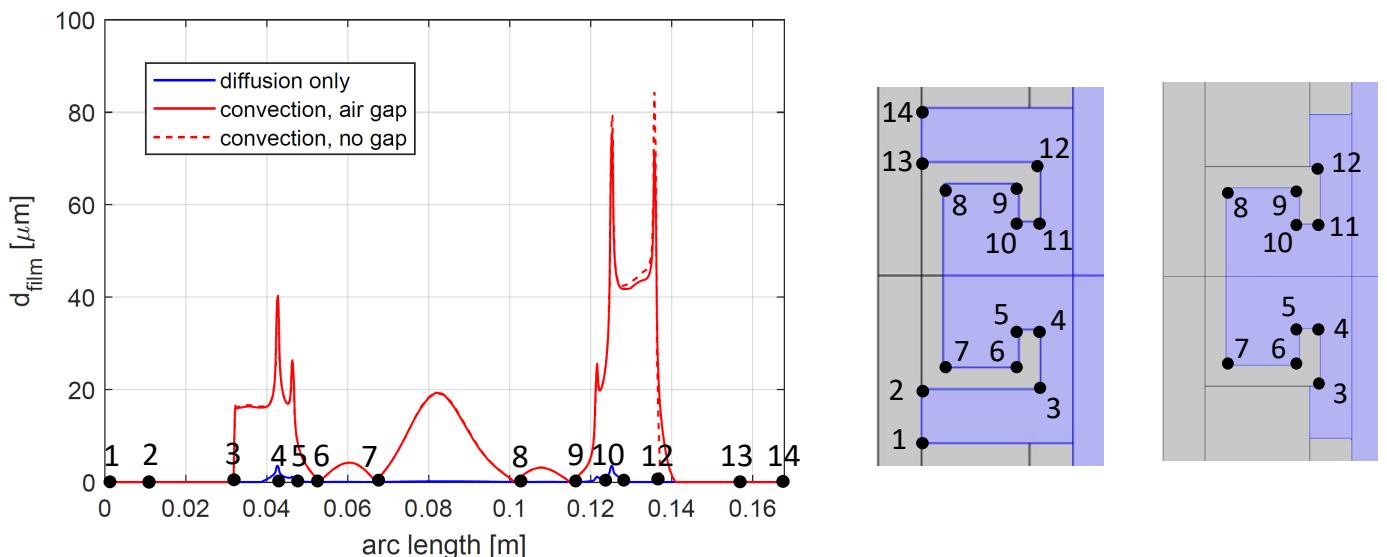


Abbildung 13: Dicke der Kondensatschicht nach 2h entlang der Oberfläche der C-Schiene für die Konfiguration mit Luftspalt (air gap) und die Konfiguration ohne Luftspalt (no gap), sowie für eine Kontrollsimulation ohne

Berücksichtigung der Konvektion (diffusion only). Zur Orientierung sind auf der x-Achse Punkte eingezeichnet, die in den Skizzen der Geometrien daneben identifiziert werden können.

Überdämmung der C-Schiene

Obwohl der Wärmeleitkoeffizient von Stahl ca. 5-mal kleiner ist als derjenige von Aluminium, spielt es für die Kondensation keine Rolle, ob Stahl oder Aluminium als Material für die C-Schiene gewählt wird. Eine signifikante Änderung der Temperaturverteilung und damit eine Reduktion der Kondensation kann dagegen mit einer Überdämmung der C-Schiene erreicht werden. Für eine isolierende Schicht von 4 mm Dicke ist die Temperaturerhöhung der C-Schiene ca. 1.5 K und die Kondensation wird um ca. einen Faktor 5 reduziert (siehe Abbildung 14).

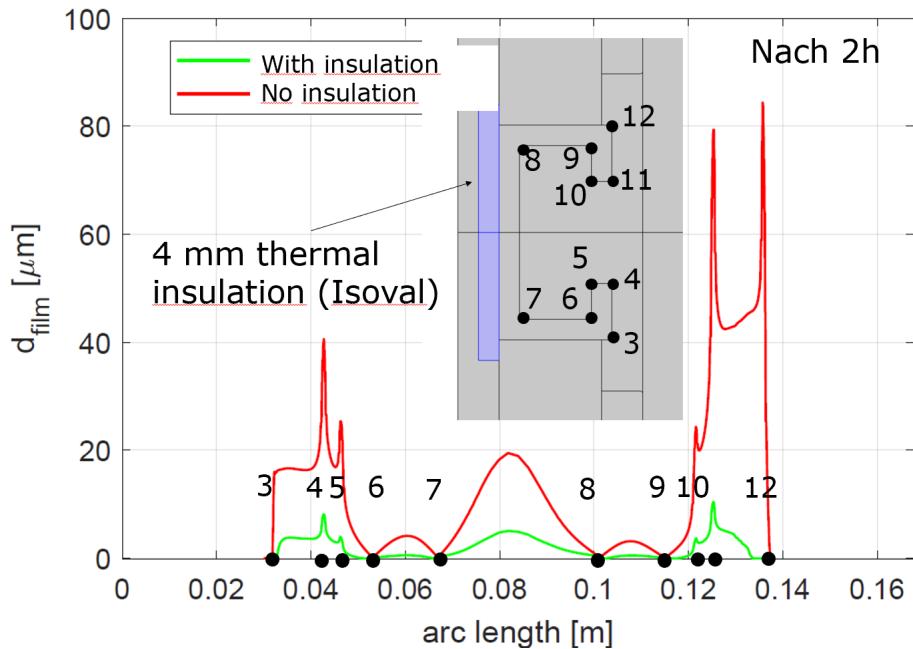


Abbildung 14: Dicke der Kondensatschicht entlang der Oberfläche der C-Schiene für die Standard-Konfiguration ohne Überdämmung (rote Kurve), und mit einer 4 mm dicken thermischen Isolierung zwischen Wagenkasten und C-Schiene (grüne Kurve)

Feuchtegehalt im Dämmmaterial

Aufgrund der Feuchtespeicher-Wirkung des Dämmmaterials wurde eine hygrothermische Simulation über die gesamte Kälteperiode im Januar 2016 durchgeführt.

Abbildung 15 zeigt den Feuchtegehalt im Dämmmaterial zu einem ausgewählten Zeitpunkt während der Januar-Kälteperiode. Ein hoher Feuchtegehalt tritt dort auf, wo das Dämmmaterial die Oberfläche einer Wärmebrücke berührt, und gleichzeitig im Kontakt steht mit der konvektiven Anströmung von Luft aus dem Fahrgastrum.

Der Verlauf des maximalen Feuchtegehaltes an den in Abbildung 15 bezeichneten Stellen ist in Abbildung 16 ersichtlich. Ohne Luftspalt und ohne Überdämmung liegt der maximale Feuchtegehalt zeitweise weit über der Kapazitätsgrenze von $100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ von Basotect. Die Konsequenz ist Feuchtigkeit, die aus dem Dämmmaterial austritt. Mit Überdämmung kann dies vermieden werden. Interessanterweise kann in der Konfiguration mit Luftspalt ein gegenteiliger Einfluss der Überdämmung beobachtet werden: Die Überdämmung der Wärmebrücke bewirkt eine Reduktion der Oberflächenkondensation, sodass mehr Feuchte in der umgebenden Luft verbleibt, und im Dämmmaterial kondensieren kann.

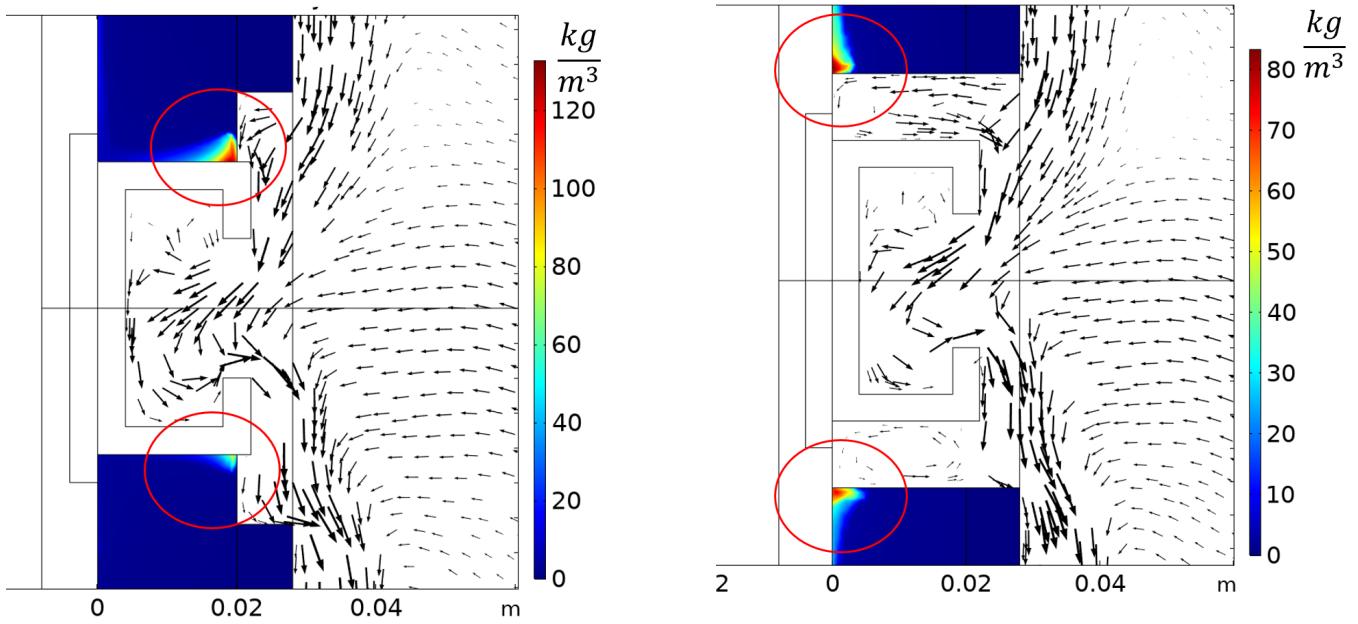


Abbildung 15: Orte maximalen Wassergehaltes im Dämmmaterial während der Januar-Kälteperiode, für Konfiguration ohne Luftspalt (links) und mit Luftspalt (rechts) zwischen C-Schiene und Dämmmaterial

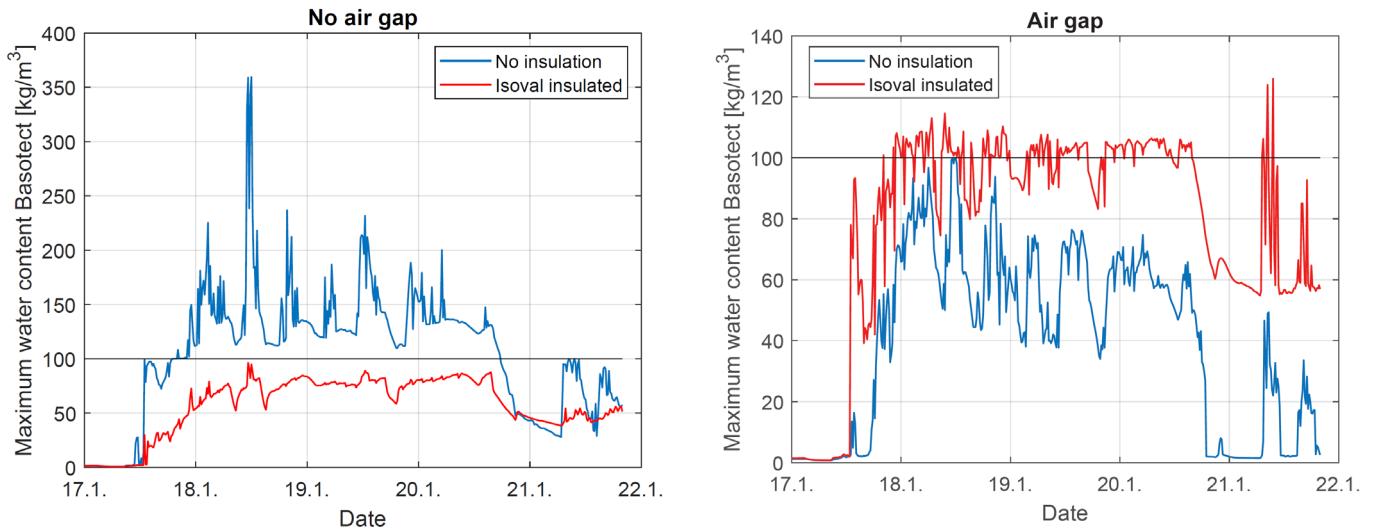


Abbildung 16: Lokaler, maximaler Wassergehalt im Dämmmaterial während der Januar-Kälteperiode für die Konfigurationen ohne Luftspalt (links), und mit Luftspalt (rechts). Blaue Kurven: Direkter Kontakt zwischen C-Schiene und Außenwand. Rote Kurven: Isoval-überdämmte C-Schiene.

Es liegt die Schlussfolgerung nahe, dass eine nicht überdämmte C-Schiene mit Luftspalt zwischen der C-Schiene und dem Dämmmaterial verbaut werden sollte. Eine überdämmte C-Schiene sollte dagegen ohne Luftspalt verbaut werden.

4.2.4. Resultate – hygrothermische Simulation, Sommer-Szenario

Die thermische Simulation zeigt, dass auch im Sommerhalbjahr die Bedingungen für Kondensation an der Oberfläche der C-Schiene punktuell erfüllt sind (siehe Abbildung 9). Exemplarisch wurde die Oberflächenkondensation für die am 25.8.2015 vorherrschenden Randbedingungen berechnet:

Aussentemperatur (Aussenseite Wagenkasten)	284.5 K
Innentemperatur (rechte Begrenzung d. Luftvolumens, siehe Abbildung 7)	295 K
RH innen (rechte Begrenzung d. Luftvolumens, siehe Abbildung 7)	57%

Tabelle 5: Randbedingungen für die hygrothermische Simulation im Sommer-Szenario

Abbildung 17 zeigt die maximale Oberflächen-RH der C-Schiene gemäss thermischer Simulation, welche nur punktuell, d.h. während weniger als 1 Stunde 100% erreicht. Die mit den Randbedingungen von Tabelle 5 berechnete Dicke des Kondensat-Films erreicht nach 1 Stunde lediglich wenige Mikrometer (siehe Abbildung 18). Daher sind im Sommerhalbjahr keine von der Oberfläche der Wärmebrücke ablaufenden Kondenswasser-Tropfen zu erwarten.

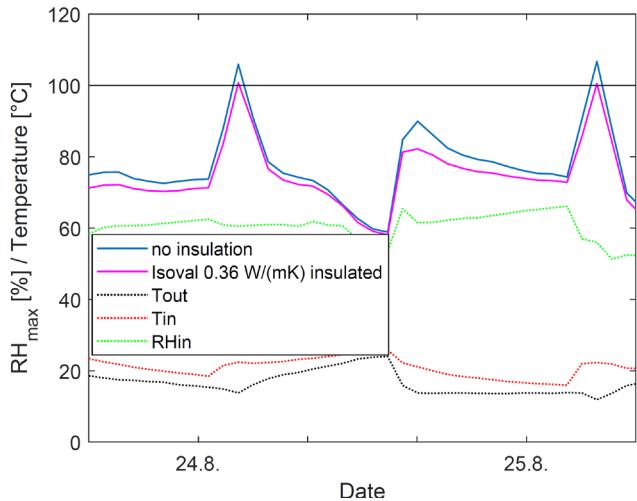


Abbildung 17: Maximale Oberflächen-RH der C-Schiene gemäss thermischer Simulation (durchgezogene Kurven), sowie Randbedingungen (gepunktete Kurven) zwischen 24.8. und 25.8.2015.

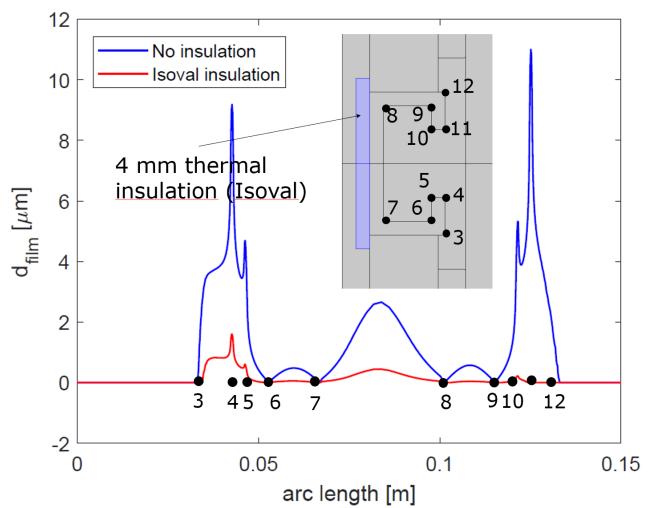


Abbildung 18: Dicke des Kondensatfilms gemäss hygrothermischer Simulation nach 1 h Simulationszeit im Sommer-Szenario, mit und ohne Überdämmung (rote resp. blaue Kurve)

4.2.5. Bildung von Schimmel im Bereich der C-Schiene

Schimmelpilz-Kolonien können sich bereits bei relativen Feuchten unterhalb von 100% an Oberflächen bilden. Entscheidend für die Bildung von Schimmel ist dabei nicht nur eine erhöhte RH, sondern auch die Dauer, während die feuchten Bedingungen vorherrschen. Für Gebäude gelten folgende Richtwerte: Bei 95 % relativer Feuchte können sich nach ca. 1 - 2 Wochen die ersten Kolonien bilden, bei 90% relativer Feuchte nach ca. 2 – 3 Wochen [11].

Oberfläche der C-Schiene

Um zu beurteilen, ob die Oberfläche einer C-Schiene die Bildung von Schimmelpilz begünstigt, wurde die in Abbildung 9 gezeigte maximale RH an der Oberfläche der C-Schiene verwendet. Da sich die RH in einer Zugwand viel schneller verändert als in einer Gebäudewand, wurde ein gleitendes Mittel über 2 Wochen über die Daten gelegt, siehe Abbildung 19.

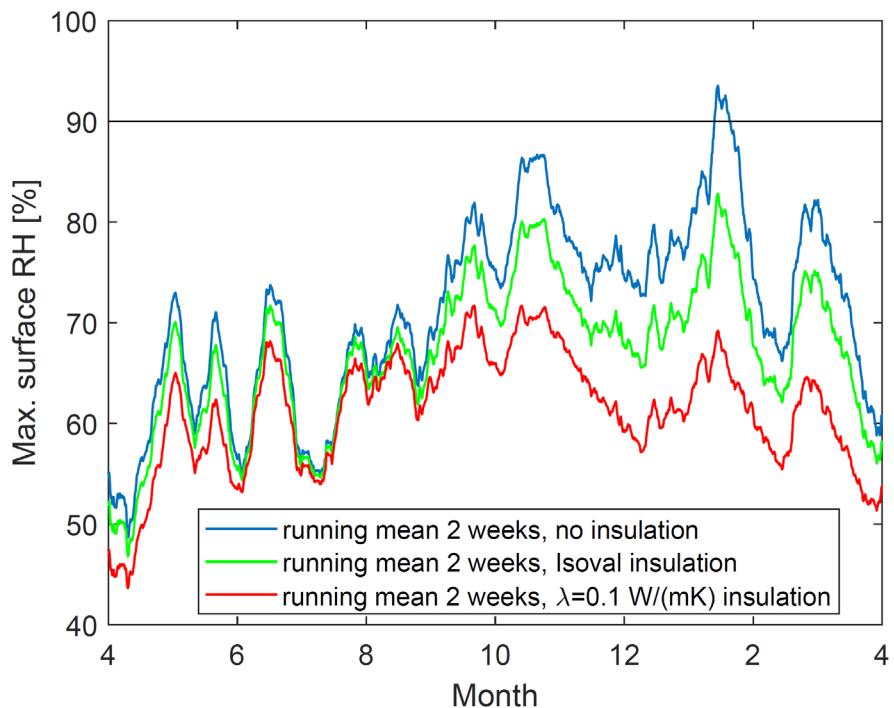


Abbildung 19: Maximale relative Oberflächenfeuchte der C-Schiene über 2 Wochen gemittelt (gleitendes Mittel), mit und ohne Überdämmung. Ab 90% RH sind die Bedingungen für die Bildung von Schimmel erfüllt.

Ohne Überdämmung sind die Bedingungen für Schimmelbildung (mind. 90% RH während 2 Wochen) um die Kälteperiode im Januar 2016 herum erfüllt. Mit Überdämmung der C-Schiene lässt sich die Schimmelbildung vermeiden (grüne und rote Kurve).

Oberfläche des Dämmmaterials

Schimmel kann sich nicht nur an der Oberfläche der Wärmebrücke, sondern auch auf dem Dämmmaterial bilden. Dies wurde auf Grund der Feuchtespeicherwirkung des Dämmmaterials nicht anhand der thermischen Simulation untersucht, da diese den Einfluss der im Dämmmaterial gespeicherten Feuchte auf die RH an dessen Oberfläche nicht berücksichtigt. Stattdessen wurde die RH im Dämmmaterial während der 1-wöchigen Kälteperiode im Januar 2016 hygrothermisch berechnet. Die über die Kälteperiode gemittelten relativen Feuchten an den in Abbildung 15 bezeichneten «hot spots» sind in Tabelle 6 ersichtlich.

Mittlere RH an «hot spots»	Ohne Luftspalt	Mit Luftspalt
Ohne Überdämmung	93.7 %	88.1 %
Mit Überdämmung	80.3 %	94.0 %

Tabelle 6: Über die 1-wöchige Kälteperiode vom Januar 2016 gemittelte RH an den in Abbildung 15 bezeichneten «hot spots» an der Oberfläche des Dämmmaterials

Wie erwartet beeinflusst der Feuchtegehalt im Dämmmaterial (siehe Abbildung 16) die RH an dessen Oberfläche massgeblich: Ohne Überdämmung der C-Schiene besteht ohne Luftspalt die Gefahr von Schimmelbildung an den «hot spots» des Dämmmaterials (RH nahe den während 1 Woche erforderlichen 95 %). Ein Luftspalt verhindert dies. Ist die C-Schiene überdämmt, so besteht MIT Luftspalt die Gefahr von Schimmelbildung, während ein direktes Anliegen des Dämmmaterials an der Wärmebrücke dies verhindert.

4.2.6. Auswirkung der Kondensation auf die thermische Energiebilanz

Abbildung 20 zeigt die Wärmeflussdichte durch die Außenwand des Wagenkastens (dicke schwarze Linie in der Geometrie-Skizze) als Funktion der vertikalen Position nach 2h im Winter-Szenario. Ausgezogene Linien repräsentieren die Simulationen mit Luftspalt zwischen Dämmmaterial und C-Schiene, gestrichelte Linien die Simulationen ohne Luftspalt. Die Standart-Situation mit Feuchtetransport (rote Linien) wird mit

einer gänzlich trockenen Kontroll-Simulation (blaue Linien) verglichen, um den Effekt der Kondensation auf die Energie-Bilanz der Wand abzuschätzen.

