

DIPLOMARBEIT

Analyse alternativer Lösungen zur Simulation von Personen am Beispiel eines Fahrerstandes

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen
Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johann Wassermann
Institut für Mechanik und Mechatronik
Abteilung Messtechnik und Aktorik
E325/A4

und

Dipl.Ing.(FH) Uwe Sorgalla
Rail Tec Arsenal GmbH

eingereicht an der

Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Johannes Eichinger

e0526257
Leopoldauer Platz 59
1210 Wien

EHRENWORTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Die Arbeit wurde bisher weder in gleicher noch in ähnlicher Form einer andern Prüfungsbehörde vorgelegt und noch nicht veröffentlicht.



Wien, März 2011

KURZFASSUNG

Während der Entwicklungs- und Nutzungsphase von Schienenfahrzeugen wird großer Wert auf die Zuverlässigkeit der Fahrzeugkomponenten gelegt. Zu diesen zählen auch die climatechnischen Einrichtungen. Im Klima-Wind-Kanal Wien werden zu diesem Zweck klimatische Versuche mit Testobjekten durchgeführt, um die Funktionstüchtigkeit bei allen denkbaren Wetterbedingungen zu garantieren.

Um die thermische Behaglichkeit bestmöglich zu gestalten, werden diese Versuche auch gerne genutzt, um die Einstellungen der Klimaanlage zu testen und gegebenenfalls anzupassen. Thermische Umgebungsparameter wie Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit werden dabei laufend erfasst und dienen als Grundlage zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit im Fahrzeug.

Im Zuge dieser Tests ist es auch notwendig, dass die Wärmeabgabe zukünftiger Passagiere simuliert wird. Diese menschlichen Wärmelasten können unter Umständen die Klimaanlage an deren Leistungsgrenze bringen und umso wichtiger ist es daher, dass die Simulationsvorgaben zur Wärmeabgabe denen der Realität entsprechen. In einem Teil der folgenden Arbeit wird die realistische Wärmeabgabe des Menschen in Schienenfahrzeugen betrachtet. Dabei wird neben dem wahrscheinlichen, klimatischen Umgebungszustand auch auf die Aktivität und die Körpergröße des Menschen eingegangen.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die dafür verwendeten Simulationsgeräte näher betrachtet. Um Zustände zu erhalten, welche der Realität ähnlich sind, müssen die Geräte und Methoden zur Simulation der Wärmeabgabe möglichst realitätsnahen Einfluss auf die Messergebnisse haben, wobei besonders Wert auf eine realistische Raumluftrömung gelegt wird. Die in der Arbeit durchgeführte Analyse alternativer Simulationsmethoden gibt Aufschluss über deren Eignung.

ABSTRACT

During the design and developing phase of railway vehicles, the reliability of components is very important for railway companies. In order to validate the functionality in any kind of weather, climatic tests are processed in the Climatic Wind Tunnel Vienna.

These tests will be also used to optimize the settings of the air conditioning system for best thermal comfort. The measured thermal parameters (e.g. air temperature and air velocity) are the basis for rating the thermal comfort of the vehicle.

The human heat loss is also an important factor for the performance of an air conditioning system and so it is important to simulate the thermal load in the right way. In this work the author will describe the amount and the type of human heat loss according to the special thermal boundary conditions in railway vehicles.

The second important part of the work will describe the methods of simulation human heat loss. For realistic results (in relation to reality) it is important to use simulation methods, which influence the results as less as possible. The major view will be pointed to a realistic air flow.

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	1
2	Theoretische Grundlagen	3
2.1	Normvorgaben zur thermischen Situation in Schienenfahrzeugen	3
2.1.1	Behaglichkeit in Schienenfahrzeugen	4
2.1.2	Messtechnik	9
2.1.3	Personensimulation	12
2.2	Die Wärmeabgabe des Menschen	13
2.2.1	Gesamtwärmeabgabe	14
2.2.1.1	Körpereigener Energieumsatz	14
2.2.1.2	Körpergröße	15
2.2.1.3	Verlauf der Gesamtwärmeabgabe	15
2.2.2	Wärmeabgabemechanismen	18
2.2.2.1	Sensible Wärmeabgabe durch Konvektion	18
2.2.2.2	Sensible Wärmeabgabe durch Strahlung	19
2.2.2.3	Wärmeabgabe durch Atmung	20
2.2.2.4	Latente Wärmeabgabe auf der Haut	22
2.3	Umsetzung der normativen Vorgaben	24
2.3.1	Personensimulation	24
2.3.1.1	Latente Befeuchtungsgeräte im Klima-Wind-Kanal	25
2.3.1.2	Sensible Heizgeräte im Klima-Wind-Kanal	26
2.3.2	Messmittel	27
2.3.2.1	Temperaturmessung	27
2.3.2.2	Luftgeschwindigkeit	28
2.3.2.3	Messung der relativen Luftfeuchte	29
3	Die Wärmeabgabe des Menschen in Schienenfahrzeugen	30
3.1	Betrachtungen zur Gesamtwärmeabgabe	30
3.1.1	Verlauf der Gesamtwärmeabgabe	30
3.1.2	Aktuelle Körpergröße des Menschen	33
3.1.3	Aktivität der Menschen in Schienenfahrzeugen	34
3.1.4	Überblick über die Gesamtwärmeabgabe des Menschen	36
3.2	Die Wärmeabgabemechanismen in Schienenfahrzeugen	38
3.2.1	Realistische thermische Umgebungsparameter	38

3.2.2	Die sensible Wärmeabgabe.....	46
3.2.2.1	Sensible Wärmeabgabe durch Konvektion.....	46
3.2.2.2	Sensible Wärmeabgabe durch Strahlung.....	46
3.2.2.3	Sensible Wärmeabgabe durch Atmung.....	46
3.2.2.4	Ergebnis.....	47
3.2.3	Die latente Wärmeabgabe.....	48
3.2.3.1	Latente Wärmeabgabe durch Atmung.....	48
3.2.3.2	Latente Wärmeabgabe durch Hautdiffusion.....	48
3.2.3.3	Latente Wärmeabgabe durch aktives Schwitzen.....	50
3.2.3.4	Berechnung des erforderlichen Wärmeflusses durch Schweißverdunstung.....	50
3.2.3.5	Ergebnis.....	51
3.2.4	Die gesamte Wärmeabgabe.....	52
3.3	Schlussfolgerung.....	56
4	Betrachtungen zur realitätsnahen Simulation.....	57
4.1	Simulation der Wärmeabgabe.....	57
4.1.1	Berechnung der zuzuführenden Energie von Simulationsgeräten.....	58
4.1.2	Auswirkung des Umsetzfaktors auf die Simulation.....	60
4.1.3	Bewertung der Simulation der Wärmeabgabe im Klima-Wind-Kanal Wien.....	61
4.1.4	Alternative Simulationsmethoden.....	66
4.1.4.1	Alternativen der latenten Simulation.....	66
4.1.4.2	Alternativen der sensiblen Simulation.....	72
4.1.4.3	Zusammenfassung der Alternativen.....	75
4.2	Strömungsrichtige Simulation.....	76
4.2.1	Beeinflussung durch das Strömungshindernis Mensch.....	76
4.2.2	Beeinflussung durch den warmen Körper.....	81
4.3	Messmittel.....	82
4.3.1	Temperaturmessung.....	82
4.3.2	Luftgeschwindigkeit.....	83
4.3.3	Messung der relativen Luftfeuchte.....	84
4.3.4	Messung mit RST-Meter.....	84
4.4	Thermal Mannequin.....	86
5	Fazit.....	94
6	Literaturverzeichnis.....	95
	Anhang.....	97