Erwartungsgemäss ist der Wärmefluss im Bereich des Unterbruches der Wanddämmung erhöht. Im Bereich des Dämmmaterials die Wärmeflussdichte in den Simulationen mit Feuchttetrasport etwas höher als in den trockenen Simulationen. Dies ist einerseits auf die Freisetzung latenter Wärme, andererseits auf die Erhöhung des effektiven Wärmeleitkoeffizienten der Wanddämmung durch kondensierte Feuchte zurückzuführen.

Integriert über den simulierten Wandausschnitt ergibt sich durch die kondensierte Feuchte nach 12h eine Erhöhung des gesamten Wärmeflusses um ca. 6%. Da der flächenmässige Anteil der von C-Schienen durchbrochenen Wanddämmung beim realen Zug sehr klein ist, kann die Auswirkung der Kondensationsfeuchte in der Umgebung von C-Schienen auf die thermische Energiebilanz eines Wagens auf weit unter 1% eingegrenzt werden.

Die Oberflächentemperatur der GFK-Abdeckung in unmittelbarer Nähe einer Wärmebrücke kann herangezogen werden, um die Auswirkung der Kondensationsfeuchte auf die Behaglichkeit der Fahrgäste abzuschätzen. Eine maximale Absenkung der GFK-Temperatur von ca. 0.7 K nach 12 h lässt darauf schliessen, dass für die C-Schiene die Auswirkung der Kondensationsfeuchte auf die Behaglichkeit gering ist.

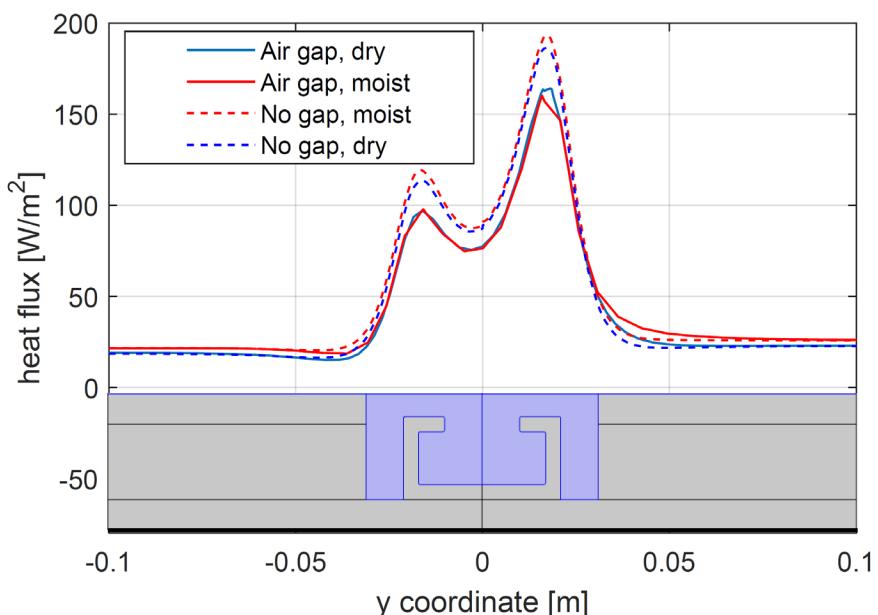


Abbildung 20: Wärmeflussdichte durch die Aussenwand des Wagenkastens (dicke schwarze Linie) als Funktion der vertikalen Position (y-Koordinate), berechnet für das Winter-Szenario, ausgewertet nach 2h. Rote Linien: Standard-Situation mit Feuchttetrasport. Blaue Linien: Kontroll-Situation komplett trocken, d.h. ohne Feuchttetrasport. Ausgezogene Linien: Mit Luftspalt. Gestrichelte Linien: Ohne Luftspalt.

4.2.7. Fazit

- Auf der Oberfläche einer nicht überdämmten C-Schiene können während Kälteperioden im Winter innerhalb einiger Stunden abfliessende Tropfen kondensieren.
- Überdämmung der C-Schiene kann die Menge auf der Oberfläche kondensierter Feuchte um ca. einen Faktor 5 reduzieren.
- Massnahmen zur Unterbindung oder Umlenkung der Konvektionsströmung können die Kondensation substanzell reduzieren.
- Um aus dem Dämmmaterial abfliessendes Kondenswasser zu vermeiden, sollte eine überdämmte C-Schiene ohne Luftspalt zum Dämmmaterial verbaut werden. Bei einer nicht-überdämmten C-Schiene dagegen sollte ein Luftspalt gelassen werden.

- Bei einer nicht überdämmten C-Schiene sind während Kälteperioden die Bedingungen für die Bildung von Oberflächenschimmel erfüllt. Auf dem umliegenden Dämmmaterial hängt die Wahrscheinlichkeit für Schimmelbildung davon ab, ob die C-Schiene überdämmt ist, und ob zwischen C-Schiene und Dämmmaterial ein Luftspalt existiert.
- Relevante Auswirkungen der Kondensationsfeuchte auf die thermische Energiebilanz eines Zuges sowie auf die Behaglichkeit der Fahrgäste sind nicht zu erwarten.

4.3. C-Schiene in 3 Dimensionen

C-Schienen sind häufig nicht auf ihrer ganzen Länge direkt der Luft des Fahrgastraumes ausgesetzt, sondern nur sporadisch durch Unterbrüche der GFK-Abdeckung an Orten, wo Elemente auf die C-Schiene geschraubt sind. Ein 3-dimensionales Modell wurde erstellt, um den Feuchtetransport in den Luftraum und in die Dämmung unterhalb der GFK-Abdeckung zu untersuchen. Dafür wurde eine hygrothermische Simulation bei den konstanten Randbedingungen des Winter-Szenarios (siehe Kap. 3.5.4) durchgeführt.

4.3.1. Modellierung

Abbildung 21 zeigt die in COMSOL implementierte Geometrie. Die charakteristischen Dimensionen von C-Schiene, Dämmmaterial und GFK-Abdeckung sind gleich wie im 2D-Modell ohne seitlichen Luftspalt. Im Unterschied zum 2D-Modell ist die Basis der C-Schiene in den Wagenkasten integriert, sodass die ganze C-Schiene um 4 mm in Richtung Aussenwand zurückversetzt ist. Dies entspricht der Konfiguration der von Stadler Rail für die Sitzbefestigung (Cantilever, siehe Kapitel 4.4) verwendeten C-Schiene.

Die C-Schiene ist auf einer Länge von 18 cm simuliert, wovon ein Fenster von 8 cm Breite direkt der Innenraumluft ausgesetzt ist, während der Rest der Schiene unter der GFK-Abdeckung liegt. Unterhalb der Abdeckung ist die C-Schiene mit Dämmmaterial ausgefüllt (gängige Praxis gemäss Stadler Rail), was einen schmalen Luftraum übrig lässt.

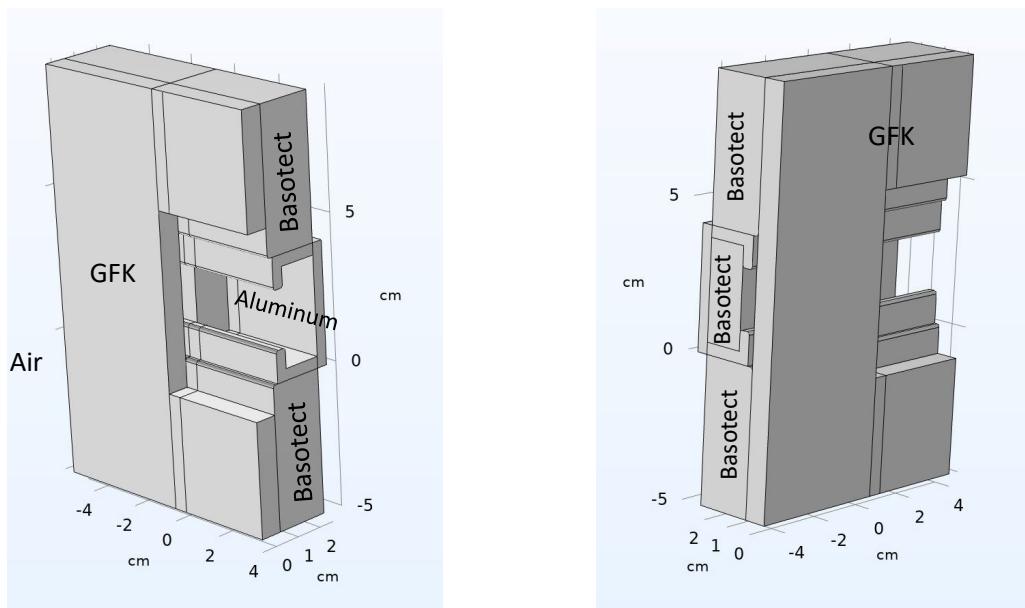


Abbildung 21: Ansichten des 3D-Modells einer teilweise von GFK abgedeckten C-Schiene. Das Fenster im GFK ist 8 cm breit. Nicht sichtbar ist der 7.2 cm tiefe, an die GFK-Abdeckung angrenzende Luftraum. Auf Grund der Spiegelsymmetrie der Geometrie wird nur die abgebildete Hälfte in COMSOL implementiert (mit vertikaler Symmetrieebene durch das Zentrum des Fensters).

Das physikalische Modell ist identisch mit der 2D-Simulation: Konvektion und thermische Strahlung aus dem Innenraum werden in den Transportgleichungen berücksichtigt. Tabelle 7 fasst die Randbedingungen und Anfangsbedingungen der 3D-Simulation zusammen.

Aussentemperatur (Aussenseite Wagenkasten)	272 K
Innentemperatur (rechte Begrenzung d. Luftvolumens, siehe Abbildung 7)	293 K

RH innen (rechte Begrenzung d. Luftvolumens, siehe Abbildung 7)	30%
Anfangstemperatur Luft und Dämmmaterial ($t = 0$)	293 K
Anfängliche relative Feuchte in Luft und Dämmmaterial ($t = 0$)	50%

Tabelle 7: Randbedingungen und Anfangsbedingungen für die 3D-Simulation der C-Schiene

4.3.2. Resultate

Abbildung 22 zeigt die Temperaturverteilung nach 2h. Das Vektorfeld der Konvektions-Strömung ist auf der Symmetrieebene abgebildet. Im Unterschied zur 2D-Simulation ist die Aufwärtsströmung an der Oberfläche der GFK-Abdeckung unterhalb des Fensters weniger ausgeprägt. Dies kann mit der im Vergleich zur 2D-Simulation leicht geringeren vertikalen Ausdehnung der simulierten GFK-Abdeckung zusammenhängen. Die Abhängigkeit der Simulationsresultate von der gewählten vertikalen Ausdehnung des Modells ist in Kapitel 5 diskutiert.

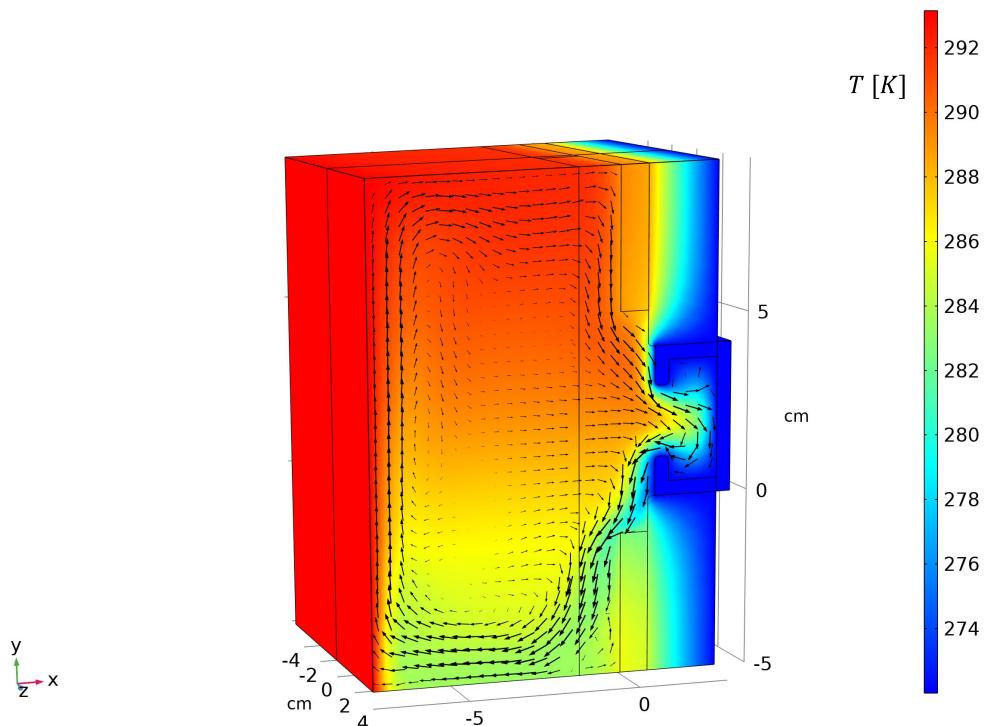


Abbildung 22: Temperaturverteilung und Vektorfeld der Konvektions-Strömung nach 2h im Winter-Szenario für die 3D-Simulation der C-Schiene.

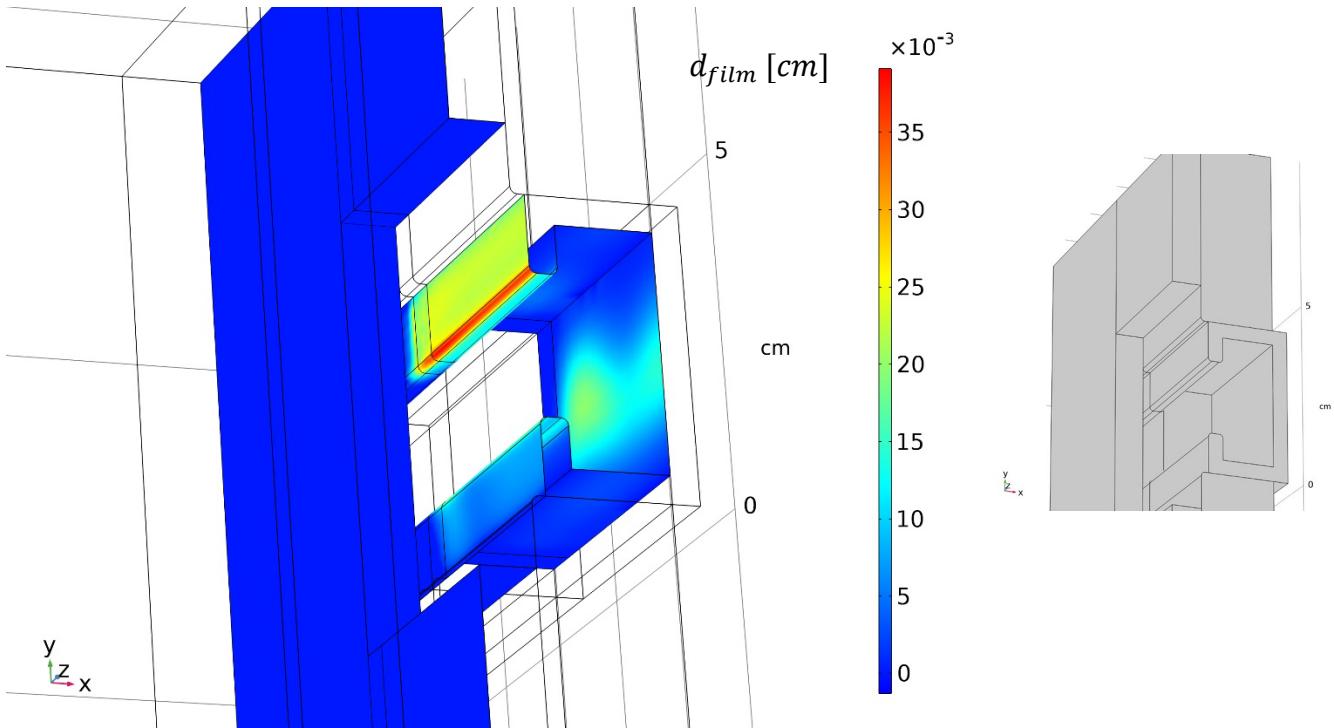


Abbildung 23: Dicke des Kondensatfilms (in cm) nach 12h. Die Geometrie-Skizze rechts mit derselben Ansicht dient zur Orientierung.

Abbildung 23 zeigt die Verteilung der Dicke des Kondensatfilms auf den Oberflächen der C-Schiene und der GFK-Abdeckung nach 12h. Wie in der 2D-Simulation kondensiert am meisten Wasser auf den oberen, direkt angeströmten Kanten der C-Schiene. Die maximale Wachstumsrate ist mit ca. $33 \frac{\mu m}{h}$ etwas tiefer als in der 2D-Simulation ($40 \frac{\mu m}{h}$). Dies kann mit der leicht reduzierten Exposition der um 4 mm zurückversetzten C-Schiene zusammenhängen.

Die am Rand des GFK-Fensters entlang der C-Schiene stark abfallende Dicke der Kondensatschicht bestätigt die Erkenntnis aus der 2D-Simulation, dass der Feuchtetransport durch Diffusion allein fast vernachlässigbar ist im Vergleich zum Feuchtetransport, welcher durch die konvektive Luftströmung verursacht wird. Wo die Konvektionsströmung nicht hinkommt (d.h. im Luftspalt unter der GFK-Abdeckung) bildet sich auf Oberflächen kaum nennenswertes Kondenswasser.

Abbildung 24 zeigt, dass der maximale Feuchtegehalt im Dämmmaterial an Stellen auftritt, wo die C-Schiene in direktem Kontakt mit dem Dämmmaterial steht, und wo eine starke Anströmung mit feuchter Innenraumluft besteht. Dies steht im Einklang mit der Beobachtung aus der 2D-Simulation, ebenso wie der maximale Feuchtegehalt von etwas über $100 \frac{kg}{m^3}$ nach 12 Stunden. Die sich im Dämmmaterial unterhalb der GFK-Abdeckung nach 12 Stunden angesammelte Feuchte liegt deutlich unterhalb des maximalen Feuchtegehaltes von Basotect (ca. $100 \frac{kg}{m^3}$).

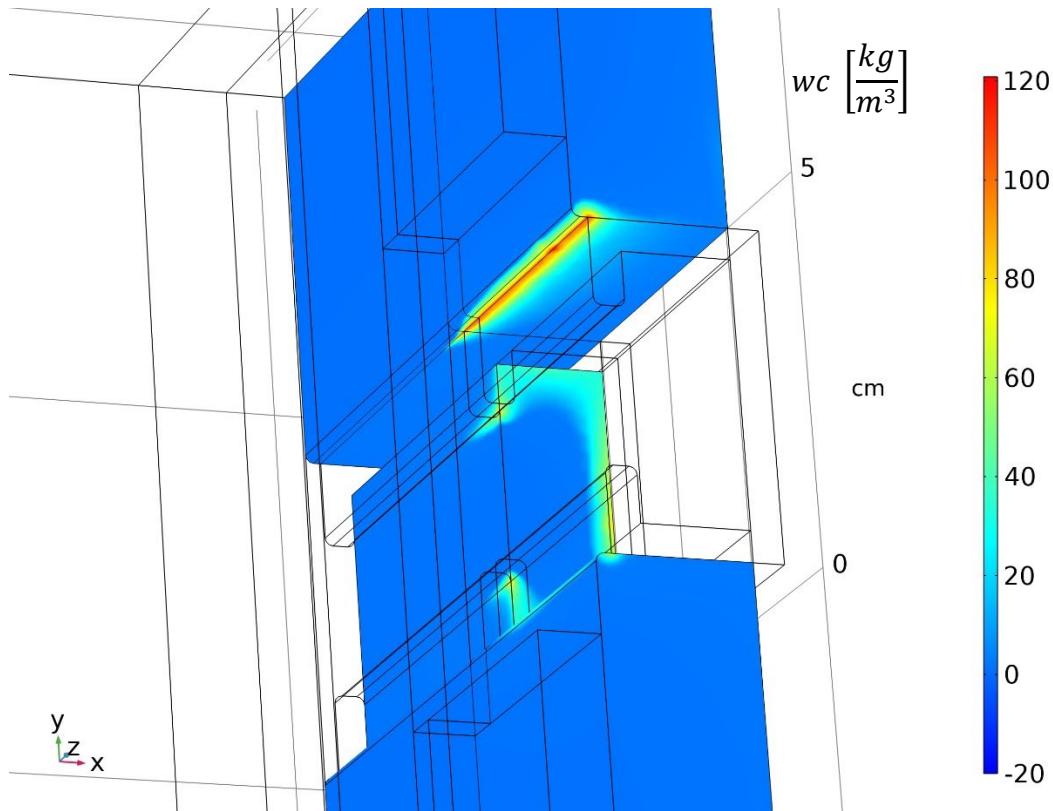


Abbildung 24: Feuchtegehalt im Dämmmaterial nach 12h. Zur Orientierung kann die Geometrie-Skizze aus Abbildung 23 dienen.

4.3.3. Fazit

Die Beobachtungen aus der 2D-Simulation werden durch die 3D-Simulation bestätigt. Folgende Schlussfolgerungen lassen sich in Ergänzung zur 2D-Simulation der C-Schiene ziehen:

- Die Kondensation ist weitgehend auf den Bereich des GFK-Fensters beschränkt, wo die C-Schiene direkt der Konvektions-Strömung ausgesetzt ist.
- Im Luftspalt unterhalb der GFK-Abdeckung ist innerhalb von 12h keine für die Bildung laufender Tropfen relevante Ansammlung von Kondensations-Feuchte zu erwarten.

4.4. Sitzbefestigung (Cantilever)

Die Befestigung der Sitze im Fahrgastraum erfordert eine Montage auf dem Wagenkasten mit hohen Ansprüchen an Stabilität. Dies wird beim Flirt-Zug von Stadler Rail mit einem Cantilever (siehe Abbildung 25) aus Stahlblech erreicht, der mittels der in Kapitel 4.2 und 4.3 beschriebenen C-Schienen am Wagenkasten befestigt wird. Insofern bildet der Cantilever eine Wärmebrücke, die ca. 1 Meter in den Fahrgastraum hineinragt. Im Unterschied zur C-Schiene ist der Cantilever allerdings überdämmt, d.h. von der C-Schiene durch eine thermische Isolierschicht von 6 mm Dicke thermisch entkoppelt. Der Wärmetransport zwischen Cantilever und Wagenkasten findet daher praktisch ausschliesslich über die Schrauben und Nutensteinen statt, die den Cantilever an der C-Schiene befestigen. Anhand eines 3-dimensionalen Modells wurde untersucht, ob die Überdämmung ausreicht, um Kondensation auf den Oberflächen des Cantilevers zu verhindern.

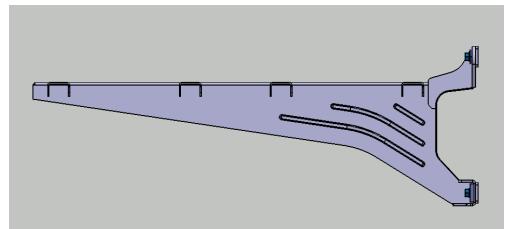


Abbildung 25: Schematische Seitenansicht des von Stadler Rail im Flirt verbauten Cantilevers zur Befestigung der Sitze im Fahrgastraum. Gesamte Breite: Ca. 1 m.

4.4.1. Modellierung

Die in COMSOL implementierte Geometrie ist in Abbildung 26 ersichtlich. Wie schon beim 3D-Modell der C-Schiene wurde die Spiegelsymmetrie der Geometrie ausgenutzt, um nur die Hälfte der Geometrie explizit zu simulieren ($z = 0$ definiert die Symmetrieebene).

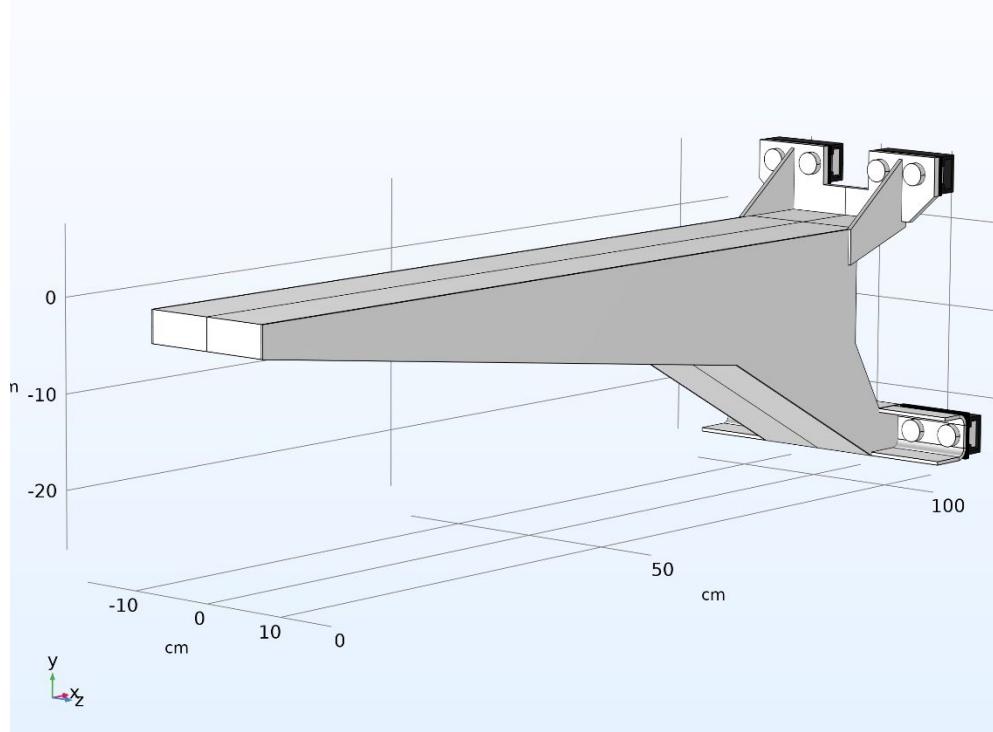


Abbildung 26: In COMSOL implementierte, vereinfachte Geometrie des zur Sitzbefestigung von Stadler Rail verbauten Cantilevers. Schwarz gefärbt sind die C-Schienen, mit denen der Cantilever auf den Wagenkasten geschraubt wird.

Details der Befestigung des Cantilevers an der C-Schiene mit Überdämmung sowie die Wärmeleitkoeffizienten der verwendeten Materialien sind in Tabelle 8 ersichtlich.

Material	Wärmeleit-koeffizient $\lambda \left[\frac{W}{m K} \right]$
Stahl	54.5
Aluminium	238
Isoval	$0.29 + 0.08 \cdot \frac{T - 200 K}{100 K}$

Tabelle 8: Geometrie und Materialien im Bereich der Befestigung des Cantilevers am Wagenkasten (der Wagenkasten selbst ist nicht abgebildet)

Auf Grund der grossen Rechenaufwandes von CFD-Simulationen in 3-dimensionalen Modellen wurde der konvektive Wärmetransport für den Cantilever nicht explizit gerechnet, sondern mittels eines aus dem Gebäudebereich bekannten Modells, das in Anhang 1.6 beschrieben ist. Die Äquivalenz dieses Modells mit dem explizit berechneten, konvektiven Wärmetransport wird in Kapitel 5 diskutiert.

Der strahlungsbedingte Wärmetransport ist in diesem Modell für die Temperaturverteilung der Wärmebrücke entscheidend. Er ist gemäss Anhang 1.6.1 implementiert, wobei für die Oberfläche des Cantilevers ein Emissionsgrad von 1 angenommen wurde, da die Oberfläche beschichtet ist.

4.4.2. Resultate – thermische Simulation

Abbildung 27 zeigt die Temperaturverteilung des Cantilevers als stationäre Lösung des Wärmetransport-Problems mit folgenden Randbedingungen:

Aussentemperatur (Aussenseite Wagenkasten)	272 K
Lufttemperatur Fahrgastraum	293 K

Die Graphik links zeigt die Temperaturverteilung des Stahl-Cantilevers in der Nähe der oberen Befestigungselemente. Die rechte Graphik zeigt die Temperaturverteilung eines Cantilevers aus einem Werkstoff von deutlich geringerer Wärmeleitfähigkeit. Der grösste Teil des Cantilevers ist in beiden Fällen nur wenig unterhalb der Raumtemperatur. Die tiefsten Temperaturen treten im Bereich der Befestigungselementen auf, mit tieferen Temperaturen für kleinere Wärmeleitfähigkeiten.

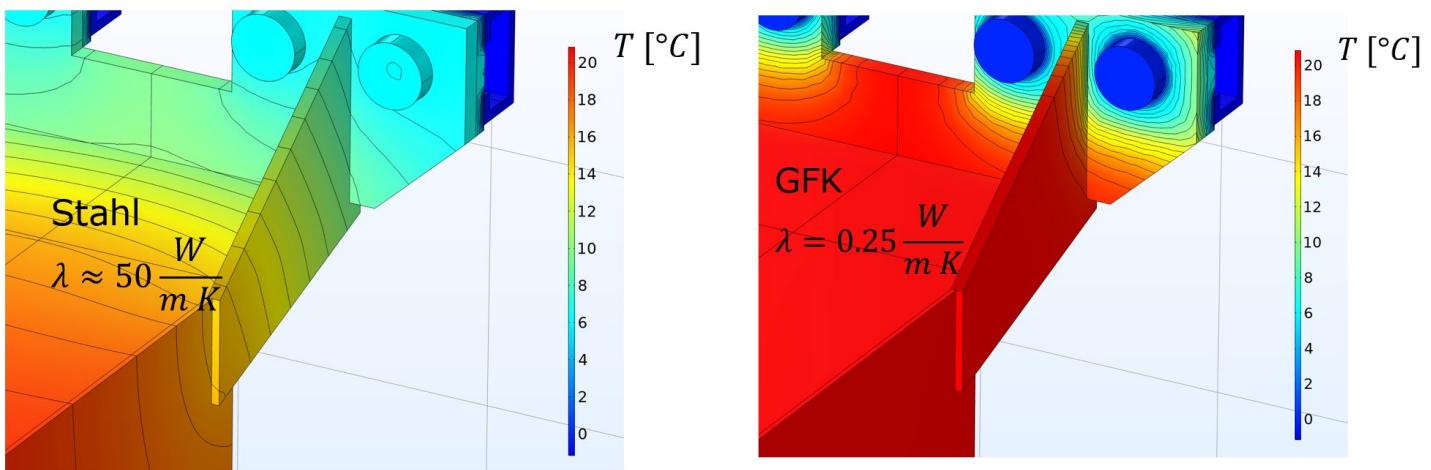


Abbildung 27: Temperatur des Cantilevers im Bereich der oberen Befestigungselemente für den Werkstoff Stahl (links) und für glasfaserverstärkten Kunststoff (GFK, rechts).

Einen grossen Effekt hat die Überdämmung dagegen in der Nähe der Befestigung des Cantilevers. Ohne Überdämmung wäre dieser Bereich nur unwesentlich wärmer als die vorgegebene Aussentemperatur von 272 K.

Die maximale RH an der Oberfläche des Cantilevers muss im Bereich der Befestigungselemente erwartet werden, wo die minimale Oberflächentemperatur herrscht. Abbildung 28 zeigt die gemäss Kap. 3.5.2 berechnete maximale Oberflächen-RH während des Modell-Jahres. Der bei Stadler Rail verwendete Werkstoff Stahl (blaue Kurve) hat eine ausreichende Wärmeleitfähigkeit, dass die Bedingungen für Oberflächenkondensation (RH = 100%) nur einmal während des ganzen Modelljahres für ca. eine halbe Stunde erfüllt sind (siehe Markierung im Oktober). Würde statt Stahl ein Werkstoff von geringerer Wärmeleitfähigkeit (grüne Kurve) verwendet, z.B. um die Wärmeverluste über die Wärmebrücke zu minimieren, so müsste im Bereich der Befestigungselemente mit tieferen Temperaturen gerechnet werden. Entsprechend häufiger wären lokal die Bedingungen für Oberflächenkondensation erfüllt.

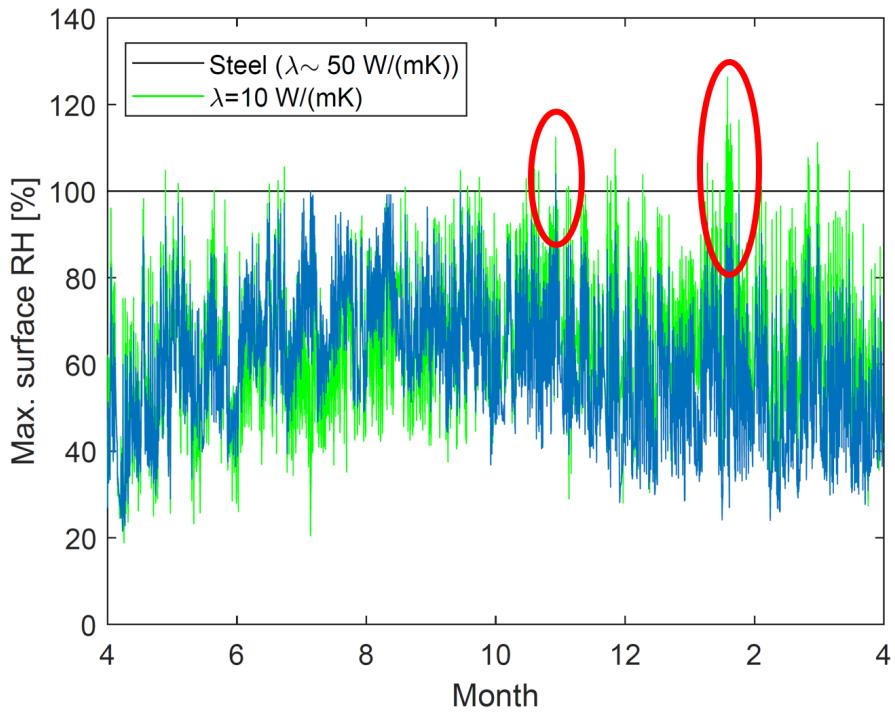


Abbildung 28: Verlauf der maximalen Oberflächen-RH des Cantilevers während des Modell-Jahres für zwei Werkstoffe unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit. Hervorgehoben sind zwei Zeitpunkte mit besonders hoher Oberflächen-RH.

Für den Stahl-Cantilever erübrigt sich eine hygrothermische Simulation. Die Bedingungen für Oberflächen-Kondensation sind äusserst selten erfüllt, und während weniger als 1 h sammelt sich kein Kondenswasser in ausreichender Menge an, dass ablaufende Tropfen zu erwarten wären. Eine hygrothermische Simulation sollte aber durchgeführt werden, wenn Hersteller den Einsatz faserverstärkter Kunststoffe mit geringerer Wärmeleitfähigkeit für die Sitzbefestigung in Betracht ziehen:

Abbildung 29 zeigt einen Ausschnitt aus Abbildung 28 während der Januar-Kälteperiode des Modell-Jahres. Für ein Material mit einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 10 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ sind die Bedingungen für Kondensation während der Kälteperiode mehrmals während mehrerer Stunden erfüllt.

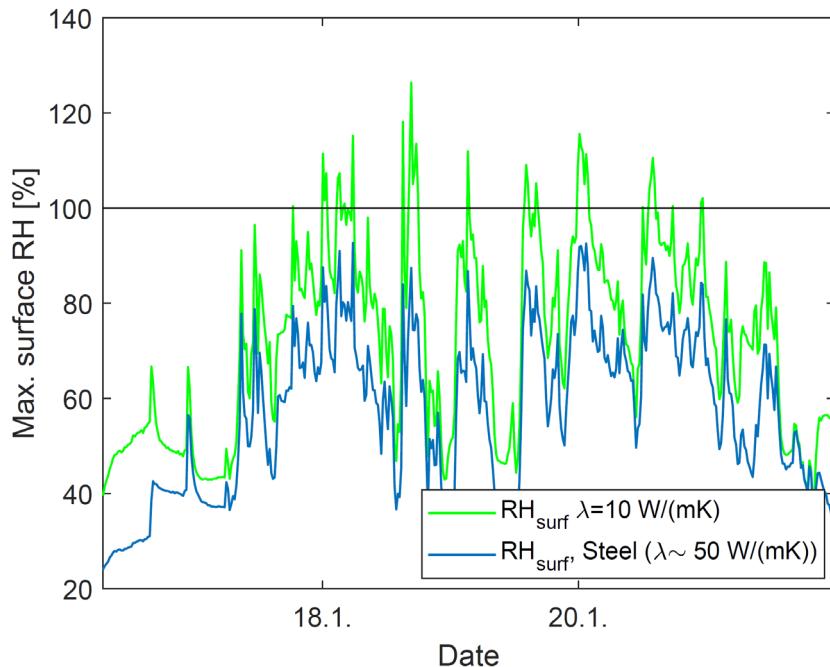


Abbildung 29: Ausschnitt aus Abbildung 28 während der Januar-Kälteperiode (siehe rote Markierung in Abbildung 28)

4.4.3. Bildung von Schimmel auf der Cantilever-Oberfläche

Abbildung 30 zeigt die Oberflächen-RH an den kältesten Stellen des Cantilevers im Verlauf des Modelljahres (siehe Abbildung 28), mit einem gleitenden Mittel über 2 Wochen. Die über 2 Wochen gemittelte RH erreicht zu keinem Zeitpunkt 90%. Die Bedingungen für die Bildung von Schimmelpilz-Kolonien sind daher für die Cantilever-Oberfläche nicht erfüllt.

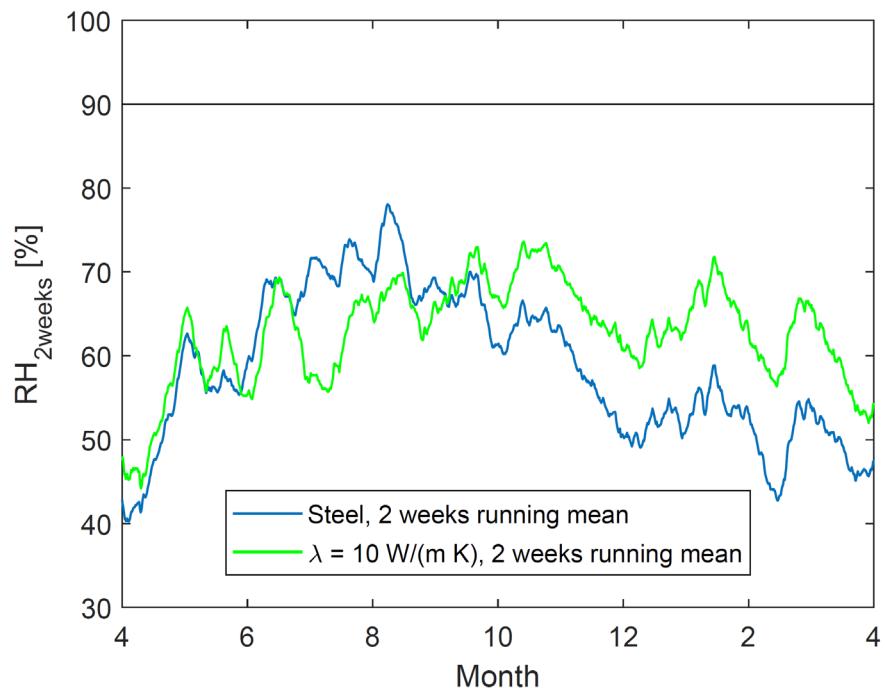


Abbildung 30: Maximale Oberflächen-RH an den kältesten Stellen des Cantilevers, mit einem gleitenden Mittel über 2 Wochen.

4.4.4. Fazit

- Nur in Bereichen in der Nähe der Befestigungs-Elemente des Cantilevers ist Oberflächen-Kondensation überhaupt möglich. Der grösste Teil der Oberfläche liegt nur wenige Grad unterhalb der Raumtemperatur.
- Die Bedingungen für Kondensation sind für den Stahl-Cantilever äusserst selten erfüllt, und nur für kurze Perioden von weniger als 1 h. Ablaufendes Kondenswasser ist damit für den Stahl-Cantilever kein Thema.
- Je kleiner die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes, desto tiefer liegen die minimalen Oberflächentemperaturen, und damit desto besser die Bedingungen für Oberflächen-Kondensation. Sollen Kunststoffe als Werkstoff eingesetzt werden, sollte die Menge kondensierenden Wassers mittels hygrothermischer Simulation analysiert werden.
- Es muss nicht mit der Bildung von Schimmelpilz-Kolonien an der Cantilever-Oberfläche gerechnet werden.

5. Diskussion

5.1. Validierung des Kondensations-Modells

Da Kondensation auf Oberflächen und die Berechnung der Dicke des Kondensatfilms nicht standartmäßig in COMSOL implementiert sind, wurden dafür zwei unterschiedliche physikalische Modelle entwickelt (siehe Anhang 1.5), welche anhand von 1-dimensionalen Simulationen auf Konsistenz und Übereinstimmung getestet wurden. Bei den Test-Szenarios wurden als Randbedingungen eine warme Innen- und eine kalte Außentemperatur vorgegeben, sowie in einem Szenario an der Innenseite eine zeitlich variierende («on-off») RH, welche abwechslungsweise zu Kondensations- und Verdunstungsphasen führt (siehe Anhang 2).

Untersucht wurden folgende Größen:

- Zeitlicher Verlauf der relativen Feuchte an der kalten Oberfläche des Luftspaltes
- Zeitlicher Verlauf der Dicke der Kondensatschicht
- Wärmeflüsse und Freisetzung latenter Wärme an der kalten Oberfläche des Luftspaltes

Die wichtigsten Ergebnisse sind folgende (siehe Anhang 2):

- Die Resultate stimmen für die beiden Modelle innerhalb von 6% überein.
- Wärme- und Feuchtetransport der einzelnen Modelle sind konsistent.
- Die RH steigt nicht über 100%, wie gefordert für eine Wasseroberfläche.
- Die RH verharrt während Verdunstungsphasen so lange auf 100%, wie eine Kondensatschicht existiert.
- Die Kondensatschicht verdunstet komplett während Verdunstungsphasen

Da sich die beiden Modelle in ihrer Implementierung substanziell unterscheiden, stellt die gute Übereinstimmung der Resultate des Test-Szenarios ein starkes Argument für die Validierung beider Modelle dar.

5.2. Anwendbarkeit der Ergebnisse auf eine reale Situation

Simulationen setzen immer eine Reihe von Annahmen und Vereinfachungen voraus. Je stärker die Vereinfachung, desto grösser wird die Gefahr, dass die aus einer Simulation gewonnenen Schlussfolgerungen von begrenzter Gültigkeit sind für die entsprechende reale Situation. Im Folgenden werden die im Rahmen dieser Studie gemachten Vereinfachungen und Annahmen diskutiert, und es wird begründet, warum wir deren Einfluss auf die Simulations-Resultate als gering genug einstufen, dass die gewonnenen Kernaussagen für eine reale Situation gültig sind.

5.2.1. Wahl des Januar-Szenarios als Extrem-Szenario

Das für die hygrothermischen Simulationen verwendete Januar-Szenario rechnet mit einer über 12 h konstanten Aussentemperatur von -1°C. Während Kälteperioden sind durchaus auch tiefere 12h-Temperaturmittel zu erwarten, was grundsätzlich zu grösseren Temperatur- und Feuchtegradienten führen und die Kondensations-Problematik verschärfen könnte. Die Kondensation hängt aber nicht nur von der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Aussenraum ab, sondern auch von der im Innenraum vorherrschenden relativen Feuchte. Diese nimmt mit abnehmender Aussentemperatur ab, sodass bei kälteren Aussentemperaturen nicht mit signifikant mehr kondensierender Feuchte gerechnet werden muss. In Abbildung 31 ist die Kondensatfilmdicke nach 2h für die 2-dimensionale Simulation der C-Schiene für zwei unterschiedliche Aussentemperaturen abgebildet. Bei -5°C Aussentemperatur (268 K) resultiert nur unwesentlich mehr Kondenswasser im Vergleich zur Standard-Aussentemperatur von -1°C (272 K). Für die Kondensation kann das verwendete Szenario also durchaus als Extrem-Szenario gelten.

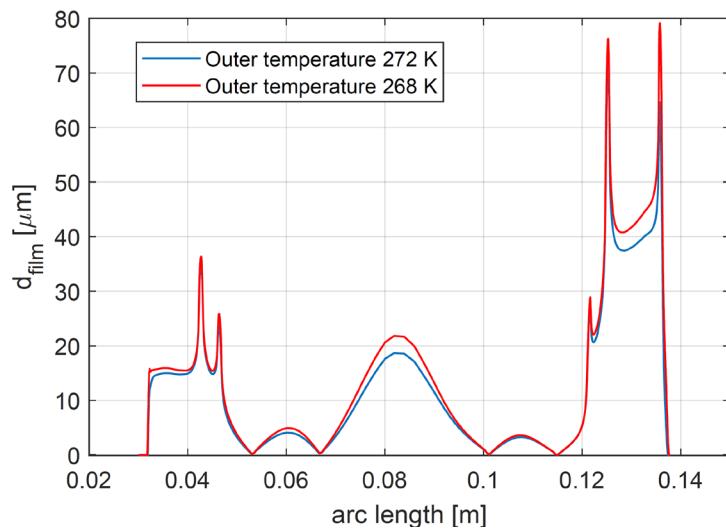


Abbildung 31: Dicke des Kondensatfilms entlang der Oberfläche der C-Schiene (für Details siehe Kapitel 4.2) nach 2h für 2 verschiedene Aussentemperaturen

5.2.2. Konvektion

5.2.2.1. Modellierte Konvektion vs. explizit simulierte Konvektion

Das in Anhang 1.6.2 beschriebene und für die Simulation des Cantilevers verwendete Modell des konvektiven Wärmetransportes wurde mit der expliziten Simulation der Konvektionsströmung verglichen. Dafür wurde eine stark vereinfachte Version der Cantilever-Geometrie verwendet (siehe Anhang 2.4). Bei expliziter Simulation der Konvektion resultiert eine etwas höhere Minimaltemperatur der Cantilever-Oberfläche als bei modellierter Konvektion. Das heisst, das Konvektions-Modell unterschätzt den konvektiven Wärmetransport etwas. Der Temperatur-Unterschied ist aber gering (1.5 K im Januar-Szenario), und die Schlussfolgerungen bezüglich Kondensation fallen mit modellierter Konvektion konservativer aus als mit expliziter Konvektion. Die Verwendung des Konvektions-Modells für die Cantilever-Simulation beschränkt also nicht die Gültigkeit der gezogenen Schlussfolgerungen.