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 2.1:	Sollwert der Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach EN 14813.....	7
Abbildung 2.2:	Zulässige Luftgeschwindigkeiten nach EN 14813.....	7
Abbildung 2.3:	Zulässiger Bereich der relativen Luftfeuchte für Kategorie A.....	8
Abbildung 2.4:	Messstellenanordnung für einen sitzenden Fahrer im Fahrerstand.....	10
Abbildung 2.5:	Beispielhafter Messaufbau für einen Fahrerstand (1).	11
Abbildung 2.6:	Beispielhafter Messaufbau für einen Fahrerstand (2).	11
Abbildung 2.7:	Wärmeabgabe eines sitzenden, normal bekleideten Menschen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.	12
Abbildung 2.8:	Wärmeabgabe des Menschen nach Handbuch für Heizung + Klimatechnik 88/89.	15
Abbildung 2.9:	Wärmeabgabe des Menschen nach Baumgarth u.a..	16
Abbildung 2.10:	Menschliche Wärmeverluste nach Pharmpedia.	17
Abbildung 2.11:	Elektrodendampfbefeuchter „Boneco 1331“.....	25
Abbildung 2.12:	Heizmatte in der Anwendung im Fahrerstand.	26
Abbildung 2.13:	Temperaturmessfühler (Pt-100) mit installiertem Strahlungsschutz.....	27
Abbildung 2.14:	Hitzkugelanemometer der Fa. Schiltknecht.....	28
Abbildung 2.15:	PIV-Analyse zur Erfassung von Strömungen.....	29
Abbildung 2.16:	Absorptionshygrometer HMP45A der Fa. Vaisala.....	29
Abbildung 3.1:	Modifizierte Wärmeabgabekurven des Menschen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.	32
Abbildung 3.2:	Wärmeabgabe auf Grund des Aktivitätsniveaus für verschiedene Tätigkeiten.....	36
Abbildung 3.3:	Abhängigkeit der mittleren Strahlungstemperatur von T_{im} und T_{em}	40
Abbildung 3.4:	Relative Luftfeuchte des Fahrerstandes in Abhängigkeit der Außentemperatur.....	41
Abbildung 3.5:	Wahrscheinliche Luftgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Raumtemperatur.....	41
Abbildung 3.6:	Sollwert der Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach EN 14813.....	42
Abbildung 3.7:	Kleidungsisolationswert und Kleidungsoberflächentemperatur in Abhängigkeit der Raumtemperatur.	45
Abbildung 3.8:	Sensible Wärmeabgabemechanismen in Abhängigkeit der Raumtemperatur unter realistischen, thermischen Randbedingungen.	47
Abbildung 3.9:	Latente Wärmeverluste in Abhängigkeit der Raumtemperatur ohne Berücksichtigung des Schweißflusses unter realistischen Umgebungsbedingungen.....	49
Abbildung 3.10:	Darstellung der Wärmeverluste im Vergleich zum körpereigenen Energieumsatz in Abhängigkeit der Raumtemperatur.....	51

Abbildung 3.11:	Darstellung aller latenten Wärmeabgabemechanismen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.	52
Abbildung 3.12:	Wärmeabgabe des Menschen in Schienenfahrzeugen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.	53
Abbildung 3.13:	An die EN 14813 angenäherte Wärmeabgabe	55
Abbildung 4.1:	Temperaturprofil des Befeuchters unter Volllast in der Anwendung am Fahrerstand.....	62
Abbildung 4.2:	Temperaturprofil der Heizmatte unter Volllast in der Anwendung am Fahrerstand.	65
Abbildung 4.3:	Oberflächenverdampfer der Fa. Quarzglas.....	67
Abbildung 4.4:	Schema eines Ultraschallverneblers.....	69
Abbildung 4.5:	Energiebedarf eines Boneco 7131 Ultraschallverneblers in Abhängigkeit der Leistungsaufnahme.....	70
Abbildung 4.6:	Einfluss des Wassernebels auf die Luftströmung.....	70
Abbildung 4.7:	Funktionsschaubild eines Rotationsluftwäschers der Fa. Boneco.	72
Abbildung 4.8:	Temperaturprofil eines kleinen Heizkörpers unter Volllast.	73
Abbildung 4.9:	Strahlungsschutzhaube für einen Heizkörper (schematische Darstellung).	74
Abbildung 4.10:	Oberflächentemperaturen einer beheizten Puppe.....	74
Abbildung 4.11:	Messaufbau zur Evaluierung der Strömung im Kniebereich.....	76
Abbildung 4.12:	Vergleich der Strömungen im Kniebereich.....	77
Abbildung 4.13:	Messaufbau zur Evaluierung der Strömung im Kopfbereich.	78
Abbildung 4.14:	Vergleich der Strömungen im Kopfbereich (1).	79
Abbildung 4.15:	Vergleich der Strömungen im Kopfbereich (2).	79
Abbildung 4.16:	Vergleich der Strömungen im Kopfbereich (3).	80
Abbildung 4.17:	Beeinflussung der Raumluft durch die menschliche Wärmeglocke.	81
Abbildung 4.18:	Größenvergleich zweier Pt-100-Messfühler.	83
Abbildung 4.19:	Verbesserte Aufhängungsart einer Strömungssonde.....	84
Abbildung 4.20:	Messsystem RST-Meter	85
Abbildung 4.21:	Thermal Manikin NEWTON	88
Abbildung 4.22:	Messpuppe HVAC	89
Abbildung 4.23:	Thermal Manikin ADAM.....	89
Abbildung 4.24:	Thermal Manikin ADAM bei latenter Feuchteabgabe	90
Abbildung 4.25:	Behaglichkeitsmesssystem DRESSMAN.....	90
Abbildung 4.26:	Thermal Manikin WALTER	91
Abbildung 4.27:	Schematische Darstellung einer Simulationspuppe im Eigenbau.	93

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 2.1:	Abhängigkeit der menschlichen Behaglichkeit von thermischen und persönlichen Faktoren.	4
Tabelle 2.2:	Fahrerstandsklassifikation nach EN 14813.	5
Tabelle 2.3:	Vorgegebenes Umgebungsklima nach Klimazonen für klimatische Versuche.	5
Tabelle 2.4:	Zulässige Raumtemperaturen nach Klimazone und Kategorie.	6
Tabelle 2.5:	Zuordnung der Wärmeabgabemechanismen zur sensiblen oder latenten Wärmeabgabe.	13
Tabelle 3.1:	Maximale Wärmeabgabe durch Verdunstung auf der Haut in Abhängigkeit der Lufttemperatur und der relativen Luftfeuchte.	31
Tabelle 3.2:	Körpermaße der Menschen im Laufe der Zeit.	33
Tabelle 3.3:	Veränderung der Körperoberfläche auf Grund der realistischen Körpermaße.	34
Tabelle 3.4:	Gesamtwärmeabgabe des Menschen in Abhängigkeit der Aktivität und Körpergröße.	36
Tabelle 3.5:	Flächenanteile der Umschließungsflächen im Fahrerstand.	39
Tabelle 3.6:	Realitätsnahe Klimazustände im Fahrerstand.	43
Tabelle 3.7:	Umgebungsparameter und Kleidungsisolation für zwei Klimazustände.	44
Tabelle 3.8:	Vergleich zweier Bekleidungskombinationen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.	54
Tabelle 4.1:	Abhängigkeit der Verdampfungsenthalpie von der Wassertemperatur.	57
Tabelle 4.2:	Beispiel einer Befeuchterleistungsmessung.	59
Tabelle 4.3:	Einfluss der Befeuchtungsart auf die sensible Leistung.	60
Tabelle 4.4:	Genauigkeit der Wasserabgabe in Abhängigkeit des Umsetzfaktors.	61
Tabelle 4.5:	Vergleich der Leistungsabgabe unterschiedlicher Simulationsmethoden.	64