5.2.2.2. Abhängigkeit der Simulations-Resultate von der Grösse der Konvektions-Zelle

Bei den Modellen mit expliziter Berechnung der Konvektion besteht eine gewisse Willkür bei der Definition des Luftvolumens. Je grösser die vertikale Ausdehnung der an die Wand angrenzenden Konvektions-Zelle, desto höher sind die Geschwindigkeiten der Konvektions-Strömung. Dieser Zusammenhang ist für ein einfaches, quaderförmiges Testmodell mit Wandabstand 10 cm und einer Temperaturdifferenz von 10 K zwischen den Seitenwänden in Abbildung 32 (rechts) dargestellt.

Höhere Strömungsgeschwindigkeiten führen zu einem verstärkten Feuchtetransport durch Advektion, und damit zu mehr kondensierter Feuchte. Dies ist am Beispiel der 2-dimensionalen Simulation der C-Schiene in Abbildung 32 (links) dargestellt. Eine Verdoppelung der vertikalen Ausdehnung von 20 cm auf 40 cm führt zu einer Zunahme der auf der Oberfläche der C-Schiene kondensierenden Feuchtigkeit um ca.50%.

Bei der Interpretation der in Kapitel präsentierten Resultate muss beachtet werden, dass die numerischen Resultate für die gewählte Höhe der Konvektions-Zelle von 20 cm gelten. Im Rahmen dieser Studie sind aber generelle Aussagen wichtiger als die genauen numerischen Werte. Die anhand der simulierten Geometrie gewonnenen Einsichten wurden so formuliert, dass sie robust sind gegenüber Variationen im hier diskutierten Grössenbereich.

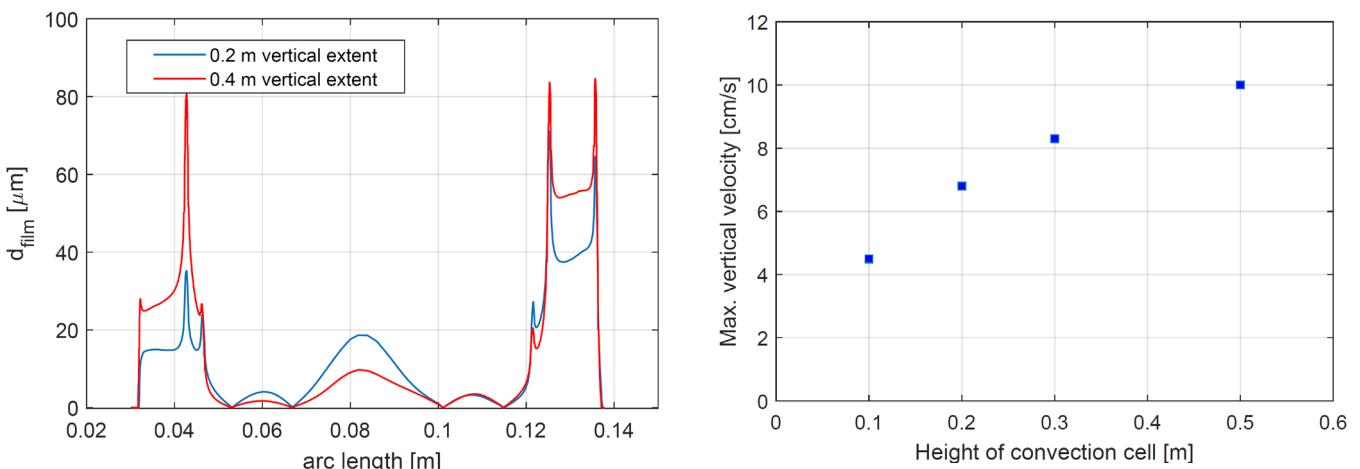


Abbildung 32: Links: Dicke des Kondensatfilms entlang der Oberfläche der C-Schiene für zwei unterschiedliche vertikale Ausdehnungen der Konvektions-Zelle. Rechts: Abhängigkeit der maximalen vertikalen Strömungsgeschwindigkeit von der Grösse der Konvektions-Zelle in einem quaderförmigen Test-Modell mit 10 K Temperaturdifferenz zwischen den Seitenwänden

5.2.3. Verteilung des Kondenswassers auf der Oberfläche einer Wärmebrücke

5.2.3.1. Keine Berücksichtigung von Umverteilungs-Effekten entlang der Oberfläche

Die in dieser Studie präsentierten Resultate zur Dicke der Kondensatschicht entlang einer Oberfläche zeigen teilweise scharfe Maxima im Bereich von Kanten, da dort eine grosse Wasserdampf-Flussdichte herrscht. In Realität werden diese Maxima nicht so ausgeprägt sein, da das Wasser durch die Oberflächenspannung und ggf. durch die Schwerkraft entlang der Oberfläche umverteilt wird. Die genaue, resultierende Verteilung des Kondenswassers ist in dieser Studie aber nicht von vorrangiger Bedeutung. Im Gegenteil ermöglicht die berechnete Dicke des Kondensatfilms ohne Berücksichtigung von Umverteilungs-Effekten die Einsicht, an welchen Stellen besonders viel Wasserdampf kondensiert.

5.2.3.2. Abschätzung zur Bildung ablaufender Tropfen

In den Modellen gehen wir davon aus, dass eine Oberfläche in Bezug auf die Kondensation homogen ist, d.h. dass sich bei gegebener Dampfstromdichte ein homogener Kondensatfilm bildet («filmwise condensation»). In Realität kondensiert Feuchte in Form von Tropfen an bevorzugten Inhomogenitäten der Oberfläche («dropwise condensation»). Die in Anhang 1.7 beschriebene Relation zwischen der vom Modell berechneten Dicke des Kondensatfilms und der Grösse der Tropfen, die sich in Realität auf der Oberfläche einer Wärmebrücke bilden dürften, ist eine grobe Näherung. Die Annahme, dass sämtliche auf einer Oberfläche von 1 cm^2 kondensierende Feuchte einen einzigen Tropfen bildet, entspricht nicht der Realität. Eine präzisere Abschätzung würde aber die Kenntnis der Populationsdynamik der kondensierenden Tropfen voraussetzen, was den Rahmen dieser Studie sprengen würde.

Die Annahme der Konzentration sämtlicher auf 1 cm^2 kondensierender Feuchte in einem einzelnen Tropfen führt zu einem oberen Limit der gebildeten Tropfengrösse. Die fürs Ablaufen unter Einfluss der Gravitation benötigte, kritische Tropfengrösse wird also eher schneller erreicht als in Realität. Im Kontext der Zugwände kann dies aber durchaus sinnvoll sein, da Vibrationen beim fahrenden Zug die kritische Tropfengrösse reduzieren im Vergleich zu einer unbewegten Oberfläche.

Im Bewusstsein der Grobheit des Tropfenmodells haben wir die Schlussfolgerungen zum Ablaufen der kondensierten Feuchte vorsichtig formuliert. Wichtiger als eine präzise Information, nach wie vielen Stunden die Feuchte beginnt, abzulaufen, ist aber auch hier eine allgemeinere Schlussfolgerung, ob bei einem bestimmten Typ Wärmebrücke innerhalb von im Betrieb relevanten Zeiträumen mit ablaufender Feuchte gerechnet werden muss.

5.2.3.3. Auswirkungen der Kondensatschicht auf den Wärmetransport

Die Bildung einer Kondensatschicht auf einer Oberfläche kann sowohl den konvektiven [4] als auch den strahlungsbedingten Wärmetransport zwischen der Oberfläche und der Umgebungsluft beeinflussen. Dies ist in den verwendeten Modellen nicht berücksichtigt, da die Wärmetransport-Gleichung nicht mit der Gleichung für die Dicke der Kondensatschicht gekoppelt ist. Für den Feuchtetransport wird angenommen, dass die Oberflächentemperatur des Kondensatfilms gleich der Temperatur der darunter liegenden Oberfläche ist. In Wirklichkeit ist die Oberflächentemperatur des Kondensatfilms etwas wärmer. Dies bedeutet, dass etwas weniger Wasserdampf pro Zeiteinheit auf der Oberfläche kondensiert als vom Modell berechnet. Eine einfache Abschätzung zeigt aber, dass erst eine Kondensatfilm-Dicke von der Grössenordnung von 1 mm zu einer Erhöhung der Kondensatfilm-Temperatur in der Grössenordnung von 1 K führt (siehe Anhang 3).

Wir gehen deshalb davon aus, dass für eine Dicke des Kondensatfilms unterhalb von 1 mm die Vernachlässigung des Einflusses der Kondensatschicht auf den Wärmetransport keine Auswirkung auf die Schlussfolgerungen bezüglich Kondensation hat. Filmdicken im Bereich von 1 mm treten in den durchgeführten Simulationen nicht auf.

5.2.4. Transport von Kapillarwasser im Dämmmaterial

Da für die verwendeten Dämmmaterialien keine Information über den Flüssigwassertransportkoeffizienten D_w verfügbar ist, wurde der Transport von Kapillarwasser im Dämmmaterial vernachlässigt. Dieser läuft entgegen dem Dampftransport, sodass die Modelle den gesamten Feuchtetransport im Dämmmaterial tendenziell überschätzen [2]. Auf die Resultate zur Kondensation auf Oberflächen von Wärmebrücken hat dies aber keine Auswirkung.

5.2.5. Treibendes Potential für den diffusiven Feuchtetransport

In Modellen mit explizit berechneter Konvektion wurde die Wasserdampf-Konzentration anstatt des Dampfdruckes als treibendes Potential verwendet. Genau genommen ist dies nur in isothermen Situationen korrekt. Die Resultate zeigen jedoch, dass Diffusion für die Kondensation auf Oberflächen im Vergleich zur Advektion nur eine untergeordnete Rolle spielt. Daher ist keine signifikante Auswirkung dieser Vereinfachung auf die Resultate zu erwarten.

6. Schlussfolgerungen und Empfehlungen

6.1. Schlussfolgerungen

1. Dank Überdämmung sind die Bedingungen für Oberflächenkondensation für eine Cantilever-Sitzbefestigung aus Metall während des Modelljahres äusserst selten und nur kurzzeitig erfüllt. Die Bildung von abfliessendem Kondenswasser ist daher nicht zu erwarten.
2. Bei Verwendung von faserverstärktem Kunststoff als Werkstoff für eine Sitzbefestigung sind die Bedingungen für Kondensation im Bereich der Befestigung an der Aussenwand während Kälteperioden vermehrt erfüllt, sodass die Bildung abfliessenden Kondenswassers für andere Werkstoffe individuell beurteilt werden müsste.
3. Auf freien Oberflächen von nicht überdämmten, an Seitenwänden montierten Wärmebrücken (z.B. C-Schiene) kondensiert während winterlicher Kälteperioden genügend Feuchte, dass innert einiger Stunden abfliessende Tropfen zu erwarten sind. Durch Überdämmung der Wärmebrücke kann dieses Problem eliminiert werden.
4. An Kanten und Ecken von Wärmebrücken tritt Kondensation verstärkt auf im Vergleich zu einer homogenen Wand.
5. Im Dämmmaterial kondensiert besonders viel Feuchte an Orten, wo das Dämmmaterial in direktem Kontakt mit einer Wärmebrücke ist, und gleichzeitig der konvektiven Anströmung von Luft aus dem Fahrgastraum exponiert ist. An solchen Stellen kann der lokale Feuchtegehalt im Dämmmaterial im Bereich von Ecken und Kanten innerhalb einiger Stunden den maximalen Feuchtegehalt übersteigen, was zu aus der Dämmung abfliessendem Wasser führen kann.
6. Ein Luftspalt zwischen Wärmebrücke und Dämmmaterial hat kaum Einfluss auf die Oberflächenkondensation der Wärmebrücke. Im Fall einer nicht überdämmten Wärmebrücke verhindert ein Luftspalt aber die Bildung von aus der Dämmung abfliessendem Wasser. Bei überdämmten Wärmebrücken dagegen ist ein Luftspalt kontraproduktiv.
7. In Situationen mit natürlicher Konvektion (Wärmebrücken an Seitenwänden) ist Feuchtetransport per Diffusion unwichtig im Vergleich zum Feuchtetransport durch konvektive Anströmung.
8. Wo die Wand durch eine Wandinnenverkleidung abgedeckt ist, ist kaum Akkumulierung von Feuchte durch diffusiven Transport zu erwarten. Umgekehrt bietet eine Unterbrechung der Innenverkleidung wenig Potenzial für das diffusive Austrocknen von eingedrungener Feuchte.
9. Die Kondensationsfeuchte in der Umgebung von Wärmebrücken hat keinen nennenswerten Einfluss auf die Energiebilanz der ganzen Zugwand und auf die Behaglichkeit der Fahrgäste.
10. Die Bildung von Schimmelpilz ist an Oberflächen überdämmter Wärmebrücken nicht zu erwarten. Im angrenzenden Dämmmaterial begünstigt ein Luftspalt die Bildung von Schimmel. An Oberflächen nicht-überdämmter Wärmebrücken können die Bedingungen für Schimmelbildung während winterlicher Kälteperioden erfüllt sein. Ein Luftspalt verhindert die Bildung von Schimmel im angrenzenden Dämmmaterial, wenn die Wärmebrücke nicht überdämmt ist.

6.2. Empfehlungen

1. Wärmebrücken sollten wenn möglich überdämmt werden, um Kondensation und die Bildung von Schimmelpilz zu verhindern.
2. Falls Kunststoffe als Werkstoffe für Sitzbefestigungen in Betracht gezogen werden, sollte die Situation in Bezug auf abfliessendes Kondenswasser mittels hygrothermischer Simulation neu beurteilt werden.
3. Bei Wärmebrücken ohne Überdämmung ist ein Luftspalt zwischen Wärmebrücke und Dämmmaterial zu empfehlen, um aus der Dämmung ablaufendes Kondenswasser zu verhindern. Bei Wärmebrücken mit Überdämmung sollten Luftspalte dagegen vermieden werden.

4. Wo möglich sollte die Oberfläche einer Wärmebrücke nicht direkt der konvektiven Luftströmung ausgesetzt sein. Massnahmen zur Umlenkung der Strömung dürften die Menge kondensierender Feuchte substanzial reduzieren.
5. Bei C-Schienen sollte die darüber liegende Wandinnenverkleidung nur unmittelbar an Montagepunkten unterbrochen werden, um die konvektionsbedingte Kondensation so weit wie möglich zu reduzieren.

6.3. Ausblick

6.3.1. Dienstleistungsangebot zur Simulation der Kondensation in Zugwänden

Das verwendete Modell ist so in der Software COMSOL Multiphysics implementiert, dass es einfach an andere Geometrien angepasst oder mit neuen Randbedingungen durchgerechnet werden kann. Entsprechende Anfragen interessanter Bahnen oder Fahrzeughersteller werden gerne von den Autoren entgegengenommen. Wenn Wandaufbauten mit anderen Dämmmaterialien berechnet werden sollten, ist es unbedingt erforderlich, dass die hygrischen Eigenschaften des Dämmmaterials bekannt sind.

Ein Angebot für eine solche Dienstleistung kostet im Bereich CHF 9'000 – 12'600, bei einem Zeitaufwand von 50 – 70 Stunden zu einem Stundensatz von CHF 180. Darin inbegriffen sind:

- Anpassung des numerischen Modells in COMSOL Multiphysics
- Berechnung der relevanten physikalischen Größen
- Auswertung, Diskussion und Interpretation der Daten
- Präsentation oder Kurzbericht der Ergebnisse
- Projektmanagement

Die Bestimmung der hygrischen Eigenschaften des Dämmmaterials (falls unbekannt) sind in diesem Angebotsvorschlag nicht inbegriffen und werden separat angeboten.

6.3.2. Austrocknung Bodenbereich

Die Austrocknung von Wasser, das in den Bodenbereich zwischen Wagenkasten und Boden des Fahrgastrumes eingedrungen ist, ist als sehr schwierig bekannt. Im Rahmen dieser Studie wurde die prinzipielle Möglichkeit der Austrocknung durch Ventilation erörtert. In einer separaten Studie könnte untersucht werden, welche Strömungskonfigurationen und technischen Randbedingungen erforderlich wären, um eine Abtrocknung innerhalb nützlicher Zeiträume zu erreichen. Dabei könnte für die Verdunstung auf das im Rahmen dieser Studie entwickelte physikalische Modell zurückgegriffen werden. Erforderliche Eigenschaften wie der Durchflusswiderstand des Abstandsgeleges des Dämmmaterials müssten experimentell bestimmt werden.

6.3.3. Massnahmen zur Reduktion konvektiven Feuchttetransportes

Im Rahmen dieser Studie wurde erkannt, dass Kondensation auf Oberflächen von Wärmebrücken an Seitenwänden hauptsächlich durch konvektiven Feuchttetransport verursacht wird. Die Ausbildung einer konvektiven Zirkulationsströmung ist durch die horizontalen Temperaturgradienten bestimmt, und kann per se nicht verhindert werden. Durch einfache bauliche Massnahmen in der Umgebung einer Wärmebrücke könnte die Konvektionsströmung aber vermutlich umgelenkt werden, sodass die Strömungsgeschwindigkeiten und damit auch die Kondensation an der Oberfläche der Wärmebrücke stark reduziert werden. Dies könnte mit geringem Aufwand in einem Folgeprojekt untersucht werden, da das in dieser Studie entwickelte physikalische Modell direkt angewendet werden kann.

6.3.4. Einbezug der Phasenübergänge flüssig – fest (Gefrieren) sowie gasförmig – fest (Deposition)

Im aktuellen Modell wird der Phasenübergang flüssig-fest nicht einbezogen. D.h. die Feuchte gefriert im aktuellen Modell nicht, auch wenn die Temperatur tiefer als 0°C ist. Eine Erweiterung des Modells, welche diese Phasenübergänge mit einbezieht, wäre möglich. Das Gefrieren von kondensierter Feuchte könnte zu Änderungen im Feuchttetransport führen, da sich der Sättigungsdampfdruck von Eis von demjenigen von flüssigem Wasser unterscheidet.

6.3.5. Weitere Fragestellungen im Zusammenhang mit Kondensation und Energieeffizienz bei Zügen

Am Rande der Arbeiten im Rahmen dieser Studie sind weitere interessante Fragestellungen aufgetaucht, für deren Beantwortung das entwickelte physikalische Simulationsmodell eingesetzt werden könnte:

- Kann sich im Abluftkanal der Klimaanlage eines Wagens Kondenswasser ansammeln? Die unter Umständen kalte Oberfläche des Kanals (Teil des Wagenkastens) trifft auf starke (erzwungene) Konvektion feucht-warmer Abluft.

6.3.6. Experimentelle Validierung der Simulationen

Die Anwendbarkeit der in dieser Studie präsentierten Resultate und Schlussfolgerungen auf reale Situationen wurde in Kapitel 5 ausführlich diskutiert. Als Gradmesser dienten Abschätzungen, wie sensitiv die gezogenen Schlussfolgerungen sind auf die im Rahmen der Simulationsmodelle gemachten Vereinfachungen. Obwohl wir diese Abschätzungen als robust betrachten, kann nur die experimentelle Überprüfung der Simulationsresultate den letzten Pfeiler der Validierung einer Simulation liefern.

Der Aufbau eines entsprechenden Messplatzes im HSLU-eigenen Labor wurde bereits für die laufende Studie als Option offeriert. Ein solcher Messplatz erfordert ein präzises Wägesystem, das unter anderem die Überprüfung des vom Modell vorhergesagten Feuchtegehaltes der Dämmung ermöglicht. Der Messplatz wird auf die Vermessung eines Wandstückes von der Grössenordnung von 0.5 m² Fläche (homogen oder mit Wärmebrücke) ausgelegt, um die experimentelle Anordnung einfach zu halten, und das Verständnis allfälliger Abweichungen der simulierten Werte von den Messwerten zu vereinfachen. Der Messplatz bietet auch die Möglichkeit, Materialparameter von ausgewählten Dämmmaterialien zu bestimmen, wo solche nicht verfügbar sind (z.B. Wärmeleitfähigkeit als Funktion der relativen Feuchte, maximaler Wassergehalt der Dämmung, etc.). Für den Aufbau des Messplatzes kann von der Expertise der HKL-Experten der HSLU profitiert werden. Ein Kostendach von CHF 40'000 kann als realistisch betrachtet werden.

Symbol und Abkürzungsverzeichnis

δ_0	Diffusionsleitkoeffizient von Wasserdampf in Luft $\left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$
δ_p	Diffusionsleitkoeffizient von Wasserdampf im Dämmmaterial $\left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$
λ	Wärmeleitkoeffizient $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
μ	Diffusionswiderstandszahl. Verhältnis der Diffusionsleitkoeffizienten in Luft und im Material. [-]
μ	Dynamische Viskosität feuchter Luft $[Pa \cdot s]$
ρ_m	Dichte, trockenes Dämmmaterial $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
ρ	Dichte, allgemein $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
σ	Stefan-Boltzmann Konstante $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$
ϕ	Relative Feuchte [-]
c_m	Spezifische Wärmekapazität, trockenes Dämmmaterial $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck, allgemein $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
c_w	Spezifische Wärmekapazität, Wasser $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$c_{v,sat}$	Sättigungs-Konzentration von Wasserdampf in Luft $\left[\frac{Mol}{m^3} \right]$
d	Dicke der Kondensatschicht [m]
D_v	Diffusionskoeffizient von Wasserdampf in Luft $\left[\frac{m^2}{s} \right]$
D_w	Flüssigwasser-Transportkoeffizient $\left[\frac{m^2}{s} \right]$
\vec{g}	Gravitationsbeschleunigung $\left[\frac{m}{s^2} \right]$
h	Wärmeübergangs-Koeffizient $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
h_e	spezifische latente Verdampfungs- / Kondensationsenthalpie $\left[\frac{J}{kg} \right]$
FGR	Fahrgastrraum
GFK	Glasfaser-verstärkter Kunststoff
M_L	Molmasse von feuchter Luft $\left[\frac{kg}{Mol} \right]$
M_w	Molmasse von Wasser $\left[\frac{kg}{Mol} \right]$
\vec{n}	Flächennormale [-]
p	Statischer Druck [Pa]
p_{sat}	(Sättigungs-)Dampfdruck von Wasser [Pa]
p_v	Partialdruck Wasserdampf [Pa]
Q, q	Wärmestromdichte $\left[\frac{W}{m^2} \right]$
q_{sens}	Stromdichte sensible Wärme $\left[\frac{W}{m^2} \right]$
q_{lat}	Stromdichte latente Wärme $\left[\frac{W}{m^2} \right]$
R	Universelle Gaskonstante $\left[\frac{J}{Mol \cdot K} \right]$
R_{th}	Thermischer Widerstand $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$
RH	Relative Luftfeuchtigkeit [-]
T	Temperatur [K]

\vec{u}	Strömungsgeschwindigkeit $\left[\frac{m}{s}\right]$
V_{krit}	kritisches Volumen fürs Ablaufen eines Tropfens von einer vertikalen Fläche $[m^3]$
w, w_c	Feuchtegehalt (Flüssigwasser und Wasserdampf), $\left[\frac{kg}{m^3}\right], \left[\frac{Mol}{m^3}\right]$
x	Volumenanteil [-]
2Drot	2-dimensional mit Rotationssymmetrie

Literaturverzeichnis

- [1] Hartwig M. Künzel, *Verfahren zur ein- und zweidimensionalen Berechnung des gekoppelten Wärme- und Feuchttetransports in Bauteilen mit einfachen Kennwerten*, Stuttgart, 1994.
- [2] Marc Achermann, Thomas Graf, Felix Lüönd, *Simulation der Kondensation von Wasser in Zugwänden*, ZEV Rail 144, Ausgabe 04, 2020.
- [3] Peter Oelhafen und Andreas Tonin, *Energieeffizienz von Heizung, Lüftung und Kühlung im öffentlichen Verkehr*, Schlussbericht zu Projekt P055 zur Umsetzung der Energiestrategie 2050 im öffentlichen Verkehr, Bern, 2018
- [4] Andrew D. Sommers and Anthony M. Jacobi, *Creating micro-scale surface topology to achieve anisotropic wettability on an aluminum surface*, Journal of Micromechanics and Microengineering 16, 2016.
- [5] SN EN 15026:2007; SIA 180.226, *Wärme- und feuchtetechnisches Verhalten von Bauteilen und Bauelementen - Bewertung der Feuchteübertragung durch numerische Simulation*, 2007
- [6] H. Janssen, *Thermal diffusion of water vapour in porous materials: Fact or fiction?*, International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (7-8), 2011
- [7] L. Ducoisbier and Z. Lafhaj, *Comparative study of hygrothermal properties of five thermal insulation materials*, Case Studies in Thermal Engineering 10, 2016
- [8] R. Wen, X. Ma, Y. Lee et al., *Liquid-Vapor Phase-Change Heat Transfer on Functionalized Nanowired Surfaces and Beyond*, Joule 2 (11), 2018
- [9] D. Zhuang, H. Hu, G. Ding et al., *Numerical model for liquid droplet motion on vertical plain-fin surface*, HVAC&R Research 20, 2014
- [10] Z. Guo, L. Zhang, D. Monga et al., *Hydrophilic slippery surface enabled coarsening effect for rapid water harvesting*, Cell Reports Physical Science, 2021
- [11] C. Zürcher, T. Frank, *Bauphysik: Bau und Energie*, vdf, Zürich, 2004.

Anhang

1. Modellierung

1.1. Feuchte- und Wärmetransportgleichungen im Dämmmaterial

Die gekoppelten Feuchte- und Wärmetransportgleichungen für poröse Dämmmaterialien wurden im Schlussbericht von Projekt P122 hergeleitet und im Detail erklärt. Sie lauten:

$$\text{Wärmetransport: } (c_m \cdot \rho_m + c_w \cdot w) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot \left(\lambda \cdot \nabla T + h_e \cdot \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla (\varphi \cdot p_{v,sat}) \right) = Q$$

$$\text{Feuchtetransport: } \frac{\partial w}{\partial t} - \nabla \cdot \left(D_W \cdot \nabla w + \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla (\varphi \cdot p_{v,sat}) \right) = G$$

In der Folge ist die Bedeutung der Symbole mit Einheiten in der Reihenfolge des Erscheinens in den Gleichungen angegeben. Die Symbole sind identisch oder angelehnt an die europäische Norm EN 15026:2007 (SIA 180.226) [5]:

$c_m \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ spezifische Wärmekapazität des trockenen Materials.

$\rho_m \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ Dichte des trockenen Materials.

$c_w \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ spezifische Wärmekapazität von Wasser. $c_w = 4180 \frac{J}{kg \cdot K}$

$w(\varphi) \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ Feuchtegehalt (flüssiges Wasser und Wasserdampf). w nimmt mit zunehmender relativen Feuchte zu. Die Zunahme ist besonders gross wenn φ nahe 1 ist.

$T(x, t) [K, ^\circ C]$ Temperatur. Da nur Differenzen der Temperatur relevant sind, kann die Einheit K oder $^\circ C$ sein.

$\lambda(w) \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$ Wärmeleitfähigkeit. λ nimmt typischerweise mit zunehmender Feuchte zu.

$h_e \left[\frac{J}{kg} \right]$ spezifische latente Verdampfungs-/Kondensationsenthalpie.

$\delta_0(T) \left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$ Diffusionsleitkoeffizient von Wasserdampf (Wasserdampfpermeabilität) in Luft. Die Temperaturabhängigkeit ist in der Simulation implementiert, jedoch gering. Bei einer Temperaturerhöhung von $-10^\circ C$ auf $30^\circ C$ nimmt δ_0 um ca. 10% zu.
 $\delta_0 \approx 2 \cdot 10^{-10} \frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa}$

$\delta_p = \frac{\delta_0}{\mu} \left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$ Diffusionsleitkoeffizient von Wasserdampf (Wasserdampfpermeabilität) im Material.

μ einheitenlose Diffusionswiderstandszahl. Verhältnis der Diffusionsleitkoeffizienten in Luft und im Material.

$\varphi(x, t)$ relative Feuchte.

$p_{v,sat}(T) [Pa]$ absoluter Sättigungsdampfdruck.

$Q \left[\frac{W}{m^3} \right]$ zusätzliche Heiz- oder Kühlquellen im Innen- oder Aussenbereich des Wagens.

$D_W \left[\frac{m^2}{s} \right]$ Flüssigwassertransportkoeffizient.

$G \left[\frac{kg}{m^3 \cdot s} \right]$ zusätzliche Feuchtequelle oder –senke im Innen- oder Aussenbereich des Wagens.

Die Lösungen der beiden Transportgleichungen sind die Temperatur $T(x, t)$ sowie die RH $\phi(x, t)$. Als bekannt vorausgesetzt sind die Feuchtespeicher-Funktion $w(\phi)$ des Dämmmaterials sowie der Sättigungsdampfdruck $p_{v,sat}(T)$. Der Wärmetransport ist durch die Feuchte-abhängige Wärmekapazität ($c_m \cdot \rho_m + c_w \cdot w$), den Feuchte-abhängigen Wärmeleitkoeffizienten $\lambda(w)$, und durch den latenten Wärmestrom, $q_{lat} = -h_e \cdot \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla(\varphi \cdot p_{v,sat})$ mit dem Feuchtetransport gekoppelt. Der latente Wärmestrom nimmt dann Einfluss auf die Temperaturverteilung, wenn Kondensation oder Verdunstung stattfindet. Umgekehrt ist der Feuchtetransport durch die Temperaturabhängigkeit des Sättigungsdampfdruckes $p_{v,sat}$ mit dem Wärmetransport gekoppelt. Die beiden Transportgleichungen müssen daher simultan gelöst werden.

Der Feuchtetransport beinhaltet nebst dem Dampfdiffusionsstrom g_v noch den Term des Flüssigwassertransports, $g_w = -D_W \cdot \nabla w$. Da der Flüssigwasser-Transportkoeffizient D_W für die verwendeten Dämmmaterialien unbekannt ist, wurde er im Modell auf Null gesetzt, d.h. der Feuchtetransport findet im Modell ausschliesslich über die Dampfphase statt.

1.2. Feuchte- und Wärmetransportgleichungen in Luft

Luft kann in COMSOL als Dämmmaterial mit $\mu = 1$ und $w(\phi) = \phi \cdot \frac{M_w p_{sat}(T)}{RT}$ formuliert werden, wobei $M_w = 0.018 \frac{kg}{Mol}$ die Molmasse von Wasser ist. Der Feuchtegehalt $w(\phi)$ ist in Luft gleich der Massendichte von Wasserdampf und über das ideale Gasgesetz bestimmt. Dieser Ansatz hat den Vorteil, dass die Diffusionsstromdichte $g_v = -\frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla(\varphi \cdot p_{v,sat})$ durch den Dampfdruck $\varphi \cdot p_{v,sat}$ als treibendes Potenzial definiert ist, was thermodynamisch korrekt ist [6].

Wird Luft als Dämmmaterial implementiert, wird sie allerdings als statisch vorausgesetzt, d.h. die Berücksichtigung von Konvektion ist nicht möglich. Daher wurde für Simulationen mit Konvektion ein anderer Ansatz für die Implementierung von Luft gewählt, bei dem die Transportgleichungen für Wärme und Feuchte mit den Gleichungen der Fluidodynamik gekoppelt werden können. Die Transportgleichungen für Wärme- und Feuchtetransport in Luft lauten dann:

$$\text{Wärmetransport: } \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \vec{u} \cdot \nabla T - \nabla \cdot (\lambda \nabla T) = Q$$

$$\text{Feuchtetransport: } M_w c_{v,sat} \frac{\partial \phi}{\partial t} + M_w \vec{u} \cdot \nabla(\phi \cdot c_{v,sat}) - \nabla \cdot (D_v M_w \nabla(\phi \cdot c_{v,sat})) = G$$

Folgende im Abschnitt 1.2 noch nicht eingeführten Symbole werden hier verwendet:

$c_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ spezifische Wärmekapazität feuchter Luft, schwach abhängig von der relativen Feuchte.

$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ Dichte der feuchten Luft, abhängig von der relativen Feuchte.

$\vec{u} \left[\frac{m}{s} \right]$ Strömungsgeschwindigkeit der Luft unter Einfluss freier Konvektion

$$D_v \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad \text{Diffusionskoeffizient von Wasserdampf in Luft, } D_v = 2.6 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$c_{v,sat}(T) \left[\frac{\text{Mol}}{\text{m}^3} \right] \quad \text{Sättigungs-Konzentration von Wasserdampf in Luft, abhängig von der Temperatur}$$

$$M_w \left[\frac{\text{kg}}{\text{Mol}} \right] \quad \text{Molmasse von Wasser, } M_w = 0.018 \frac{\text{kg}}{\text{Mol}}$$

Im Unterschied zu den Transportgleichungen im Dämmmaterial treten die Advektions-Terme $\rho_e c_p \vec{u} \cdot \nabla T$ sowie $\vec{u} \cdot \nabla(\phi \cdot c_{v,sat})$ auf, welche die Geschwindigkeit \vec{u} der Luftströmung beinhalten. Die Gleichung des Wärmetransportes beinhaltet keinen latenten Wärmestrom, da innerhalb eines Luftvolumens in Abwesenheit fester Oberflächen kein Phasenübergang stattfindet. Latente Wärme, die an Grenzflächen des Luftvolumens freigesetzt wird, wird im Quellenterm Q berücksichtigt.

Das treibende Potenzial der Wasserdampf-Diffusion ist bei diesem Ansatz die Konzentration $c_v = \phi \cdot c_{v,sat}$. Thermodynamisch ist dies nur für isotherme Verhältnisse (räumlich konstante Temperatur) korrekt, und führt tendenziell zu einer Unterschätzung des diffusiven Wasserdampf-Transportes. Die Resultate (siehe Kapitel 4) zeigen allerdings, dass in Situationen, wo freie Konvektion relevant ist, der Wasserdampf-Transport durch den Advektions-Term dominiert wird, und Diffusion nur eine untergeordnete Rolle spielt. Daher ist diese Vereinfachung akzeptabel. Software-technisch wäre es in COMSOL möglich, den Dampfdruck $p_v = \phi \cdot p_{v,sat}$ als treibendes Potenzial in der Gleichung des Feuchtetransportes zu implementieren. Dies würde den Rahmen des Projektes aber sprengen.

1.3. Konvektion

In der Flüssigkeitsdynamik stellen die Navier-Stokes-Gleichungen die Bewegungs-Gleichungen eines Fluides dar. Sie verkörpern den Impulserhaltungssatz der Newton'schen Mechanik für Fluide. Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung für die Masse können die Navier-Stokes-Gleichungen nach dem Geschwindigkeitsfeld der Strömung sowie dem Druck gelöst werden. Im Modell wird für Luft die Vereinfachung gemacht, dass Luft inkompressibel ist, aber variable Dichte besitzt. Dies bedeutet, dass Variationen in der Dichte der Luft nicht durch Variationen im Druck verursacht werden, sondern nur durch andere Effekte, z.B. Variationen in der Temperatur. Diese Vereinfachung ist sinnvoll, da die Druckunterschiede im modellierten Volumen auf Grund der kleinen Massendichte von Luft und der geringen Strömungsgeschwindigkeiten nur klein sind, und daher vernachlässigbaren Einfluss auf die Luftpresse haben. Die temperaturabhängige Dichte der Luft schliesslich wird durch die Gleichung des idealen Gases beschrieben. Folgender Satz von 3 Gleichungen für die 3 Unbekannten \vec{u} , p , und ρ beschreiben die Strömung der freien Konvektion unter Einfluss der Gravitation:

$$\text{Navier-Stokes} \quad \rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \mu \Delta \vec{u} + \rho \vec{g}$$

$$\text{Kontinuitätsgleichung:} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0$$

$$\text{Ideales Gas:} \quad \frac{p}{\rho} = \frac{1}{M_L} RT$$

Folgende in den vorherigen Abschnitten noch nicht eingeführten Symbole werden hier verwendet:

$$p [\text{Pa}] \quad \text{Statischer Druck}$$

$$\mu [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad \text{Dynamische Viskosität der (feuchten) Luft}$$

$$\vec{g} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad \text{Gravitationsbeschleunigung, } g_z = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$M_L \left[\frac{\text{kg}}{\text{Mol}} \right] \quad \text{Molmasse von feuchter Luft, schwach abhängig von der relativen Feuchte}$$

$$R \left[\frac{J}{Mol \cdot K} \right] \quad \text{Universelle Gaskonstante, } R = 8.314 \frac{J}{Mol \cdot K}$$

Diese Gleichungen sind mit den Gleichungen für Wärme- und Feuchtetransport in Luft gekoppelt, einerseits durch die Advektionsterme in den Transportgleichungen, und andererseits durch die Abhängigkeit der Materialparameter ρ und μ von Temperatur und relativer Feuchte.

1.4. Materialeigenschaften von Dämmmaterialien

Die Materialeigenschaften des in Seitenwänden verwendeten Basotect G wurden aus dem Projekt 122 übernommen. Im Bodenbereich wird häufig ein anderes Dämmmaterial verwendet - im Flirt-Zug von Stadler Rail beispielsweise Cello F700 FR HO ALG-01 Drain von Cellofoam, im Folgenden als «F700» bezeichnet. F700 ist ein Dämmstoff aus Polyester-Fasern, mit einem 10 mm dicken Abstandsgelege, durch welches in den Bodenbereich eingedrungenes Wasser leichter abfließen kann. Abbildung 33 zeigt einen Ausschnitt der F700 Dämmmatte. Im Folgenden werden die verwendeten Materialeigenschaften der F700 Fasermatte sowie des Abstandsgelages (fortan als «Matrix» bezeichnet) aufgeführt. Für einige Materialeigenschaften von F700 wurden keine Literaturdaten gefunden. In [7] wurden relevante Daten für ein nicht näher bezeichnetes Polyester-Fasermaterial publiziert. Hier wird angenommen, dass diese Daten auch für F700 repräsentativ sind.

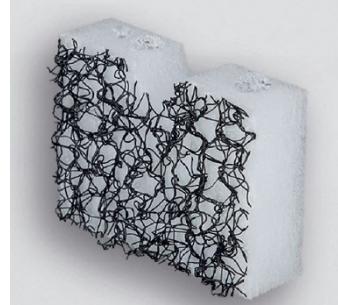


Abbildung 33: Cellofoam F700

1.4.1. Feuchtespeicherfunktion von F700

F700 besteht aus Fasern und ist daher nicht porös. Die Feuchtespeicher-Kapazität von F700 ist daher deutlich geringer als diejenige eines offenporigen Dämmstoffes wie Basotect. Tabelle 9 zeigt die in [7] publizierten Daten für den Feuchtegehalt eines Polyester-Faserdämmstoffes.

RH	Feuchtegehalt $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
0	0
0.5	0.3
0.8	0.3
0.97	0.3
1 (Immersion)	150

Tabelle 9: Feuchtegehalt eines Polyester-Faserdämmstoffes gemäss [7]

Bis zu relativen Feuchten von 97% gibt es keine signifikante Zunahme des Feuchtegehaltes (der Dampf-Anteil der Feuchte nimmt natürlich mit zunehmender relativer Feuchte zu, liegt aber immer noch eine Größenordnung unterhalb der gemessenen Werte, und wird daher in der Feuchtespeicherfunktion $w(\phi)$ vernachlässigt). Der Wert für 100% RH wurde durch Eintauchen der Probe bestimmt, und kann als maximalen Feuchtegehalt bezeichnet werden. Dass die aus den Daten von Tabelle 9 durch stückweise kubische Interpolation bestimmte Feuchtespeicherfunktion $w(\phi)$ ihre Steigung sehr abrupt ändert, führt zu numerischen Problemen in den COMSOL-Simulationen. Daher wurden die Daten durch einige künstliche Zwischenwerte oberhalb von 97% relativer Feuchte ergänzt, sodass die Funktion $w(\phi)$ glatter wurde.

Die Matrix zeigt eine viel gröbere Struktur im Vergleich zum Faser-Dämmstoff. Die für Adsorption von Wasser zur Verfügung stehende Oberfläche ist daher viel kleiner. In Ermangelung von Information zum Feuchtegehalt der Matrix wurde angenommen, dass der Flüssigwassergehalt der Matrix vernachlässigbar sei. Die Feuchtespeicherfunktion $w(\phi)$ der Matrix ist daher allein durch gasförmigen Wasserdampf bestimmt, und wird mit dem idealen Gasgesetz beschrieben.

1.4.2. Dichte von F700

Die trockene Dichte des Polyester-Fasermaterials wird vom Hersteller mit $\rho = 20 \frac{kg}{m^3}$ angegeben. Die Dichte der Matrix wurde aus der vom Hersteller angegebenen Abhängigkeit des Gewichtes des gesamten Dämmmaterials von der Dicke des Faser-Anteils zu $\rho_{Matrix} \approx 7.5 \frac{kg}{m^3}$ bestimmt.

1.4.3. Wärmekapazität von F700

Die Wärmekapazität eines repräsentativen Polyester-Faserdämmstoffes im trockenen Zustand wird in [7] mit $c_p = 1190 \frac{J}{kg \cdot K}$ angegeben. Die solide Phase der Matrix besteht aus PET und hat einen Volumenanteil von ca. $x = 4.5 \times 10^{-3}$. Die Wärmekapazität berechnet sich damit gemäss

$$c_p = c_{p,Luft} \cdot (1 - x) + x \cdot c_{p,PET} \approx c_{p,Luft}$$

und unterscheidet sich nur unwesentlich von der Wärmekapazität von Luft. Sie wird daher mit der Wärmekapazität von Luft approximiert.

1.4.4. Wärmeleitfähigkeit von F700

Der Wärmeleitkoeffizient des Polyester-Fasermaterials wird in [7] mit $\lambda = 0.031 \frac{W}{m \cdot K}$ angegeben. Die Abhängigkeit von λ von der Temperatur ist vernachlässigbar klein. Wegen des geringen Feuchtegehaltes von F700 ist auch die Abhängigkeit von λ von der relativen Feuchte vernachlässigbar, solange $\phi \leq 0.97$. Dieser Wert wird in realen Situationen kaum überschritten (Siehe Kapitel 4).

Die Matrix kann thermisch als Luft mit einem parallelen thermischen Widerstand der PET-Struktur modelliert werden. Die Wärmeleitfähigkeit der Matrix ist dann gegeben durch

$$\lambda \approx \lambda_{Luft} + x \cdot \lambda_{PET} = \lambda_{Luft} + 1.1 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

und unterscheidet sich nur unwesentlich von der Wärmeleitfähigkeit von Luft.

1.4.5. Dampf-Diffusionsleitkoeffizient von F700

Der Diffusionsleitkoeffizient der Dämmmaterialien δ_p wird über die Diffusionswiderstandszahl μ und den Diffusionsleitkoeffizient der Luft δ_0 angegeben:

$$\delta_p = \frac{\delta_0}{\mu}$$

Zwischen δ_0 und der Temperatur T und dem Luftdruck p herrscht der phänomenologische Zusammenhang [1]:

$$\delta_0(T, p) = \frac{2 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.8}}{p} \left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$$

wobei die Temperatur T in K und der Luftdruck p in Pa in diese Formel eingesetzt wird. Bei Normaldruck und Raumtemperatur ist $\delta_0 \approx 2 \cdot 10^{-10} \frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa}$.

Für das Polyester-Fasermaterial gilt $\mu = 2$ [7]. Es wird angenommen, dass die PET-Struktur der Matrix keinen relevanten Einfluss auf die Dampfdiffusion hat, d.h. für die Matrix wurde $\mu = 1$ implementiert.

Zusammenfassend:

	Polyester-Fasermaterial	Matrix (Abstandsgelege)
Dichte ρ , trocken	$20 \frac{kg}{m^3}$	$7.5 \frac{kg}{m^3}$
Wärmekapazität c_p , trocken	$1190 \frac{J}{kg \cdot K}$	$c_{p,Luft}$
Wärmeleitkoeffizient λ	$0.031 \frac{W}{m \cdot K}$	$\lambda_{Luft} + 1.1 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$

Diffusionswiderstandszahl μ	2	1
---------------------------------	---	---

Tabelle 10: Materialeigenschaften des Faser- und des Matrix-Anteils von F700

1.5. Kondensation auf Oberflächen

Für die Berechnung der Kondensationsfeuchte auf freien Oberflächen (d.h. Begrenzungen eines Luftspaltes) wurden in COMSOL zunächst zwei unabhängige Modelle erstellt, bei denen unterschiedliche physikalische Methoden zur Berechnung der Kondensatmenge implementiert wurden. Beide Modelle erfüllen folgende Rahmenbedingungen:

- Die RH kann einen Wert von 100% an einer Oberfläche nicht übersteigen.
- Bei Erreichen von 100% RH an einer Oberfläche bildet sich eine Kondensat-Schicht, welche unter dem Einfluss des Dampftransports an Dicke zu- oder abnimmt.
- Solange die Kondensat-Schicht existiert, verbleibt die RH an der Oberfläche bei 100%.

Eine direkte Modellierung der Kondensatschicht würde in den zeitabhängigen Simulationen eine dynamische Anpassung von Geometrie und Meshing in Abhängigkeit von den Simulationsresultaten erfordern. Um dies zu vermeiden, ist die Dicke der Kondensatschicht bei beiden Modellen eine berechnete Grösse. Folgende Eigenschaften zeichnen die beiden Modelle aus:

1.5.1. «Sponge»-Modell

Der Luft im Luftspalt wurde eine Feuchte-Speicherfunktion zugeordnet, in Analogie zur Feuchte-Speicherfunktion eines porösen Dämmmaterials. Die Speicherfunktion interpoliert stückweise kubisch zwischen den in Tabelle 11 gegebenen Werten.