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Zeichen	Beschreibung	Einheit
arabische Buchstaben		
A_{Du}	DuBois Oberfläche des nackten Körpers	m^2
A_{eff}	effektive Strahlungsoberfläche des Körpers	m^2
C	sensible Wärmeverluste durch Konvektion	W
c_p	spezifische Wärmekapazität von Luft	J/kgK
E	gesamte latente Wärmeabgabe	W
E_d	latente Wärmeverluste durch Hautdiffusion	W
E_{re}	latente Wärmeverluste durch Atmung	W
E_{sw}	latente Wärmeabgabe durch Schweißfluss	W
E_{max}	maximal mögliche Wärmeabgabe durch Schweißverdunstung	W
f_{cl}	Verhältnis bekleidete Fläche zu nackter Fläche	m^2/m^2
H	gesamte metabolische Energie, körpereigener Energieumsatz	W
h_c	Konvektionskoeffizient	W/m^2K
$\frac{H}{A_{Du}}$	metabolischer Energieumsatz pro Quadratmeter Körperoberfläche	W/m^2
I_{cl}	Isolationswert der Kleidung	m^2K/W
l	Körpergröße des Menschen	m
L	sensible Wärmeverluste durch Atmung	W
m	Masse des Menschen	kg
\dot{m}_{re}	Massenstrom der Atemluft	kg/s
m_s	Wasserdampfpermeabilität der menschlichen Haut	g/hm^2Pa
\dot{m}_{sw}	Massenstrom der Schweißflüssigkeit	g/h
\dot{m}_w	gesamter Wasserdampfstrom durch latente Wärmeabgabe	g/h
p	Luftdruck bei Normbedingungen auf Meereshöhe	Pa
p_a	Wasserdampfpartialdruck der lokalen Umgebung	Pa
p_D	Wasserdampfpartialdruck der gesättigten Umgebungsluft	Pa
p_s	Wasserdampfpartialdruck gesättigter Luft bei Hauttemperatur	Pa
P_l	dem latenten Befeuchter zugeführte Leistung	W
P_s	dem sensiblen Heizgerät zugeführte Leistung	W
q_s	spezifische, sensible Wärmeabgabe bezogen auf A_{Du}	W/m^2
q_l	spezifische, latente Wärmeabgabe bezogen auf A_{Du}	W/m^2

\dot{Q}	Wärmestrom eines Wärmeabgabemechanismus (z.B. Atmung)	W
Q_l	latenter Wärmestrom	W
Q_s	sensibler Wärmestrom	W
r	Verdampfungsenthalpie von Wasser	kJ/kg
r_{34}	Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 34°C	kJ/kg
r_{100}	Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 100°C	kJ/kg
R	sensible Wärmeverluste durch Strahlung	W
R_l	mittlere Energieaufnahme eines Befeuchters	kJ/kg
RQ	Atemgasverhältnis	--
RST	resultierende Oberflächentemperatur (beheizt mit 120W/m ²)	°C
R_{tdyn}	gesamter, dynamischer Verdunstungswiderstand	m ² Pa/W
T_{cl}	Außentemperatur der Kleidung	°C
T_{em}	exterior mean temperature (mittlerer Außentemperatur)	°C
T_{ex}	Temperatur der ausgeatmeten Luft	°C
T_{HR}	Strahlungstemperatur des Halbraumes	°C
T_{ic}	controlled interior temperature (geregelt Innenraumtemperatur)	°C
T_{im}	interior mean temperature (mittlere Raumtemperatur)	°C
T_L	lokale Lufttemperatur	°C
T_{mrt}	mean radiant temperature (mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung)	°C
USF	Umsetzfaktor eines Befeuchtungsgerätes	--
v	Luftgeschwindigkeit	m/s
V_{O_2}	Sauerstoffverbrauch	l/min
W	wirksame, mechanische Leistung	W
x_{ex}	absolute Feuchte der ausgeatmeten Luft	kg/kg
x_{in}	absolute Feuchte der eingeatmeten Luft	kg/kg
\dot{V}_{re}	Atemluftvolumenstrom	m ³ /h

griechische Buchstaben

α_K	Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion	W/m ²
α_R	Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung	W/m ² K ⁴
ε	mittlerer Emissionskoeffizient für Strahlung der Körperoberfläche	--
φ	relative Luftfeuchte	--
ν	Anteil der Personen weiblichen Geschlechts am gesamten Fahrerbestand	--
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/m ² K ⁴
ζ	Anteil der Stehplätze am gesamten Platzangebot	--

1 Einleitung

Damit Schienenfahrzeuge gegenüber Autos und Flugzeugen konkurrenzfähig sein können, müssen diese, zusätzlich zu hoher Geschwindigkeit, enger Fahrplandichte und geringen Kosten, auch möglichst komfortabel sein. Neben ausreichendem Platzangebot und ergonomischen Sitzen gehört auch die klimatische Umgebung entsprechend gestaltet, um den Fahrgästen größtmögliche, thermische Behaglichkeit zu garantieren.

In modernen Autos haben Fahrgäste allerbesten Komfort durch Klimaanlage, welche sie nach persönlichen Vorlieben einstellen können. In Schienenfahrzeugen ist eine derartige, individuelle Einstellmöglichkeit nicht gegeben. Zusätzlich zu äußeren Wettereinflüssen, hat der Mensch selbst wesentlichen Einfluss auf das ihn umgebende Raumklima. So gibt der menschliche Körper etwa 120 W an Wärme¹ an die Umgebung ab. Diese Wärmemenge kann das Raumklima in Schienenfahrzeugen signifikant beeinflussen.

Metrozüge mit Einsatzgebiet Asien (z.B. China, Indien, Japan) werden für sehr viele Fahrgäste konstruiert. Diese sind für bis zu zehn Menschen pro Quadratmeter Bodenfläche ausgelegt. Die Realität sieht dann noch extremer aus und in der Hauptverkehrszeit sind es bis zu 15 Personen² pro Quadratmeter. Da jeder dieser Fahrgäste Wärme abgibt, müssen die Klimaanlage eine entsprechend hohe Leistung aufweisen können.

Trotzdem treten im Sommer immer wieder Probleme auf, da die Klimageräte an ihre Leistungsgrenzen gelangen. In modernen Fahrzeugen, welche keine zu öffnenden Fenster besitzen, erhitzen sich, im Falle eines Ausfalls der Klimasysteme, die Innenräume sehr stark. Im Extremfall kann dies zu ernsthaften Gesundheitsproblemen (z.B. Kreislaufprobleme, Dehydration, etc.) führen.

Die Vermeidung solcher Notfälle war eines der Ziele, auf Grund derer die Europäische Kommission Richtlinien zur Erstellung von Normen bezüglich thermischer Behaglichkeitsparameter ausgegeben hatte³. Daraufhin wurden Vorschriften für verschiedenste Fahrzeugklassen von entsprechenden Ausschüssen erstellt. In diesen Normen wird vorgeschrieben, welchen klimatischen Versuchen sich ein neues Fahrzeug unterziehen muss, um die Erfüllung der Vorgaben zu bestätigen. Innerhalb dieser Tests mit unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (Temperatur, Sonne, Fahrtwind, usw.), ist die ausreichende Funktionstüchtigkeit der Klimaanlage nachzuweisen⁴. Im Klima-Wind-Kanal Wien werden Versuche dieser Art durchgeführt. Die Anlage bietet die Möglichkeit nahezu jedes Wetter nachzustellen und so können die notwendigen Abnahmeversuche innerhalb weniger Wochen abgeschlossen werden.

In einigen dieser Überprüfungen muss der Fall der vollbesetzten Fahrgasträume bzw. Fahrerstände untersucht werden. Die Wechselwirkung der Personen mit dem Raumklima im Fahrzeug ist dabei bestmöglich zu simulieren. Der Begriff Simulation verweist daher bei klimatischen Versuchen nicht auf PC-basierte, virtuelle Untersuchungen, sondern auf den Versuch, die realen Wechselwirkungen zwischen Mensch und Fahrzeug nachzuahmen.

¹ Vgl. CEN, "EN 14813-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 1: Behaglichkeitsparameter," 20.

² Vgl. Siemens AG, "Siemens AG - Mumbai Delhi Bangalore," 12.

³ Vgl. Amtsblatt der Europäischen Union L235, *EG-Richtlinie 96/48/EG*.

⁴ Vgl. CEN, "EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen," 15 ff.