RH	Feuchtegehalt $w(\phi)$ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
0	0
0.99	0
0.995	1
1	1000

Tabelle 11: Künstliche Feuchte-Speicherfunktion für Luft im «Sponge»-Modell

Diese Speicherfunktion ist keine physikalische Realität, sondern ermöglicht rechnerisch die Akkumulierung von kondensierendem Wasserdampf an einer Oberfläche, wenn die RH dort Werte um 100% erreicht. Für einen homogenen Wandaufbau (1-dimensionales Modell) berechnet sich die Dicke der Kondensatschicht d aus der Menge an gespeicherter Feuchte:

$$d = \int_{x_1}^{x_2} \frac{M_w}{\rho_w} w(x) dx$$

wobei $w(x)$ den Feuchtegehalt (moisture content) in $\frac{mol}{m^3}$ bezeichnet, M_w die Molmasse von Wasser in $\frac{kg}{mol}$, und ρ_w die Dichte von flüssigem Wasser in $\frac{kg}{m^3}$. Die Integrationsgrenzen x_1 und x_2 entsprechen den räumlichen Begrenzungen des Luftspaltes.

In 2- oder 3-dimensionalen Modellen müsste die Integration als Linienintegral entlang der Richtung des Normalenvektors auf der Oberfläche erfolgen. Die Berechnung der lokalen Kondensatschicht-Dicke d ist daher in 2- oder 3-dimensionalen Modellen nicht oder nur mit grossem Aufwand möglich.

Im «Sponge»- Modell ist d eine Post-Processing Grösse, welche nicht in die Differentialgleichungen des gekoppelten Wärme- und Feuchtetransportes eingeht.

1.5.2. «Film»-Modell

Das «Sponge»-Modell rechnet mit Gleichungen, die standartmäßig in COMSOL implementiert sind. Im «Film»-Modell wurde zusätzlich zu den gekoppelten Transportgleichungen für Wärme und Feuchte eine weitere Differentialgleichung für die Dicke d der Kondensatschicht implementiert, welche simultan mit den Transportgleichungen gelöst wird:

$$\frac{d}{dt} d = \left(\frac{\text{sign}(\phi - 1) + 1}{2} + \frac{\text{sign}(d - d_0) + 1}{2} \cdot \frac{\text{sign}(\phi - 1) - 1}{-2} \right) \cdot \frac{1}{\rho} (-\delta_p \nabla p_v \cdot \vec{n})$$

wobei die sign-Funktion je nach Vorzeichen ihres Argumentes den Wert -1 oder +1 annimmt. Die grosse Klammer stellt sicher, dass ein Wasserdampffluss $-\delta_p \nabla p_v$, der auf die Oberfläche gerichtet ist (entgegengesetzt zur Flächennormale \vec{n}), immer zu einer Zunahme von d führt, während ein von der Oberfläche weg gerichteter Wasserdampffluss (parallel zur Flächennormale \vec{n}) nur dann Verdunstung bedeutet, wenn eine Kondensatschicht von minimaler Dicke d_0 vorhanden ist (d.h. $d - d_0$ positives Vorzeichen hat). d_0 wurde aus numerischen Gründen eingeführt und ist typischerweise sehr klein ($\leq 10^{-7} m$).

Die «virtuelle» Existenz einer Kondensatschicht, deren Dicke zwar berechnet wird, die im Modell aber nicht physisch implementiert ist, erfordert zusätzliche Randbedingungen an den Feuchtetransport. Die RH wird an den für Kondensation relevanten Oberfläche durch Regulierung des Wasserdampf-Flusses auf 100% limitiert, bzw. bei konstant 100% gehalten, solange eine Kondensatschicht existiert.

1.5.3. «Sponge»- vs. «Film»-Modell

In 1-dimensionalen Simulationen wurden die beiden Modelle getestet, und deren Äquivalenz konnte bestätigt werden (siehe Konsistenz-Checks in Anhang 2), was ein starkes Argument ist für die Validierung der beiden Modelle. In 2-dimensionalen Simulationen wurde allerdings festgestellt, dass die Resultate beim «Sponge»-Model von der exakten Form der künstlichen Feuchtespeicherfunktion $w(\phi)$ für Luft abhängen, deren Definition ein gewisses Mass an Willkür mit sich bringt. Dies zusammen mit dem etwas höheren Rechenaufwand des «Sponge»-Modells und der Tatsache, dass die lokale Dicke der Kondensatschicht d im Allgemeinen nicht direkt berechnet werden kann, führte zur Entscheidung, in 2-dimensionalen und 3-dimensionalen Modellen das «Film»-Modell zu verwenden.

1.6. Randbedingungen Wärmetransport

Wärmetransport kann auf 3 verschiedene Arten stattfinden: Wärmeleitung, Konvektion, und Strahlung. Während die Wärmeleitung dank geringem Rechenaufwand in jeder Simulation problemlos berechnet werden kann, ist die explizite Berechnung des konvektiven Wärmetransportes in 3-dimesionalen Modellen numerisch unter Umständen sehr aufwändig. In solchen Fällen bietet es sich an, ein vereinfachendes Modell des konvektiven Wärmetransportes zwischen Oberflächen und der angrenzenden Luft zu verwenden. Wärmestrahlung kann mit einem ähnlichen Ansatz modelliert werden.

1.6.1. Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlung $Q_{\text{Strahlung}}$ wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten $h_{\text{Strahlung}}$ modelliert und ist angetrieben durch die Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächentemperatur der Wand T_W und der Lufttemperatur T_L der entfernten Umgebung. In diesem Ansatz wurde das Stefan-Boltzmann Gesetz für die Abstrahlung linearisiert:

$$Q_{\text{Strahlung}} = \sigma \cdot (T_W^4 - T_L^4) \approx h_{\text{Strahlung}} \cdot (T_L - T_W) \approx 5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (T_L - T_W)$$

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} : \text{Stefan-Boltzmann Konstante.}$$

Wir nehmen dabei an, dass der Emissionsgrad der betreffenden Oberflächen für Wärmestrahlung 1 ist.

Auf der Aussenseite der Zugwand ist Wärmetransport via Strahlung v.a. dann wichtig, wenn auf Grund von Sonneneinstrahlung die Wandtemperatur oberhalb der Aussentemperatur liegt [2]. Bei thermischen Simulationen über das ganze Modelljahr wurde die thermische Strahlung auf der Aussenseite berücksichtigt. Für die hygrothermischen Simulationen bei konstanten Randbedingungen wurde thermische Strahlung auf der Aussenseite nicht berücksichtigt. Sowohl im Winter- als auch im Sommer-Szenario (siehe Kap. 3.5.4) ist die Sonneneinstrahlung so gering, sodass die Temperatur der metallenen Aussenwand des Zuges sich kaum von der Umgebungstemperatur unterscheidet.

Auf der Innenseite ist der strahlungsbedingte Wärmestrom auf kalte Oberflächen nicht vernachlässigbar. Während die Temperatur der metallenen Wärmebrücke ohne Überdämmung kaum von der thermischen Strahlungsleistung beeinflusst wird, hat der strahlungsbedingte Wärmestrom auf Oberflächen ohne metallenen Kontakt zur Aussenwand durchaus Auswirkungen auf die Temperaturverteilung. Da zudem unbeschichtete metallene Oberflächen für thermische Strahlung einen Emissionsgrad nahe Null haben,

wurde Wärmetransport durch Strahlung nur auf der Abdeckung des Dämmmaterials (GFK oder Kaschierung) berücksichtigt. In Fällen überdämmerter Wärmebrücken wurde der Wärmetransport durch Strahlung unter Annahme einer Beschichtung mit Emissionsgrad 1 auch auf der Oberfläche der Wärmebrücke berücksichtigt.

1.6.2. Konvektion

Der konvektive Wärmestrom Q_{konv} wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten h_{konv} modelliert und ist angetrieben durch die Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächentemperatur der Wand T_w und der Lufttemperatur T_L der entfernten Umgebung. Der konvektive Wärmestrom setzt sich zusammen aus freier und erzwungener Konvektion.

Auf der Innenraumseite der Wand herrscht nur freie Konvektion:

$$Q_{konv,innen} = h_{frei,innen} \cdot (T_L - T_w) \approx 3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (T_L - T_w)$$

Der verwendete Wärmeübergangskoeffizient $h_{frei,innen}$ ist die Differenz aus dem im Gebäudebereich auf der Wandinnenseite typischerweise verwendeten, totalen Wärmeübergangskoeffizienten von $8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ (siehe [1]) und dem Strahlungsanteil des Wärmeübergangskoeffizienten $h_{Strahlung} \approx 5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Da der verwendete Wert für $h_{frei,innen}$ aus dem Gebäudebereich stammt, ist er für freie Konvektion entlang vertikaler Wände von einigen Metern Höhe repräsentativ. Ungestörte vertikale Luftzirkulation über solche Distanzen ist für Wärmebrücken in Zugwänden nicht immer repräsentativ (z.B. Cantilever-Sitzbefestigung, siehe Kap. 4). Ein direkter Vergleich zwischen explizit berechneter Konvektion und modellierter Konvektion für die Cantilever-Sitzbefestigung zeigt aber, dass mit dem verwendeten Wert von $h_{frei,innen} = 3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ die Konvektion mit ausreichender Genauigkeit modelliert wird (siehe Anhang 2.4).

Auf der Aussenseite des Zuges wurde für die thermischen Simulationen über das ganze Modelljahr sowie für die hygrothermische Simulation über die Januar-Kälteperiode ein von der Fahrgeschwindigkeit des Zuges abhängiger Wärmeübergangskoeffizient verwendet. Dessen Berechnung ist in [2], Kap. 1.4.3, detailliert beschrieben. Für die hygrothermischen Simulationen bei konstanten Randbedingungen wurde der Wärmeübergang zwischen Aussenwand des Zuges und Umgebung nicht explizit berechnet, sondern angenommen, dass die Temperatur der Aussenwand mit der Umgebungstemperatur übereinstimmt.

1.7. Bildung ablaufender Tropfen auf vertikalen Oberflächen

Das verwendete Modell berechnet die Dicke der Kondensatschicht auf freien Oberflächen. Dabei wird angenommen, dass die Dicke bei gegebener Wasserdampf-Flussdichte auf der ganzen Oberfläche gleichmäßig zunimmt («filmwise condensation»). In Realität ist dies nur bei sehr glatten, sauberer und speziell behandelten Oberflächen der Fall. Ansonsten kondensiert Wasser bevorzugt an kleinen Inhomogenitäten auf der Oberfläche (sog. «active sites»), und bildet eine Population zunächst kleinster Wassertropfen, die durch Kondensation weiteren Wasserdampfes und Zusammenwachsen makroskopische Grösse im Millimeterbereich erreichen können («dropwise condensation», [8]).

Oberflächenspannung kann die Gravitation eines Tropfens auf einer geneigten Oberfläche kompensieren, sodass der Tropfen im Kräftegleichgewicht ist, und somit unbewegt bleibt. Ab einer kritischen Tropfengrösse überwiegt aber die Gravitation, und der Tropfen läuft ab. Die kritische Tropfengrösse hängt von der Neigung der Oberfläche und von der Oberflächenspannung zwischen Wasser und der Oberfläche ab. Für eine vertikale Aluminium-Oberfläche kann ein kritisches Tropfenvolumen von ca. $V_{krit} \approx 20 \mu L$ angenommen werden [4][9]. Dieses Volumen entspräche einem Durchmesser von 3 – 4 mm bei einem ungefähr hemisphärischen Tropfen.

In dieser Studie interessiert unter anderem, ob die Kondensat-Menge auf einer freien, vertikalen Oberfläche gross genug ist, dass die Wassertropfen unter dem Einfluss der Gravitation von der Oberfläche ablaufen können, und z.B. das umliegende Dämmmaterial zusätzlich befeuchten. Da Bildung und

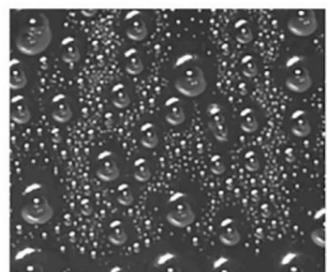


Abbildung 34: Dropwise condensation [10]

Wachstum von Tropfen im Modell nicht explizit simuliert werden können, wurde die gebildete Tropfengröße aus der berechneten Dicke der simulierten Kondensatschicht grob abgeschätzt. Dabei wurde angenommen, dass das im Modell auf einer Oberfläche von 1 cm^2 kondensierende Wasser mit Volumen $V_{1\text{cm}^2}$ in Realität einen einzigen Tropfen bildet. Das Volumen $V_{1\text{cm}^2}$ wurde nun mit dem kritischen Volumen V_{krit} verglichen. Falls $V_{krit} < V_{1\text{cm}^2}$, wurde die Bildung eines ablaufenden Tropfens als realistisch betrachtet.

Bei solchen Abschätzungen steht nicht Präzision im Vordergrund, sondern es soll eine generelle Aussage gemacht werden, z.B. ob nach einigen Stunden bereits mit der Bildung von ablaufenden Tropfen gerechnet werden muss.

2. Konsistenz-Checks

2.1. Konsistenz von Sponge- und dfilm-Modell in 1D

Die beiden physikalischen Modelle (siehe Anhang 1.5) wurden anhand von künstlichen Test-Szenarios getestet, bei dem die in Abbildung 35) gezeigte 1-D Geometrie eines homogenen Wandaufbaus



Abbildung 35: 1-D Geometrie des homogenen Wandaufbaus für das Test-Szenario.

implementiert wurde.

Wachstum und Verdunsten der Kondensatschicht auf der kalten Begrenzung des Luftspaltes (Point 2) wurde in einem transienten Test-Szenario untersucht. Das transiente Test-Szenario umfasst einen Zeitraum von 8h, und ist durch die in Tabelle 12 gegebenen Randbedingungen definiert.

Zeit	Temperatur Point 1	Temperatur Point 4	Rel. Feuchte Point 4
0 – 1.5 h	273 K	293 K	40%
1.5 h - 4 h	273 K	293 K	0%
4 h – 5.5 h	273 K	293 K	40%
5.5 h – 8 h	273 K	293 K	0%

Tabelle 12: Randbedingungen des Test-Szenarios mit konstanten Temperaturen und zeitlich variierender relativer Feuchte auf der Innenseite (Point 4)

Die RH als Funktion der Zeit an der kalten Begrenzung des Luftspaltes (Point 2) ist in Abbildung 36 für das Sponge-Modell und für das Film-Modell geplottet. Zur Orientierung dient die auf der Innenseite des Wandaufbaus (Point 4) vorgegebene RH (blaue Kurve).

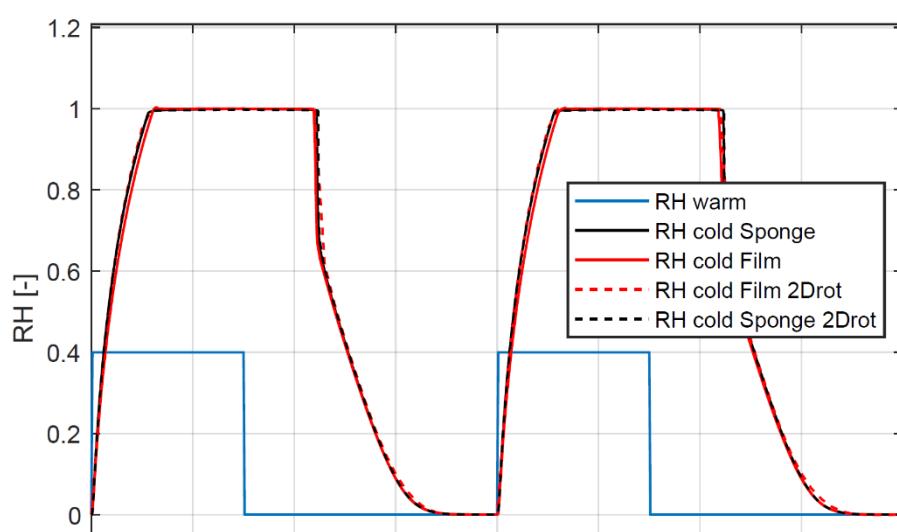


Abbildung 36: Berechnete relative Feuchte an Point 2 für das Test-Szenario. Rote Kurven: Film-Modell, schwarze Kurven: Sponge-Modell. Ausgezogene Kurven: 1D-Modell. Gestrichelte Kurven: 2Drot-Modell. Die blaue Kurve zeigt die an Point 4 vorgegebene relative Feuchte.

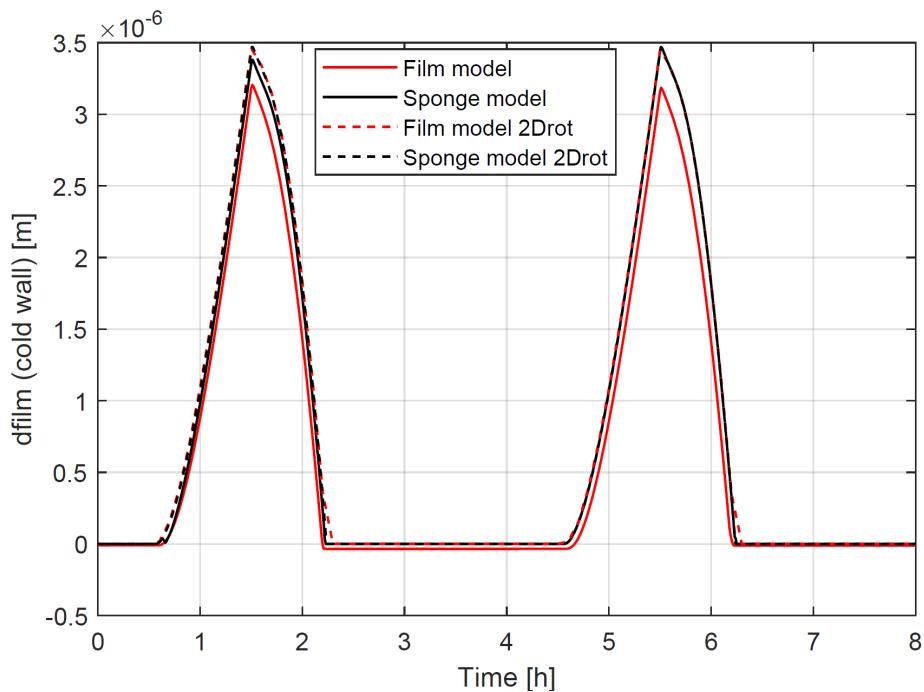


Abbildung 37: Berechnete Dicke der Kondensatschicht an Point 2 als Funktion der Zeit für das Sponge-Modell (schwarze Kurven) sowie für das Film-Modell (rote Kurven) für das Test-Szenario. Ausgezogene Kurven: 1D-Modell. Gestrichelte Kurven: 2Drot-Modell.

Deutlich sichtbar ist die Begrenzung der relativen Feuchte auf 100% sowie bei trockenen Bedingungen (z.B. zwischen 1.5h und 2h) das Verharren der relativen Feuchte bei 100%, solange die Kondensatschicht noch existiert.

Die Dicke der Kondensatschicht an Point 2 als Funktion der Zeit ist in Abbildung 37 für die beiden Modelle ersichtlich. Sowohl die Kondensation als auch die Verdunstung der Kondensatschicht nehmen an Geschwindigkeit zu, was auf die Sättigung der Pufferwirkung des Dämmmaterials zurückzuführen ist.

Insgesamt zeigt der Vergleich, dass die Resultate der beiden Modelle für RH und Dicke der Kondensatschicht an Point 2 mit einer maximalen relativen Abweichung von 6% übereinstimmen. In Anbetracht der grossen Unterschiede in der Implementierung der Kondensatschicht ist dieses Resultat ein starkes Argument für die Validierung beider Modelle.

2.2. Konsistenz zwischen 1D- und 2Drot-Modell

Die im 1D-Modell implementierte Geometrie (siehe Abbildung 35) wurde auf ein 2D-rotationssymmetrisches Modell übertragen. Abbildung 36 zeigt einen zylindrischen Ausschnitt aus einem homogenen Wandaufbau mit 1 cm Durchmesser und den aus dem 1D-Modell entnommenen Schichtdicken für Aluminium, Luft und Basotect.

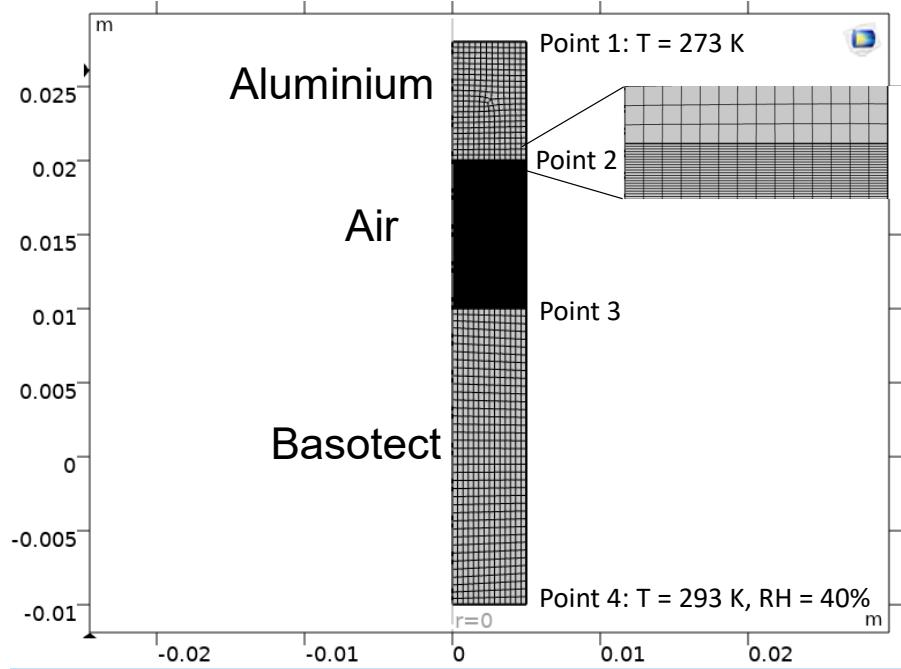


Abbildung 38: 2D-rotationssymmetrische Geometrie für den Konsistenz-Check zwischen 1D- und 2D-rot-Modellen. Die Symmetrie-Achse ist durch $r = 0$ definiert.

Die mit den Randbedingungen aus dem 1D-Modell berechneten Resultate sind in Abbildung 36 und Abbildung 37 mit gestrichelten Linien dargestellt, und sind mit den Resultaten aus dem 1D-Modell praktisch identisch. Dies demonstriert die Konsistenz des physikalischen Modells über verschiedene Dimensionalitäten.

2.3. Konsistenz der Wärmeflüsse in 1D

Die Konsistenz des Wärmetransportes wurde anhand des transienten Test-Szenarios aus Anhang 2.1 durch Vergleich der Wärmeflüsse während kondensierenden und verdunstenden Bedingungen ermittelt. Da Wärme- und Feuchtttransport gekoppelt sind, beinhaltet der totale Wärmefluss q_{tot} einen Fluss latenter Wärme q_{lat} in Richtung des Wasserdampf-Flusses. Der latente Wärmefluss wurde auf zwei Arten berechnet:

- Als Differenz zwischen dem von den Modellen berechneten totalen Wärmefluss q_{tot} und dem aus dem Temperaturgradienten ermittelten sensiblen Wärmefluss $q_{sens} = -\lambda \cdot \nabla T$:
$$q_{lat} = q_{tot} - q_{sens}$$
- Aus der Wachstums-/Verdunstungsrate der Kondensatschicht: $q_{lat,exp} = \frac{d}{dt} d \cdot \rho_w \cdot h_e$.

Die latenten Wärmeflüsse q_{lat} und $q_{lat,exp}$ wurden an zwei Zeitpunkten t_1 und t_2 berechnet, welche in Abbildung 39 ersichtlich sind: Zum Zeitpunkt $t_1 = 1.45$ h herrschen kondensierende Bedingungen. Zeitpunkt $t_2 = 2.15$ h entspricht trockene Bedingungen, wobei die Kondensatschicht verdunstet, aber noch vorhanden ist. Die Resultate sind in Tabelle 13 für das Sponge-Modell ersichtlich. Die Resultate für das Film-Modell sind identisch, sodass sich eine Gegenüberstellung erübriggt.

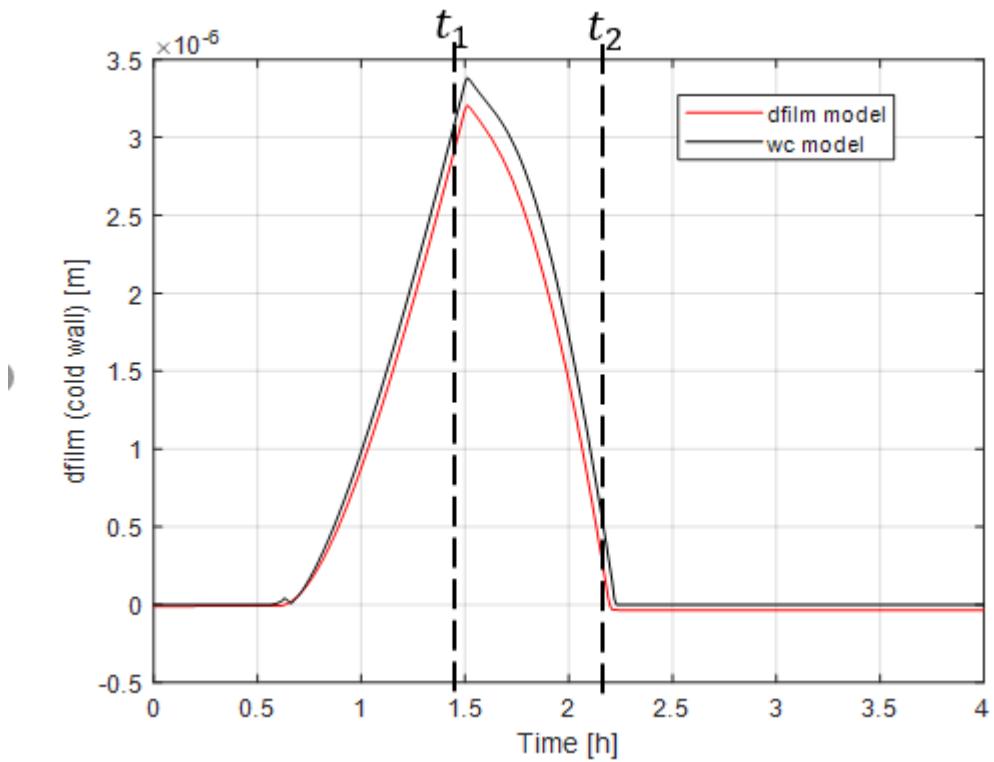


Abbildung 39: Zur Erläuterung der gewählten Zeitpunkte für die Überprüfung der Konsistenz der Wärmefflüsse. t_1 repräsentiert kondensierende Bedingungen mit hoher relativer Feuchte an Point 4, während t_2 verdunstende Bedingungen mit verschwindender relativer Feuchte an Point 4 repräsentiert.

	Kondensierend ($t_1 = 1.45 \text{ h}$)	Verdunstend ($t_2 = 2.15 \text{ h}$)
Temperaturgradient ∇T	$850 \frac{K}{m}$	$670 \frac{K}{m}$
$q_{sens} = -\lambda \cdot \nabla T$	$-19.6 \frac{W}{m^2}$	$-15.4 \frac{W}{m^2}$
q_{tot}	$-23.8 \frac{W}{m^2}$	$-10.5 \frac{W}{m^2}$
$-q_{lat} = -(q_{tot} - q_{sens})$	$4.2 \frac{W}{m^2}$	$-4.9 \frac{W}{m^2}$
$\frac{d}{dt} d_{film}$	$1.42 \times 10^{-9} \frac{m}{s}$	$-2.22 \times 10^{-9} \frac{m}{s}$
$q_{lat,exp} = \frac{d}{dt} d_{film} \cdot \rho_w \cdot h_e$	$3.5 \frac{W}{m^2}$	$-5.5 \frac{W}{m^2}$

Tabelle 13: Wärmefflüsse an der kalten Begrenzung des Luftspaltes (Point 2) bei Bedingungen, bei denen die Kondensatschicht wächst (t_1) bzw. verdunstet (t_2). Die angegebenen Werte wurden mit dem Sponge-Modell ermittelt, stimmen aber innerhalb von 3 signifikanten Stellen mit den Werten des Film-Modells überein.

Die Übereinstimmung von $-q_{lat}$ und $q_{lat,exp}$ ist akzeptabel (17% relative Differenz für kondensierende Bedingungen, bzw. 11% relative Differenz für verdunstende Bedingungen). Eine höhere Übereinstimmung dürfte durch die Wahl eines feineren Mesh erreichbar sein.

Die Flüsse von Wärme und Feuchte an der kalten Begrenzung des Luftspaltes (Point 2) sind für die beiden Zeitpunkte t_1 (kondensierend) und t_2 (verdunstend) in Abbildung 40 schematisch visualisiert.

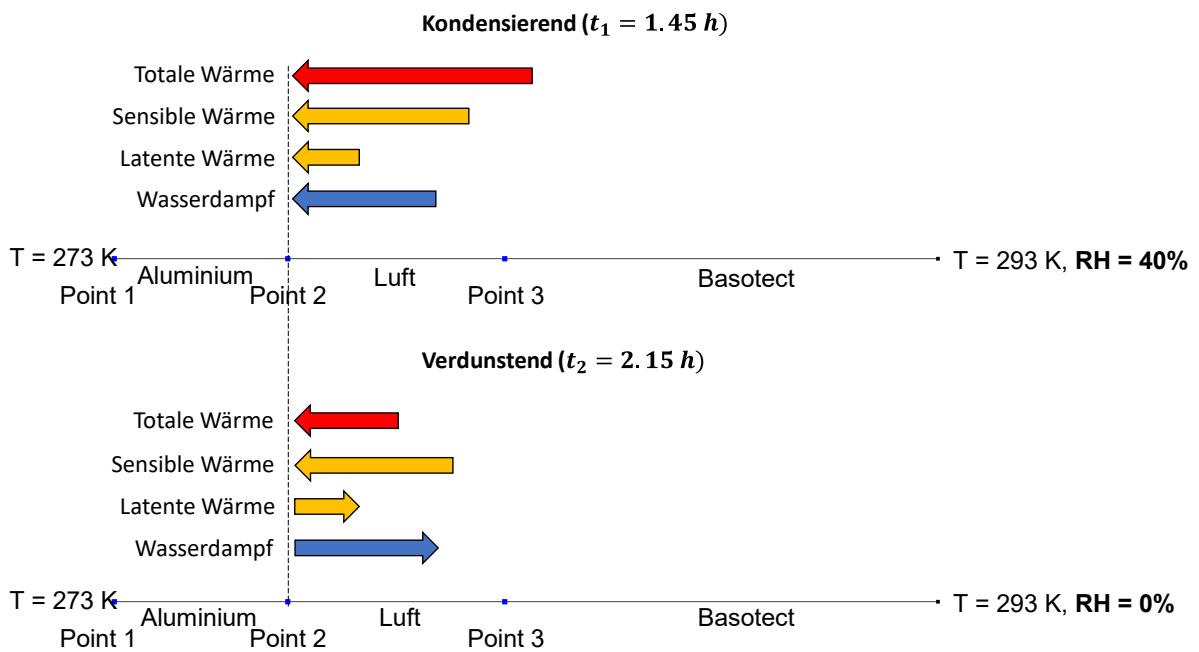


Abbildung 40: Visualisierung der Feuchte- und Wärmeflüsse an der kalten Begrenzung des Luftspaltes (Point 2)

Konsistenz

2.4. Konsistenz des Konvektions-Modells

Das in Anhang 1.6.2 beschriebene Modell erlaubt die Berücksichtigung des konvektiven Wärmetransportes ohne explizite Berechnung der Konvektions-Strömung mittels CFD, und wurde für die Simulation der Sitzbefestigung (Cantilever) verwendet. Der aus dem Gebäudebereich bekannte Wärmeübergangskoeffizient $h_{conv} = 3 \frac{W}{m^2 K}$ für natürliche Konvektion wurde verwendet. Um die Konsistenz des Modells zu prüfen, wurde anhand einer vereinfachten Geometrie des Cantilevers die mit modellierter Konvektion resultierende Temperaturverteilung verglichen mit der Temperaturverteilung bei explizit berechneter Konvektion.

Abbildung 41 zeigt die vereinfachte Geometrie, die Temperaturverteilung sowie das Vektorfeld der mit CFD berechneten natürlichen Konvektionsströmung.

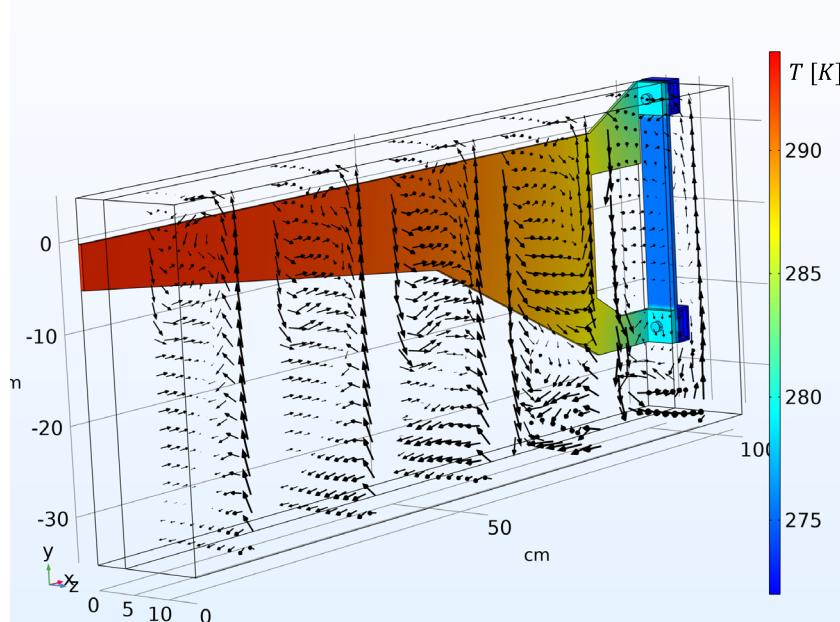


Abbildung 41: Temperaturverteilung und Vektorfeld der natürlichen Konvektion für eine vereinfachte Cantilever-Geometrie.

Folgende Minimaltemperaturen resultieren auf der Oberfläche des Cantilevers im Wand-nahen Bereich:

- 276.5 K für modellierte Konvektion
- 278 K für explizit berechnete Konvektion (siehe Abbildung 41)

Die kleine Differenz zwischen den beiden Ansätzen zeigt die Konsistenz des Modells, und die Validität des Wärmeübergangskoeffizienten $h_{conv} = 3 \frac{W}{m^2K}$ für das Cantilever-Modell.

3. Einfluss des Kondensatfilms auf den Wärmetransport

Da der Kondensatfilm im Modell nicht physisch implementiert wird, sondern seine Dicke eine rein rechnerische Grösse ist, kann er auch keine Rückkopplung auf den Wärmetransport haben, ohne dass diese explizit in den Gleichungen formuliert wird. Das Fehlen dieser Kopplung kann zu Fehlern in der berechneten Menge an kondensierter Feuchte führen.

Da Wasser im Vergleich zu Aluminium eine deutlich geringere Wärmeleitfähigkeit besitzt, muss erwartet werden, dass die Temperatur der Oberfläche des Kondensatfilms ab einer gewissen Dicke signifikant über der Temperatur der darunter liegenden Metalloberfläche liegt. Dies geht mit einer Erhöhung des Dampfdruckes an der Oberfläche des Kondensatfilms einher, was den Wasserdampf-Transport und damit die Kondensation verlangsamt. Die folgende Abschätzung soll zeigen, dass dies erst ab einer Dicke in der Größenordnung von 1 mm relevant wird.

Wir betrachten ein 1-dimensionales Schichtmodell bestehend aus einer Metallwand, dem darauf liegenden Kondensatfilm, sowie dem angrenzenden Luftraum. Wir vernachlässigen hier die durch Freisetzung latenter Wärme verursachte Wärmequelle an der Oberfläche der Kondensatschicht, und betrachten nur den durch Wärmeleitung und Konvektion verursachten

Wärmetransport durch die Schicht. Das Schichtmodell ist in Abbildung 42 skizziert.

Der thermische Gesamtwiderstand der Schicht pro Oberfläche, $R_{th,tot}$ ist die Summe aus den thermischen Widerständen der

Bestandteile. Der thermische Widerstand der Luftschicht $R_{th,L} \approx 0.3 \frac{m^2K}{W}$ ist um mindestens 2

Größenordnungen grösser als der thermische Widerstand der restlichen Schicht ($R_{th,Alu} \approx 2 \times 10^{-5} \frac{m^2K}{W}$), solange der thermische Widerstand der Kondensatschicht $R_{th,w}$ nicht mehr als 100-mal grösser ist als $R_{th,Alu}$. Daher kann davon ausgegangen werden, dass der Wärmestrom Q durch die gesamte Schicht kaum von der Dicke der Kondensatschicht beeinflusst wird. Dies impliziert, dass die Temperaturdifferenz zwischen der Metalloberfläche und der Oberfläche der Kondensatschicht proportional zu $R_{th,w}$ ist:

$$\Delta T_w = Q \cdot R_{th,w}$$

Erfahrungsgemäss führt $R_{th,Alu}$ zu Temperaturunterschieden innerhalb der Metallwand von $\Delta T_{Alu} \leq 0.01 K$. Eine signifikante Temperaturdifferenz $\Delta T_w \approx 1 K$ zwischen Oberfläche der Kondensatschicht und Metalloberfläche würde damit einen thermischen Widerstand $R_{th,w} \approx 100 \cdot R_{th,Alu}$ voraussetzen. Der Zusammenhang zwischen thermischem Widerstand pro Oberfläche und Schichtdicke Δx ist gegeben durch

$$R_{th} = \frac{\Delta x}{\lambda}$$

Damit folgt, dass die Kondensatschicht eine Dicke von der Größenordnung

$$\Delta x_w = 100 \cdot \Delta x_{Alu} \cdot \frac{\lambda_w}{\lambda_{Alu}} \approx 10^{-3} m$$

haben muss, damit die Oberfläche um ca. 1 K wärmer ist als die darunterliegende Aluminium-Oberfläche.

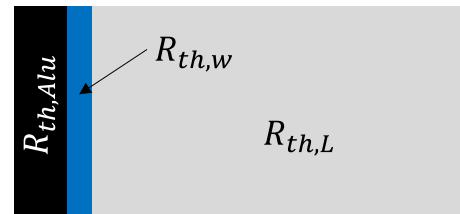


Abbildung 42: Skizze des 1D-Schichtmodells. Schwarz: Aluminiumwand. Blau: Kondensatschicht. Hellgrau: Luft

4. Simulations-Ergebnisse für generische Wärmebrücken

Generische, zylindrische Wärmebrücken wurden in 2Drot-Modellen hygrothermisch simuliert, um die entwickelten Kondensations-Modelle zu testen, und um das Verständnis des Feuchtetransportes in der Umgebung einer Wärmebrücke zu fördern. Bei diesen Simulationen wurde weder konvektiver noch strahlungsbedingter Wärmetransport berücksichtigt.

4.1. Geometrien

Drei verschiedene Geometrien zylindrischer Wärmebrücken mit unterschiedlichen Längen und Luftspalt-Konfigurationen wurden untersucht. Die Wärmebrücken sind vertikal auf eine horizontale Außenwand «geschweisst». Die Eckdaten der drei Geometrien sind in Tabelle 14 gegeben. Skizzen sind in Tabelle 15 ersichtlich, wobei Aluminium und eine eventuelle GFK-Abdeckung der Wanddämmung schwarz gefärbt sind, das Dämmmaterial (Basotect) dunkelgrau, und allfällige Luftpalte weiss/hellgrau.

Wärmebrücke	Cyl1	Cyl3	Cyl4
Durchmesser	2 cm	2 cm	2 cm
Länge	2 cm	2 cm	3.5 cm
Dicke Außenwand (Aluminium)	8 mm	8 mm	8 mm
Dicke Wanddämmung (Basotect)	2 cm	2 cm	2 cm
Direkter Kontakt zu Fahrgastrraum-Luft	Nein, Abdeckung durch 1 cm dicke Basotect-Schicht	Nein, Abdeckung durch 1 cm dicke Basotect-Schicht	Ja
Luftspalt	Optional, 1 cm seitlich	0.5 cm überall	0.5 cm überall
GFK-Abdeckung der Wanddämmung	Nein	Nein	Ja, Dicke 8 mm

Tabelle 14: Eckdaten der untersuchten, zylindrischen Wärmebrücken.

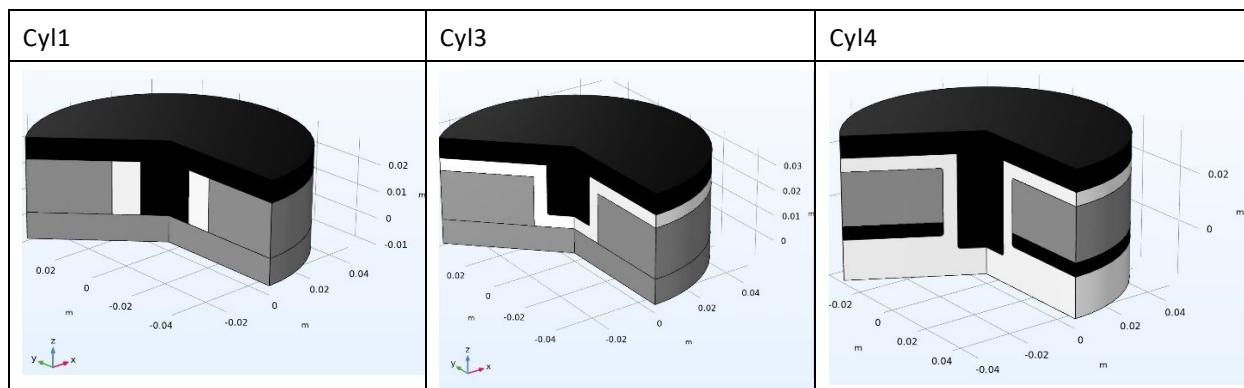


Tabelle 15: Skizzen der untersuchten, zylindrischen Wärmebrücken. Schwarz gefärbt: Aluminium und GFK-Abdeckung. Dunkelgrau: Dämmmaterial Basotect. Weiss/hellgrau: Luft

Folgende stationären Randbedingungen wurden verwendet:

Aussentemperatur	273 K
Innentemperatur (Fahrgastrraum)	293 K
RH Fahrgastrraum	40%
Anfangswert RH in Basotect/Luft	0%

Anhand dieser generischen Geometrien können einige generelle Aussagen über Menge und Verteilung der Kondensationsfeuchte gemacht werden. Diese werden im Folgenden erläutert.

4.2. Hoher lokaler Feuchtegehalt im Dämmmaterial

Abbildung 43 zeigt den Feuchtegehalt im Dämmmaterial von Cyl1 nach 4 Stunden, Abbildung 44 zeigt die zugehörige Temperaturverteilung. Kondensation findet bevorzugt an Kanten der Wärmebrücke statt,

sowie auf ihrer Stirnfläche. Grund sind die hohe RH sowie die Tatsache, dass der Gradient des Dampfdruckes in unmittelbarer Umgebung von Kanten besonders gross ist. Da der Dampfdruck das treibende Potential des Dampftransports ist, wird daher die Dampf-Stromdichte an einer Kante besonders gross.

An der Kante erreicht der maximale Feuchtegehalt im Dämmmaterial nach 4 Stunden bereits Werte um $90 \frac{kg}{m^3}$. Obwohl dieser Wert bei einer realistischen Abrundung der Kante etwas kleiner wird, zeigt dieses Resultat doch, dass eine Wärmebrücke zu einer Umverteilung der kondensierten Feuchte führen kann, die nach einigen Stunden lokal zu Werten nahe des maximalen Feuchtegehaltes des Dämmmaterials führen kann.

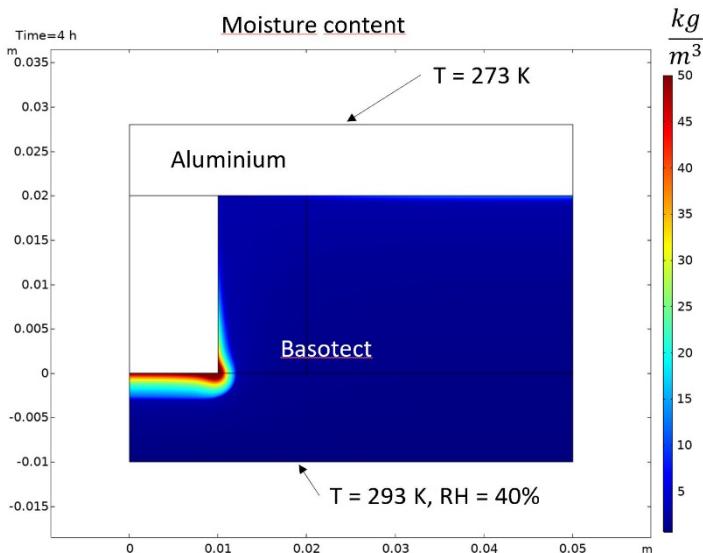


Abbildung 43: Geometrie Cyl 1: Feuchtegehalt im Dämmmaterial ohne Luftspalt nach 4h. Die vertikale Bildbegrenzung links ist die Symmetrieebene der Rotationssymmetrie.