Die Besetzungssimulation wird nur in klimatischen Versuchen angewendet. Die dafür verwendete Gerätschaft (z.B. Heizung und Befeuchter) hat die Aufgabe, die menschliche Wärmeabgabe nachzubilden. Die spezielle Herausforderung liegt darin, dass gerade in Fahrerständen die Platzverhältnisse sehr beengt sein können. So nehmen die zur Simulation benötigten Gerätschaften einen großen Teil der Bodenstellfläche ein und deren Einfluss auf die Messergebnisse (infolge behinderter Luftströme) kann nur abgeschätzt werden. Zusätzlich ist die Kontur des menschlichen Körpers ein nicht unerhebliches Hindernis für die Luftströmung. Ohne eine entsprechende Simulation der menschlichen Körperkontur werden die Klimazustände möglicherweise unzureichend abgebildet, was in späterer Folge, zu ungünstigen, klimatischen Zuständen im Betrieb führen könnte.

Die folgende Arbeit beschäftigt sich mit der Frage, wie die Simulation von Personen in Schienenfahrzeugen alternativ zu der momentan genutzten Methode gestaltet werden kann. Dabei sollen, ausgehend vom Vorhandenen, alternative Möglichkeiten betrachtet und bewertet werden. Hauptaugenmerk der Bewertung soll dabei auf möglichst realitätsnahe Nachahmung des Menschen gelegt werden. Diese Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit dem Unternehmen „Rail Tec Arsenal Fahrzeugversuchsanlage GmbH“ (RTA), welche in Wien einen Klima-Wind-Kanal betreibt.

Die dieser Arbeit zu Grunde liegende Vorgehensweise ist in Abbildung 1.1 dargestellt.

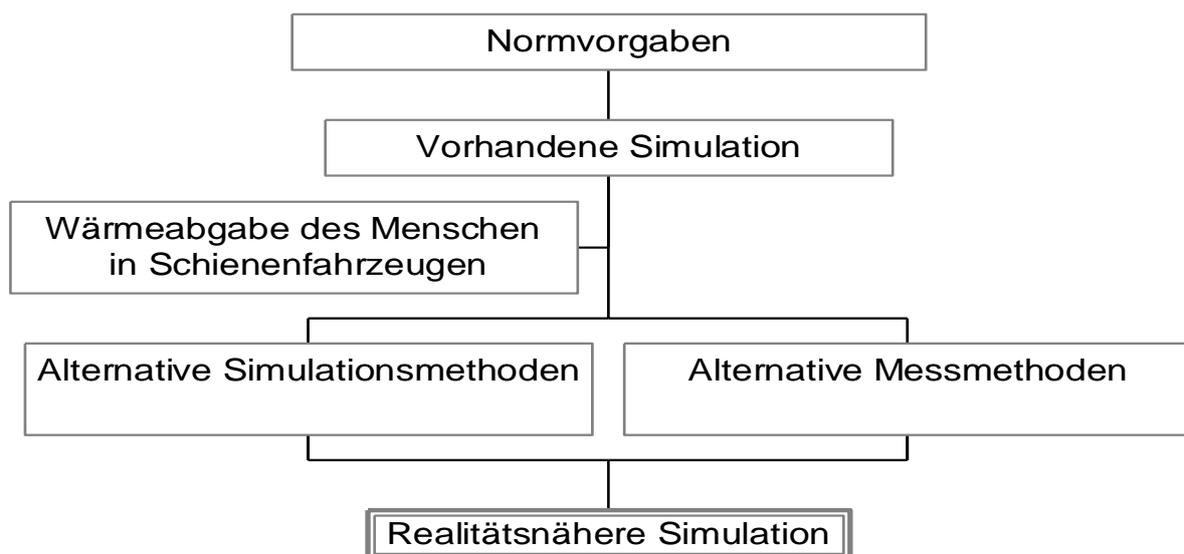


Abbildung 1.1: Schrittweise Vorgehensweise zur Entwicklung von alternativen Simulationsmethoden.

Auf Basis der einschlägigen Normen, wird in einem ersten Punkt die Wärmeabgabe des Menschen näher betrachtet. Sind die Annahmen der Norm nachvollziehbar und berechtigt, oder sind Modifizierungen notwendig, da das spezielle lokale Umgebungsklima in Schienenfahrzeugen gegenüber anderen Räumen (z.B. Bürogebäude) stark differenziert ist?

Des Weiteren werden, ausgehend von der vorhandenen Simulationsmethode bei RTA, alternative Möglichkeiten in der Simulations- und Messtechnik betrachtet und deren Einfluss auf die Ergebnisse evaluiert. Für ausgewählte Ansätze, wird die Durchführbarkeit und Richtigkeit der Annahmen durch praktische Versuche bewertet.

Allgemein ist noch zu erwähnen, dass auf geschlechtsneutrale Formulierungen aus Gründen der Lesbarkeit verzichtet wurde. Im Text sind daher beide Geschlechter gemeint. Trotzdem wurde, jedoch ohne Anspruch auf Vollständigkeit, auf möglichst geschlechtsneutrale Formulierungen geachtet.

2 Theoretische Grundlagen

Um die hier präsentierte Arbeit für den Leser verständlicher zu machen, werden in diesem Teil die theoretischen Grundlagen der Arbeit präsentiert. So wird hier auf die thermischen und normativen Rahmenbedingungen der Personensimulation in Schienenfahrzeugen eingegangen. Des Weiteren wird die aktuell angewandte Simulationsmethode vorgestellt.

2.1 Normvorgaben zur thermischen Situation in Schienenfahrzeugen

Die Normenausschüsse, welche sich mit Behaglichkeit in Fahrzeugen beschäftigen, haben einen Zielkonflikt zu lösen. Während der Wunsch und das Bestreben nach optimalen, thermischen Umgebungsbedingungen gegeben sind, muss auch auf die wirtschaftliche Durchführbarkeit der Vorschriften geachtet werden. Unrealistische Vorgaben, welche ökonomisch nicht tragbar sind, müssen vermieden werden.

Um diesen Zielkonflikt zu lösen, erstellten die Normenausschüsse für drei Arten von Räumlichkeiten klimatische Zielgrößen. Diese sind Züge des Fernverkehrs, Züge des Nahverkehrs und Fahrerstände. Leider garantiert die Einhaltung dieser Zielgrößen keine thermische Behaglichkeit. Das individuelle, menschliche Empfinden kann ebenso, wie mögliche, klimatische Extremfälle, nicht berücksichtigt werden.

Grundsätzlich gilt, dass je länger der Aufenthalt im Fahrzeug zu erwarten ist, desto exakter und komfortabler auch die Anforderungen sind. Dem folgend sind im Fernverkehr (EN 13129⁵) die Anforderungen an die Behaglichkeit höher, da dort die durchschnittliche Verweildauer mehrere Stunden beträgt. Dort, wo der Fahrgast nur kurze Zeit verweilt, wie z.B. in Straßenbahnen (EN 14750⁶), sind die Anforderungen an die Behaglichkeit geringer.

Da der Fahrerstand zusätzlich ein Arbeitsplatz großer Sicherheitsrelevanz ist, weichen dessen Behaglichkeitsparameter teilweise erheblich von jenen normaler Reisender ab. In der EN 14813⁷ sind die Umgebungsparameter und deren Sollwerte für Fahrerstände vorgegeben. Diese haben geringere Toleranzen gegenüber Abweichungen und schreiben generell „behaglicheres“ Klima vor.

Die hier folgend präsentierten Behaglichkeitsparameter basieren auf den Vorgaben der „EN 14813-1: 2006 (D) Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen“ und sind auch die klimatischen Rahmenbedingungen für die restliche, hier präsentierte, Arbeit.

⁵ Vgl. CEN, „EN 13129-1: 2002 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Schienenfahrzeugen des Fernverkehrs - Teil 1: Behaglichkeitsparameter.“

⁶ Vgl. CEN, „EN 14750-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlungen in Schienenfahrzeugen des innerstädtischen und regionalen Nahverkehrs- Teil 1: Behaglichkeitsparameter.“

⁷ Vgl. CEN, „EN 14813-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 1: Behaglichkeitsparameter.“

2.1.1 Behaglichkeit in Schienenfahrzeugen

Thermische Behaglichkeit bezeichnet jenen klimatischen Umgebungszustand, welchen ein Mensch als optimal empfindet. Er wünscht dann weder kühleres noch wärmeres thermisches Umgebungsklima. Behaglichkeit selbst ist allerdings nicht ausschließlich von der Raumlufttemperatur abhängig. Sie ist nach Fanger⁸ sowohl von der thermischen Umgebung als auch persönlichen Faktoren abhängig. In Tabelle 2.1 werden diese Faktoren dargestellt.