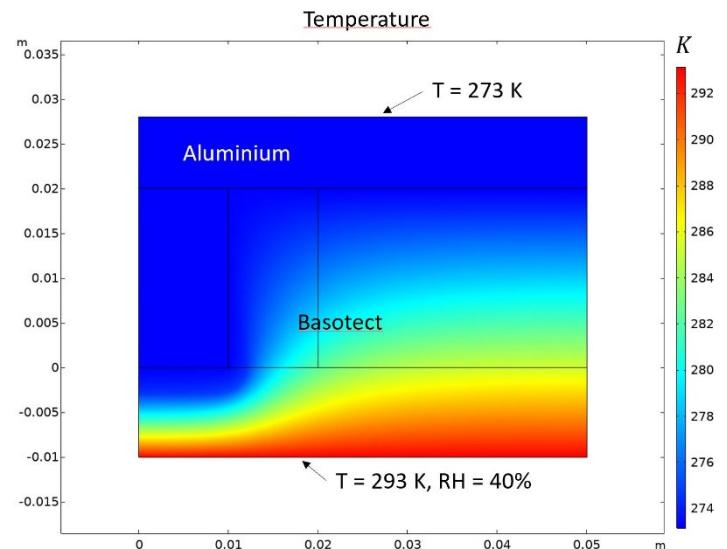


Abbildung 44: Geometrie Cyl1: Temperaturverteilung ohne Luftspalt nach 4h. Die vertikale Bildbegrenzung links ist die Symmetrieebene der Rotationssymmetrie.

4.3. Dämmmaterial als «Feuchtepuffer»

In Gegenwart eines Luftspaltes wirkt das Dämmmaterial als Feuchtepuffer, der die Kondensation von Wasser auf benachbarten Oberflächen verzögert. Da in einem porösen Dämmmaterial Wasserdampf schon bei relativen Feuchten $\phi < 1$ kondensiert, «saugt» das Dämmmaterial den Wasserdampf aus dem Luftspalt, bevor er auf der Aluminium-Oberfläche kondensieren kann. Abbildung 45 zeigt Feuchtegehalt und Vektorfeld des Dampf-Flusses in einem Ausschnitt der Geometrie Cyl1 mit Luftspalt, nach 50 Minuten Simulations-Zeit. Während der Dampf-Fluss im Luftspalt in einiger Entfernung vom Dämmmaterial senkrecht auf die Oberfläche des Zylinders gerichtet ist (d.h. der Dampf kondensiert auf der Oberfläche), fliesst der Dampf in der Nähe des Dämmmaterials fast parallel zur Oberfläche in Richtung Dämmmaterial.

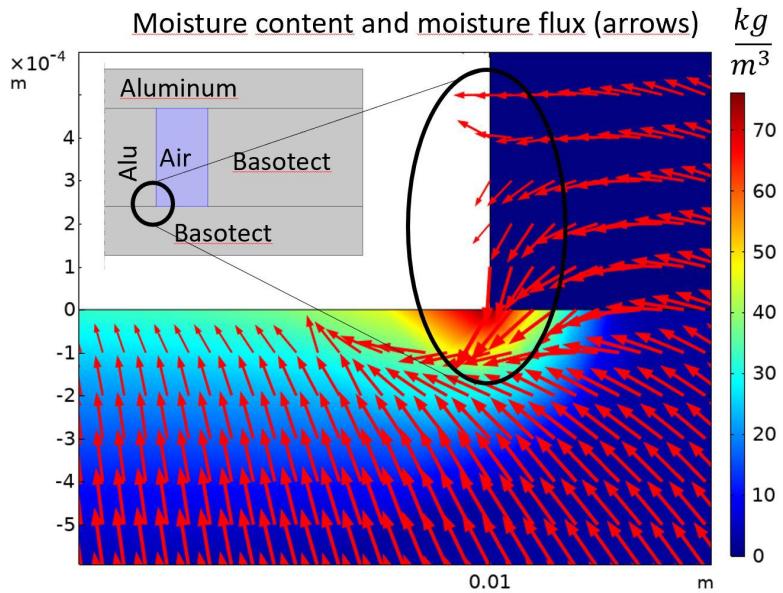


Abbildung 45: Feuchtegehalt im Dämmmaterial (Farbcodierung in $\frac{kg}{m^3}$) und Vektorfeld des Dampf-Flusses (rote Pfeile) für Cyl1 mit Luftspalt. Gezeigt ist ein Ausschnitt im Bereich der Kante der Wärmebrücke.

Diese «Konkurrenz» um den Wasserdampf zwischen Luftspalt und Dämmmaterial wird auch bei einem direkten Vergleich der über das Volumen integrierten, kondensierten Feuchte in den Geometrien Cyl1 und Cyl3 ersichtlich (siehe Abbildung 46). Berührt die Wärmebrücke das Dämmmaterial (Cyl1, ausgezogene Linien), so kondensiert mehr Feuchte im Dämmmaterial, und weniger direkt auf der Oberfläche der Wärmebrücke im Luftspalt, im Vergleich zur Situation eines durchgehenden Luftspaltes (Cyl3, gestrichelte Linien). Ohne direkten Kontakt zwischen Wärmebrücke und Dämmmaterial bleiben die relativen Feuchten im Dämmmaterial geringer, und die Feuchtespeicher-Fähigkeit des Dämmmaterials kommt weniger zum Tragen.

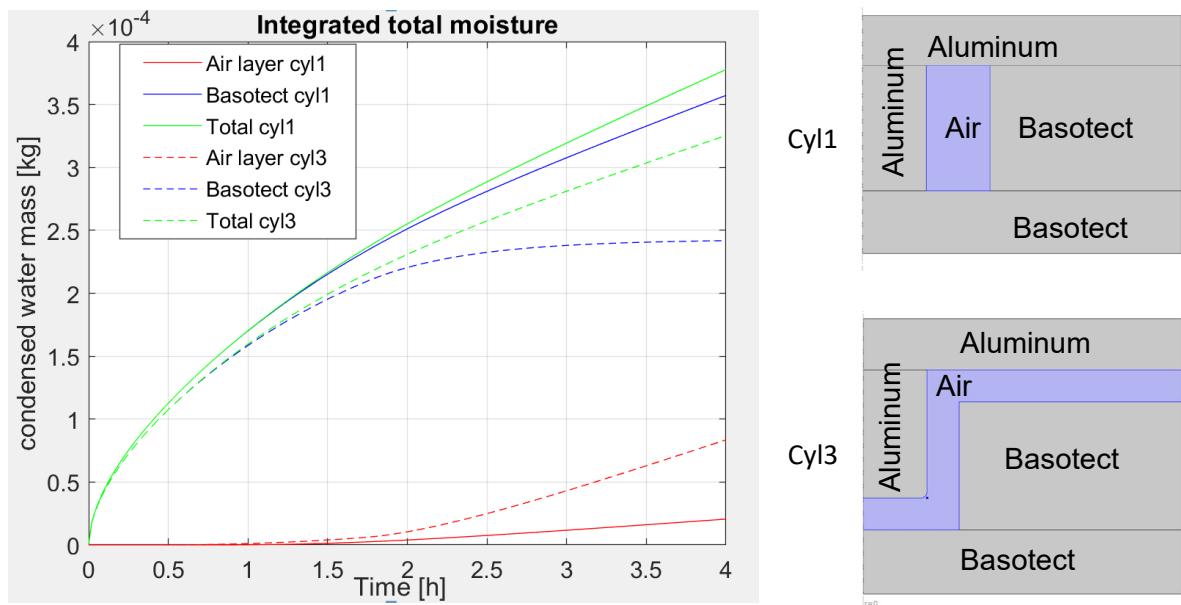


Abbildung 46: Totale, über das jeweilige Volumen aufintegrierte kondensierte Feuchte im Dämmmaterial bzw. im Luftspalt (d.h. auf der Oberfläche der Wärmebrücke), für die Geometrien Cyl1 (partieller Luftspalt), sowie Cyl3 (durchgehender Luftspalt)

4.4. Kondensation mobiler Tropfen

Die im Dämmmaterial kondensierte Feuchte kann bis zum maximalen Feuchtegehalt (ca. $100 \frac{kg}{m^3}$ für Basotect) als gebunden betrachtet werden, d.h. sie fließt nicht ab unter dem Einfluss der Gravitation oder sonstiger äußerer Kräfte. Direkt auf der Oberfläche der Wärmebrücke kondensierendes Wasser dagegen

bildet in Realität Tropfen, die ab einer gewissen Menge gross genug sind, um unter dem Einfluss der Gravitation abzufließen. Abbildung 47 zeigt die berechnete Dicke eines homogenen Kondensatfilms entlang der Oberfläche der Wärmebrücke von Geometrie Cyl4 für verschiedene Simulations-Zeiten.

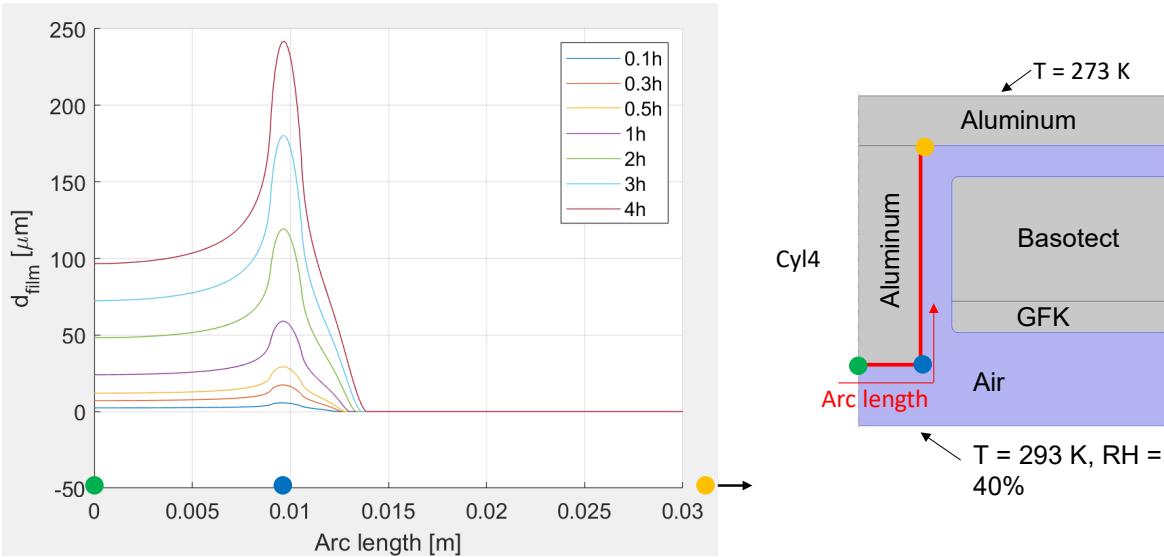


Abbildung 47: Berechnete Dicke des Kondensatfilms entlang der Oberfläche der Wärmebrücke von Geometrie Cyl4. Zur Orientierung können die Positionen ausgezeichnete Punkte auf der x-Achse mittels farbiger Punkte in der Geometrieskizze (rechts) identifiziert werden.

Klar ersichtlich ist die bevorzugte Kondensation an der (gerundeten) Kante der Wärmebrücke. Dies hat, wie schon in für den Fall einer vollständig von Dämmmaterial umgebenen Wärmebrücke diskutiert, mit den grossen Dampfdruck-Gradienten im Bereich einer Kante zu tun. In Geometrie Cyl4 steht die Wärmebrücke in direktem Kontakt mit der Luft des Fahrgasträumes. Ohne die verzögernde und bremsende Wirkung einer Dämmaterialschicht (Feuchtespeicher-Funktion sowie erhöhter Diffusionswiderstand) wächst die Kondensat-Schicht an der Kante der Wärmebrücke mit einer Rate von ungefähr $60 \mu\text{m}/\text{h}$. Dies ist rund doppelt so schnell wie bei der Geometrie Cyl3.

Das nach 4h auf der Wärmebrücke von Cyl4 kondensierte Wasser hat ein Volumen von ca. $30 \mu\text{L}$. Würde das ganze Volumen in einem einzigen Tropfen kondensieren, so wäre dieser gross genug, um von einer vertikalen Oberfläche unter Einfluss der Gravitation abzufließen (für die Abschätzung der kritischen Tropfengrösse siehe Anhang 1.7). Dies ist eine sehr grobe Abschätzung, zeigt aber, dass eine die Dämmung vollständig durchstossende Wärmebrücke innerhalb einiger Stunden abfließendes Wasser kondensieren kann.

Im Weiteren zeigt Abbildung 47, dass eine Kaschierung oder die Wandinnenverkleidung (GFK) ein tiefes Vordringen von Feuchte in den Luftspalt zwischen Wärmebrücke und Wanddämmung verhindert: Die Dicke des Kondensatfilms nimmt stark ab mit zunehmender vertikaler Distanz von der Kante (blauer Punkt).

Die für Cyl4 ermittelten Zahlenwerte sind mit einiger Vorsicht zu genießen. Für die generischen Wärmebrücken wurde kein Wärme- und Feuchttetransport durch Konvektion berücksichtigt. Dies dürfte für eine Wärmebrücke mit direktem Kontakt zum Luftvolumen des Fahrgasträumes eine grobe Näherung sein. Die Resultate für reale Wärmebrücken zeigen, dass Konvektion der dominierende Mechanismus für den Feuchttetransport sein kann (siehe Kapitel 4)

4.5. Zusammenfassung

Folgende generelle Einsichten lassen sich von den Simulationen mit generischen Wärmebrücken formulieren:

- Ecken und Kanten von Wärmebrücken stellen Orte verstärkter Kondensation dar, sowohl im Dämmmaterial als auch in einem Luftspalt.
- Dämmmaterial verzögert die Kondensation in einem angrenzenden Luftspalt durch seine Feuchtespeicher-Wirkung.

- Direkter Kontakt zwischen Dämmmaterial und Wärmebrücke kann im Dämmmaterial lokal zu hohem Feuchtegehalt führen. Ein Luftspalt entschärft dieses Problem, führt aber zu mehr Kondensation auf der Oberfläche der Wärmebrücke.
- Auf Wärmebrücken mit direktem Kontakt zur Luft des Fahrgastraumes können innerhalb einiger Stunden abfließende Tropfen kondensieren.

5. Mögliche Austrocknung des Unterbodenbereiches durch Ventilation

Da der Bereich zwischen dem Boden des Wagenkastens und der Unterkante des hölzernen Fussbodens des Fahrgastraumes bezüglich Feuchtetransport praktisch abgeschlossen ist, kann eingedrungenes Wasser kaum mehr von selbst austrocknen. Die einzige planmässige Öffnung dieses Bereiches nach aussen ist ein Entwässerungsrohr im Boden des Wagenkastens (in Abbildung 1 nicht sichtbar). Feuchtetransport durch Diffusion ist über die dabei relevanten Distanzen aber zu langsam.

Wir haben anhand von zwei stark vereinfachten, 2-dimensionalen Modellsituationen die Möglichkeit einer Austrocknung dieses Bereiches mit Hilfe von Ventilation untersucht. Dabei wurde der in Abbildung 1 gezeigte Wandaufbau ohne Wärmebrücke verwendet.

5.1. Modellierung

Zwei unterschiedliche Ansätze der Ventilation wurden implementiert:

- Ven1: Ventilation des Luftvolumens zwischen Dämmschicht und Holzboden. Dafür muss auf die Kaschierung des Dämmmaterials verzichtet werden, damit die Feuchte durch die Dämmschicht hindurch in die Luft transportiert werden kann.
- Ven2: Ventilation des Abstandsgeleges unterhalb der Dämmschicht. Die Ventilation könnte allenfalls passiv erfolgen, angetrieben durch einen aerodynamischen Unterdruck im Entwässerungsrohr beim fahrenden Zug. Dieser Unterdruck kann bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h in der Grössenordnung von 10 Pa liegen.

Die beiden Modelle sind in Abbildung 48 und Abbildung 49 skizziert.

Das Abstandsgelege (Matrix) wurde im zweiten Modell (Abbildung 49) als Luft modelliert. Da keine Informationen über den Durchflusswiderstand der Matrix verfügbar sind, wurde ein laminares Flussprofil mit einer durchschnittlichen Fliessgeschwindigkeit von 5 cm/s vorgegeben. Tabelle 16 fasst die Randbedingungen der Simulationen zusammen.

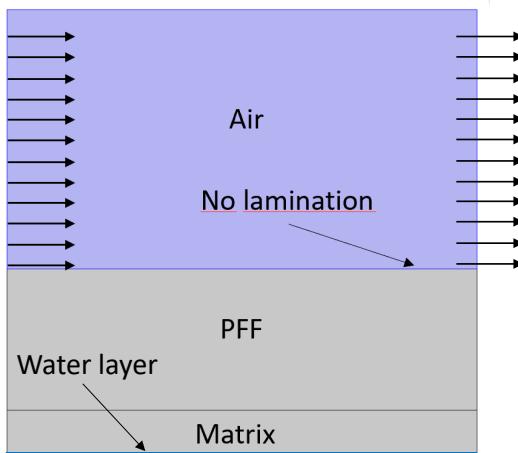


Abbildung 48: Modell Ven1: Ventilation des Luftvolumens zwischen Dämmschicht (PFF) und Holzboden des Fahrgastraumes (nicht eingezeichnet)

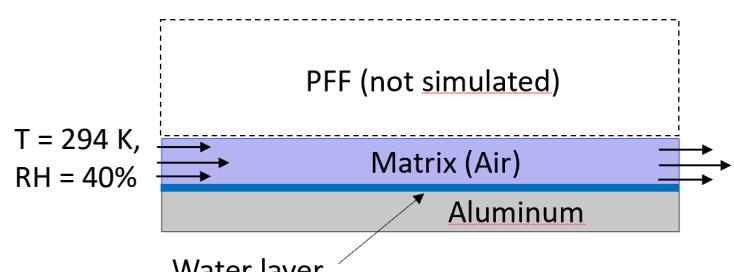


Abbildung 49: Modell Ven2: Ventilation des Abstandsgeleges (Matrix)

	Ven1	Ven2
Horizontale Ausdehnung	10 cm	10 cm
Strömung	Turbulent	Laminar
Fliessgeschwindigkeit der Luft (Durchschnitt über Querschnitt)	$10 \frac{cm}{s}$	$5 \frac{cm}{s}$
Temperatur Ventilation	294 K	294 K
RH Ventilation	20% (Luft aus Klimaanlage)	40% (Aussenluft)
Thermische Randbedingungen	294 K am Boden der Matrix	Aussentemperatur 294 K. Erzwungene Konvektion auf der Aussenseite des Wagenkastens bei einer Fahrgeschwindigkeit von $80 \frac{km}{h}$
Feuchte-Randbedingungen	Wasserschicht von 1 mm Dicke ($t = 0$) am Boden der Matix	Wasserschicht von 1 mm Dicke ($t = 0$) am Boden der Matrix

Tabelle 16: Randbedingungen der Modell-Situationen für die Ventilation des Bodenbereiches

5.2. Resultate

Die Dicke der Wasserschicht am Boden der Matrix als Funktion der Zeit ist für die beiden Modelle in Abbildung 50 und Abbildung 51 gezeigt. Die x-Koordinate misst die Distanz vom Einlass der Ventilations-Luft.

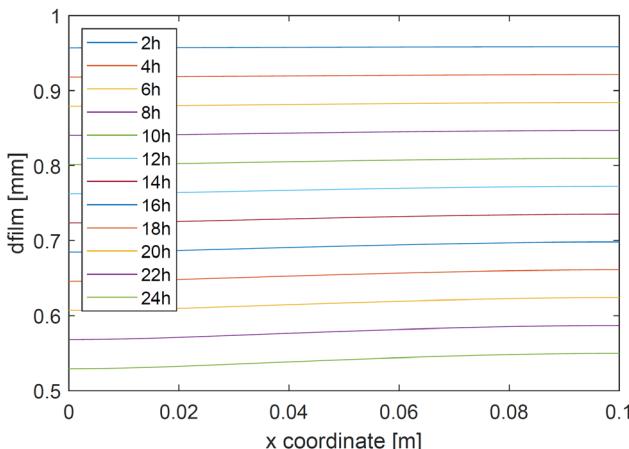


Abbildung 50: Dicke der Wasserschicht am Boden der Matrix für Ventilation des Luftvolumens (Ven1)

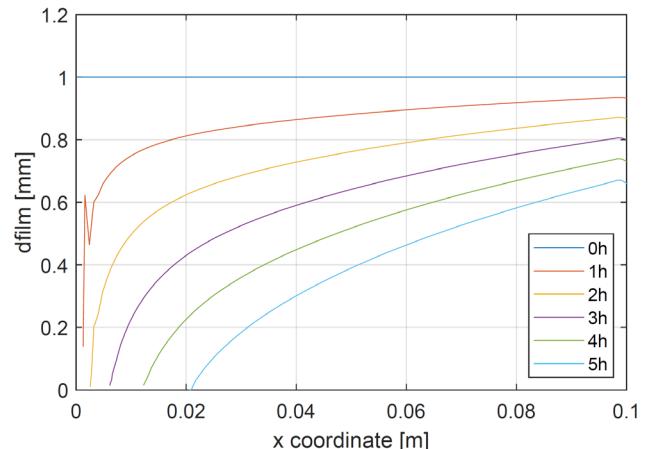


Abbildung 51: Dicke der Wasserschicht am Boden der Matrix für Ventilation der Matrix (Ven2)

Im Modell Ven1 ist die Wasserschicht nach 24h Ventilation immer noch ca. 5 mm dick. Das liegt daran, dass die Feuchtigkeit durch die Dämmsschicht hindurch diffundieren muss.

Im Modell Ven2 ist dagegen die Wasserschicht direkt der darüber strömenden Luft exponiert. Dies führt zu einer schnelleren Verdunstung der Wasserschicht, und zu grösseren räumlichen Unterschieden in der Schichtdicke. Während die Verdunstung nahe am Einlass der trockenen Luft schnell erfolgt, nimmt die Sättigung der Luft mit zunehmender Distanz vom Einlass zu, sodass sich die Verdunstung verlangsamt. Es

bildet sich nach ca. 2 Stunden eine Grenzlinie der Wasserschicht, die sich im Folgenden mit einer Geschwindigkeit von ca. 1 cm/h vom Einlass weg zurückzieht. Vermutlich verursacht die Struktur des Abstandsgeleges in der Matrix Verwirbelungen der Luft, welche die Durchmischung der Luft und damit die Verdunstung fördern. Mit der laminaren Strömung von Modell Ven2 wird die Geschwindigkeit der Verdunstung daher vermutlich unterschätzt.

5.3. Fazit

Die quantitativen Resultate für die Abtrocknung von Wasser im Unterboden hängen von den Strömungsgeschwindigkeiten ab, die in dieser Untersuchung als realistisch angenommen, aber willkürlich festgelegt wurden. Trotzdem geben die Resultate Anlass zur Schlussfolgerung, dass es auch in einem Sommer-Szenario in beiden Konfigurationen bei konstanter Ventilation mehrere Tage dauert, bis die Wasserschicht auf einer Länge von 1 m verdunstet ist. Das Modell der direkten Belüftung der Matrix (Ven2) profitiert von einer schnelleren Verdunstung durch Wegfall der Diffusion durch die Dämmsschicht, und dürfte bei passiver Ventilation auch durch die relative Einfachheit der Implementierung profitieren.