Faktoren der thermische Umgebung	Persönliche Faktoren
<ul style="list-style-type: none">• Lufttemperatur• Luftgeschwindigkeit• Relative Luftfeuchte• Strahlungstemperatur der Oberflächen	<ul style="list-style-type: none">• Isolationswirkung der Kleidung• Aktivitätslevel• Aufenthaltsdauer

Tabelle 2.1: Abhängigkeit der menschlichen Behaglichkeit von thermischen und persönlichen Faktoren.

Am ersten Blick scheint die Frage aufzukommen, wie diese Fülle an Parametern in eine, für alle Möglichkeiten gültige, Norm gepackt werden kann. Für den hier betrachteten Fall des Fahrerstandes sind einige Faktoren fixiert. Sowohl die Aufenthaltsdauer als auch der Aktivitätslevel sind bei allen Fahrern als weitgehend gleich bleibend zu erachten. Es kann auch angenommen werden, dass sich die Personen den Umständen entsprechend kleiden. Die thermische Umgebung ist wiederum für Schienenfahrzeuge nur schwer eingrenzbar. Züge verkehren sowohl in tropischen Gebieten (Südostasien) wie in kalten Gebieten (Sibirien), bei Sonne wie im Dunkeln (Nacht) sowie voll- bzw. unbesetzt.

Die Norm gibt nun, für die vier verbleibenden klimatischen Umgebungsparameter, die Sollwerte bzw. einen Sollbereich vor, welcher in der Behaglichkeitszone eingehalten werden soll. Als Behaglichkeitszone bezeichnet man den wahrscheinlichsten Aufenthaltsort der Person, welcher im Fall des Fahrerstandes die unmittelbare Umgebung des Fahrersitzes ist.

Die mittlere Behaglichkeit einer Personengruppe kann mittels PMV-Wert (predicted mean vote / vorausgesagtes mittleres Votum der Behaglichkeit) klassifiziert werden. Der PMV-Wert kann Werte um Null erreichen (-3 bis +3), wobei Null absolute thermische Behaglichkeit bedeutet. Umso größer das Ergebnis, desto wärmer ist das Empfinden (+3 bedeutet „sehr warm“). Die Formel zur Berechnung des PMV ist sehr detailliert und beinhaltet neben den thermischen auch die persönlichen Parameter. Da eine umfangreiche Diskussion der Berechnung hier den Rahmen sprengen würde, wird auf die aktuelle Norm verwiesen⁹.

Werden in der folgenden Arbeit verschiedene Umgebungsparameter miteinander verglichen, so wurde der persönliche Faktor Kleidung in dem Maße variiert, dass sich der PMV-Wert (als Maß für Behaglichkeit) nicht ändert.

⁸ Vgl. P.O. Fanger, *Thermal Comfort*, 15.

⁹ Vgl. CEN, „DIN EN ISO 7730_Analyt. Bestimmung und Interpretation der therm. Behaglichkeit.“

Fahrerstandsklassifikation

Allgemein lassen sich Fahrerstände des Fern- und Regionalverkehrs in Kategorie A, und jene des städtischen Verkehrs (U-Bahn, Straßenbahn) in Kategorie B einordnen. Durch die unterschiedlichen, konstruktiven Voraussetzungen (und deren Auswirkungen auf das Raumklima) sind die Behaglichkeitsanforderungen in der Kategorie B geringer.

	Kategorie A	Kategorie B
Netto Raumvolumen	$\geq 9 \text{ m}^3$	$< 9 \text{ m}^3$
mittlere kontinuierliche Arbeitszeit	$> 60 \text{ min}$	$\leq 60 \text{ min}$

Tabelle 2.2: Fahrerstandsklassifikation nach EN 14813¹⁰.

Klimazonen

Die Anforderungen an die Klimaanlage sind naturgemäß stark vom Umgebungsklima abhängig. Um den Überblick über das zu erwartende Klima zu erleichtern, wurden Klimazonen eingerichtet, welche in Tabelle 2.3 ersichtlich sind. Für Sommer als auch Winter wurde den europäischen Ländern eine von drei Zonen zugeordnet. Zone 1 entspricht einer warmen, Zone 3 einer kalten Klimazone.

Ist ein Zugtyp für eine Klimazone geprüft und genehmigt, kann dieser auch in weiteren Ländern gleicher Zone eingesetzt werden ohne dass klimatische Probleme im Fahrzeug befürchtet werden müssen. Ein Zug für Finnland (mit viel Heiz- und wenig Kühlleistung) wäre im italienischen Sommer fehl am Platz. Auch die Frage, ob es zu Problemen kommen kann, wenn ein Zug auf direktem Weg von Rom nach Warschau fährt, kann somit schneller beantwortet werden.

Winter	Tiefste Außentemperatur in °C	Beispielländer
Zone 1	-10	Spanien, Großbritannien
Zone 2	-20	Österreich, Ungarn, Italien
Zone 3	-40	Finnland, Norwegen

Sommer	Höchste Außentemperatur in °C	Relative Luftfeuchte in %	Strahlungsleistung der Sonne in W/m ²	Beispielländer
Zone 1	+40	40	800	Spanien, Italien
Zone 2	+35	50	700	Österreich, Ungarn
Zone 3	+28	45	600	Finnland, Norwegen

Tabelle 2.3: Vorgegebenes Umgebungsklima nach Klimazonen für klimatische Versuche¹¹.

¹⁰ Vgl. CEN, "EN 14813-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 1: Behaglichkeitsparameter" Tabelle 1.

¹¹ Vgl. Ebd. Tabelle D.2.

Lufttemperatur

Da aus wirtschaftlichen Gründen die Klimageräte nicht für alle denkbaren Extrembedingungen (Kälte, Hitze, Feuchte, usw.) ausgelegt werden können, müssen bei Wetterextremen (außerhalb der in Tabelle 2.3 definierten Randbedingungen) keine Behaglichkeitskriterien erfüllt werden.

Entspricht die Wettersituation allerdings den Randbedingungen, darf die mittlere Raumtemperatur (T_{im}) bestimmte Grenzwerte nicht überschreiten (siehe Tabelle 2.4).

Zone (Sommer)	Kategorie A	Kategorie B
I	+27°C	+30°C
II	+26°C	+28°C
III	+22°C	+24°C
Zone (Winter)	Kategorie A	Kategorie B
I, II, III	+18°C	

Tabelle 2.4: Zulässige Raumtemperaturen nach Klimazone und Kategorie¹².

Die angegebenen Temperaturen sind im Sommer als Maximalwerte und im Winter als Minimalwerte zu verwenden.

Der Sollwert der Raumtemperatur (T_{ic}) wird von der Klimaanlage nach einer implementierten Sollkurve geregelt. Diese variiert den T_{ic} in Abhängigkeit zur mittleren Außentemperatur (T_{em}). Je nach persönlichen Vorlieben, kann der Fahrer die automatische Solltemperatur im Bereich $\Delta T_{ic} = [+ 4 \text{ K}; - 2 \text{ K}]$ verändern. Der T_{ic} ergibt sich zu (siehe auch Abbildung 2.1):

$$T_{ic} = 20^\circ\text{C} + \Delta T_{ic} + 0,4 \cdot (T_{em} - 20^\circ\text{C}) \quad \text{für } T_{em} \geq +20^\circ\text{C}$$

$$T_{ic} = 20^\circ\text{C} + \Delta T_{ic} \quad \text{für } T_{em} \leq +20^\circ\text{C}$$

Gl. 2.1¹³

Sind zwischen Kunden und Hersteller andere Sollkurven vereinbart, ist nach deren individuellen Parametern zu prüfen.

Die Einhaltung einer behaglichen, mittleren Raumtemperatur garantiert allerdings noch keine thermische Behaglichkeit. Unbehagen kann auch durch eine uneinheitliche Temperaturschichtung hervorgerufen werden. Kalte Füße oder Hitzewallungen wären eine mögliche Folge. Im Normblatt sind die maximal zulässigen Unterschiede innerhalb einer vertikalen Ebene angegeben.

¹² Vgl. Ebd. Tabelle 2.

¹³ Ebd. Seite 12.

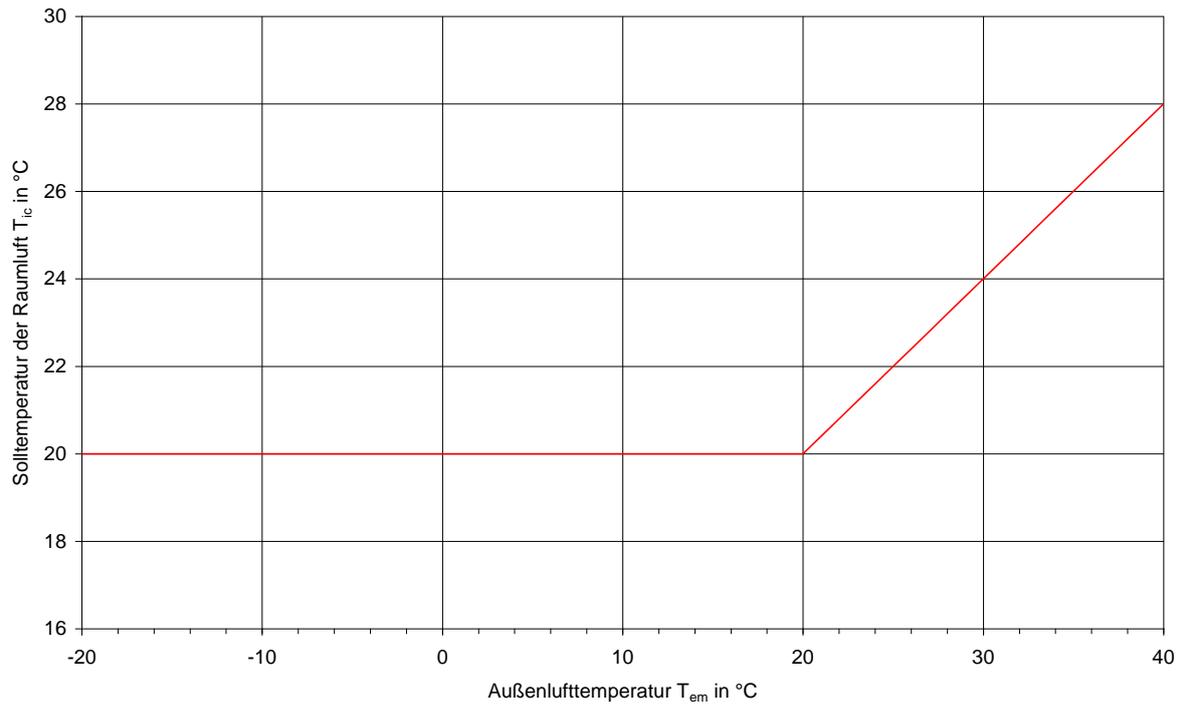
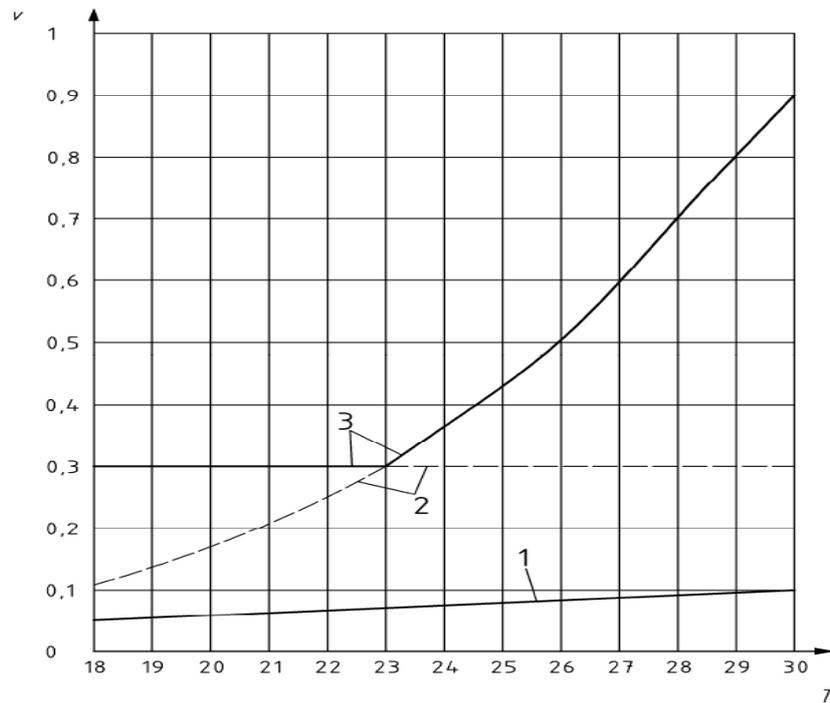


Abbildung 2.1: Sollwert der Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach EN 14813. Die Linien wurden gemäß Gl. 2.1 gezeichnet ($\Delta T_{ic} = 0^\circ\text{C}$).



- v – Luftgeschwindigkeit, in m/s
- T – Temperatur am Messpunkt der Luftgeschwindigkeit, in °C
- 1 – minimale Luftgeschwindigkeit für Kategorie A und Kategorie B
- 2 – maximale Luftgeschwindigkeit für Kategorie A
- 3 – maximale Luftgeschwindigkeit für Kategorie B

Abbildung 2.2: Zulässige Luftgeschwindigkeiten nach EN 14813¹⁴.

¹⁴ Ebd. Anhang A.

Luftgeschwindigkeit

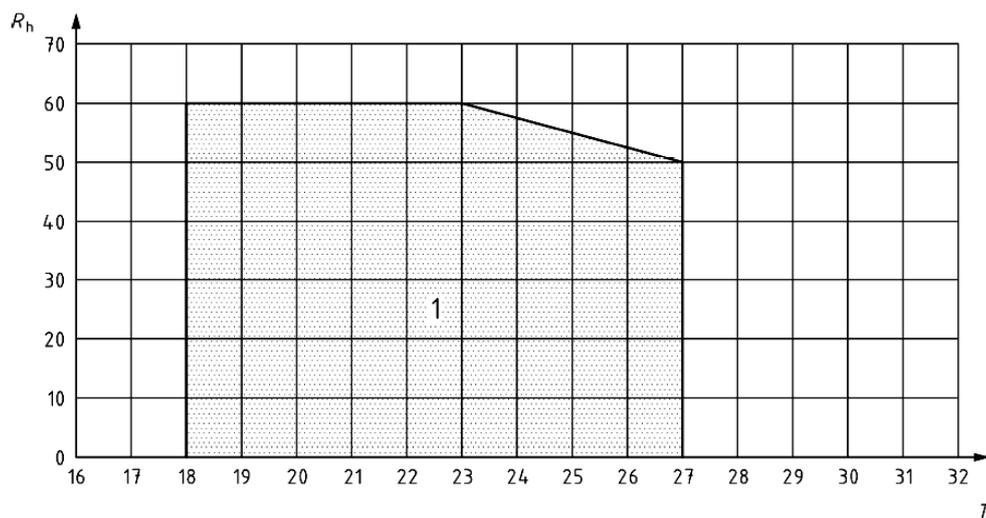
Die Frischluftmenge in klimatisierten Fahrerständen ist mit mindestens 30 m³/h/Person vorgegeben. Dieser Wert wurde festgelegt, um den CO- bzw. CO₂-Gehalt in der Luft unter den in Europa gültigen Grenzwerten zu halten. Trotzdem darf, in der Behaglichkeitszone, die daraus resultierende Raumluftrömung die zulässigen Grenzwerte aus Abbildung 2.2 nicht überschreiten.

Bei niederen Raumtemperaturen werden stärkere Luftströmungen schnell als „Zug“ wahrgenommen. Der Grenzwert ist dementsprechend niedrig gewählt.

Sobald ein klimatechnischer Beharrungszustand hergestellt wurde, darf die Luftgeschwindigkeit nur innerhalb von ± 20 % der mittleren Geschwindigkeit variieren. Turbulente Strömungen werden als unbehaglich wahrgenommen und sollen durch eine gleichmäßige Klimatisierung vermieden werden.

Relative Luftfeuchte

Die relative Luftfeuchte ist eine, für das behagliche Empfinden, wichtige Kenngröße. Eine schwüle Luft ist schnell unangenehm und eine zu trockene Luft kann auf Dauer zu Gesundheitsschäden an der Lunge führen. Als Beispiel eines Sollwertbereiches werden hier die Grenzwerte nach Kategorie A angegeben.



Legende

R_h relative Luftfeuchte, in %
 T Raumtemperatur T_{im} , in °C

Abbildung 2.3: Zulässiger Bereich der relativen Luftfeuchte für Kategorie A¹⁵.

Der zulässige Bereich ist durch das schraffierte Feld (1) gekennzeichnet. Im äquivalenten Bild für die Kategorie B sind höhere Luftfeuchtwerte zulässig.

Die vorhandene, relative Luftfeuchte hat bei extrem warmen Temperaturen erheblichen Einfluss auf die Wärmeabgabe des Menschen (siehe 3.2.3).

¹⁵ Ebd. Anhang B.

Temperaturen der Oberflächen

Alle Oberflächen des Fahrerstandes, mit denen der Fahrer im häufigen, direkten Kontakt steht (Sitz, Hebel, Knöpfe, usw.), müssen aus Werkstoffen gefertigt sein, welche eine geringe Wärmeleitfähigkeit besitzen (sich demnach warm anfühlen).

Beheizte, aber oft berührte Oberflächen dürfen nicht heißer als 35°C werden (z.B. Fußstütze). Heizelemente, welche frei zugänglich (also berührbar) sind, dürfen 60°C nicht überschreiten. Die Temperaturen von Oberflächen wie Wänden, Fenstern und Außentüren dürfen nicht weiter als 12 K (Kategorie A) bzw. 15 K (Kategorie B) von der mittleren Raumtemperatur (T_{im}) abweichen.

Als sicherheitsrelevanter Arbeitsplatz müssen wichtige Funktionsbauteile (Bremshebel, Feuerlöscher, ...) behagliche Oberflächentemperaturen haben. Nur so ist deren rechtzeitiger und erfolgreicher Einsatz sichergestellt.

2.1.2 Messtechnik

Eine ausführliche, messtechnische Evaluierung des Raumklimas ist aus mehreren Gründen unerlässlich:

- Um die Erfüllung der Behaglichkeitsparameter zu bestätigen, sind in der Norm (EN 14813) dementsprechend viele Messstellen vorgeschrieben (Abbildung 2.4).
- Die menschliche Wärmeabgabe wird maßgeblich vom Raumklima beeinflusst. Je nach Temperatur, Luftfeuchte usw. variiert die Größe und die Art der Wärmeverluste. Nur genaue Kenntnis über die thermische Umgebung liefert ausreichend Grundlage für eine richtige Besetzungssimulation.

Abbildung 2.4 gibt einen guten Überblick über die von der EN 14813 vorgeschriebenen Messpunkte.

Ein ähnliches Bild wird in der Norm auch für Fahrerstände mit stehenden Personen angegeben. Ist ein Platz für einen Beifahrer vorgesehen, so soll an diesem in analoger Weise gemessen werden. Wie gut ersichtlich ist, sind die Positionen der exponierten Körperteile (Kopf, Extremitäten) einer intensiveren Messung ausgesetzt.

- Die Raumlufttemperaturen werden an verschiedensten Stellen gemessen, um die Frage nach der mittleren Raumlufttemperatur zu beantworten und um zu überprüfen, ob die vertikale Temperaturverteilung ausreichend homogen ist.
- Die Oberflächentemperatur wird dort gemessen,
 - wo der Fahrer direkten Hautkontakt hat und
 - an den Oberflächen von Fenstern, Türen, Wänden uvm., zur Überprüfung der zulässigen Oberflächentemperaturen. Des Weiteren können diese Werte zur Ermittlung der mittleren Strahlungstemperatur verwendet werden.
- Die Luftgeschwindigkeit wird an verschiedenen Stellen in der Behaglichkeitszone gemessen.
- Die relative Luftfeuchte wird im Bereich des Hinterkopfes gemessen.

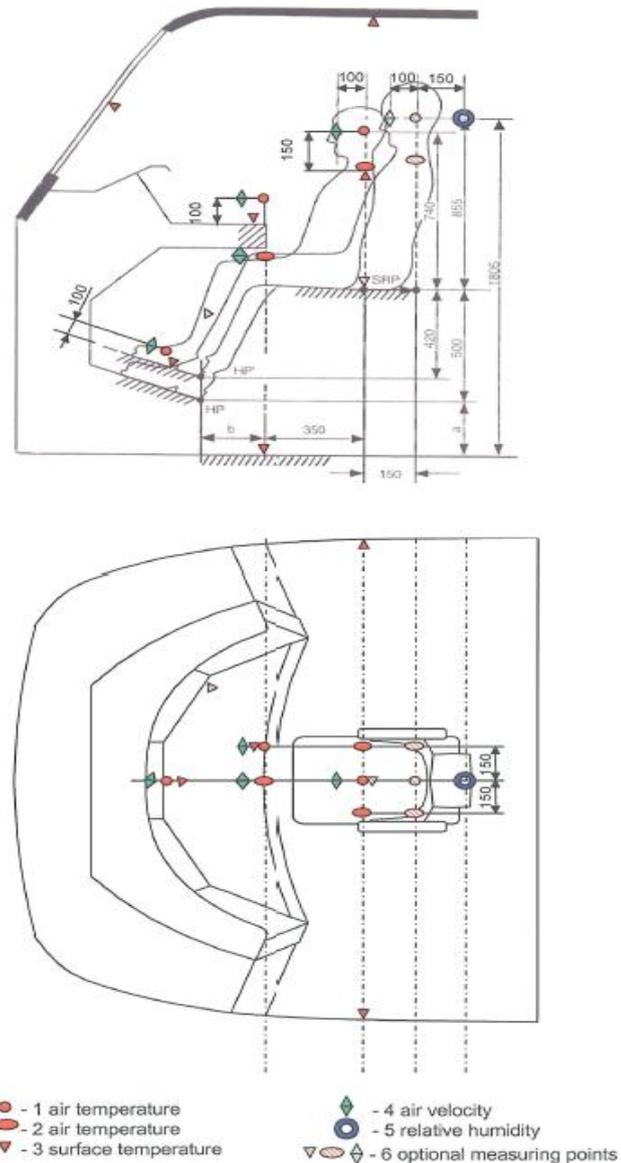


Abbildung 2.4: Messstellenanordnung für einen sitzenden Fahrer im Fahrerstand¹⁶.

Zusätzlich geben die einschlägigen Normen Empfehlungen ab, wie die Strömungssituation erfasst werden soll.

- Die EN 14813 empfiehlt für Messungen des thermischen Komforts die Verwendung von Dummies (Messpuppen)¹⁷.
- In der UIC 553 (für Reisezüge) wird weiters angegeben, dass „Versuche mit durch Puppen simulierter Besetzung in einem Abteil oder einer Sitzteilung durchzuführen sind“¹⁸. Der Fahrerstand kann in diesem Zusammenhang durchaus als Abteil angesehen werden.

¹⁶ CEN, "EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen," 24.

¹⁷ Vgl. Ebd., 8.

¹⁸ UIC, "UIC 553-1_2.Ausgabe_10_2005: Lüftung, Heizung und Klimatisierung der Reisezugwagen - Typenprüfung," 6.

Direkte Messungen des thermischen Komforts werden selten durchgeführt. Zum einen sind es zusätzliche Kosten, welche nicht normrelevant und daher auch nicht zwingend sind. Zum anderen sind viele Fahrzeuge aus thermischer Sicht nicht ausgewogen konstruiert. Das Erreichen der Behaglichkeitswerte beim Parameter A wird auf Kosten eines anderen, vermeintlich unwichtigen, Parameters B erkaufte. Aus ökonomischen Gründen werden „unbehaglichere“ Fahrerstände in Kauf genommen, um kostengünstigere Klimatisierungskonzepte verwenden zu können.

In Abbildung 2.5 und Abbildung 2.6 ist der beispielhafte Messaufbau eines Fahrerstandes dargestellt. Es sind Fühler für Raumluft-, Kanalluft- und Oberflächentemperatur sowie Strömungssonden zu sehen.



Abbildung 2.5: Beispielhafter Messaufbau für einen Fahrerstand (1).

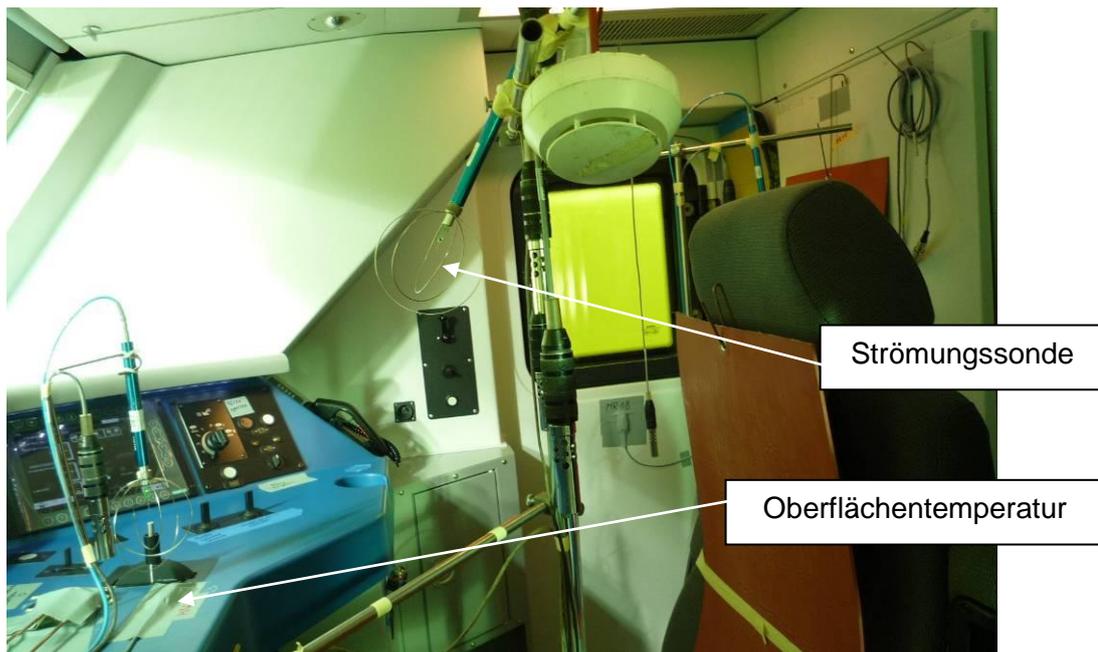


Abbildung 2.6: Beispielhafter Messaufbau für einen Fahrerstand (2).

2.1.3 Personensimulation

In den einschlägigen Normen wird anstatt des Begriffes Personen das Wort Besetzung verwendet. Unter voller Besetzung wird demnach die Simulation eines vollbesetzten Zuges verstanden.

Folgende Textstelle ist der gesamte Inhalt der EN 14813 zum Thema Besetzung.

„Die Simulation der vollen oder teilweisen Besetzung in der Behaglichkeitszone ist entsprechend den Kurven von EN 14813-1:2006, Anhang C auszuführen.

Für die Simulation der fühlbaren (sensiblen) Wärme sind strahlungsarme Heizgeräte zu verwenden, deren Oberflächentemperatur kleiner + 40°C ist.

Für die Simulation der feuchten (latenten) Wärme ist Wasser zu verdampfen. Der von den Befeuchtungsgeräten abgegebene Anteil fühlbarer Wärme ist in der Gesamtbilanz der fühlbaren Wärme zu berücksichtigen.“¹⁹

Für die Simulation von Personen ist demnach die Form der menschlichen Wärmeabgabe wichtig und so werden grundsätzlich zwei Möglichkeiten unterschieden.

- Die sensible (fühlbare) Wärme ist die trocken (ohne Wasserinhalt) abgegebene Wärme. Dazu zählt man die Wärmeabgabe durch Strahlung, Konvektion und trockene Atmung.
- Als latente Wärme wird jene Wärmeabgabe bezeichnet, welche als Feuchte abgegeben wird. Dazu zählen Schweiß, Wasserdampfdiffusion durch die Haut und feuchte Atmung.

Um mit der richtigen Menge an Wärme zu simulieren, verweist die EN 14813 hierbei auf ein Diagramm (Abbildung 2.7), welches die Wärmeabgabe (getrennt in latent und sensibel) in Abhängigkeit der mittleren Raumtemperatur (T_{im}) angibt.

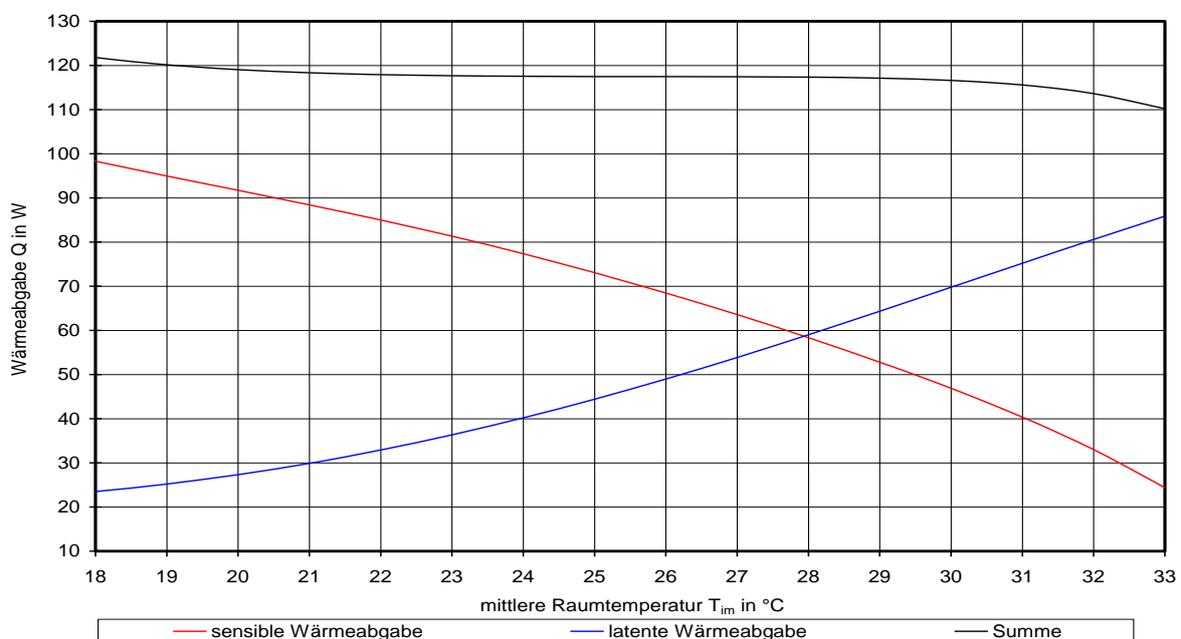


Abbildung 2.7: Wärmeabgabe eines sitzenden, normal bekleideten Menschen in Abhängigkeit der Raumtemperatur²⁰.

¹⁹ CEN, "EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen," 11.1.

²⁰ Vgl. CEN, "EN 14813-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 1: Behaglichkeitsparameter" Anhang A.

In der Norm wird nicht auf die Entstehung und den Ursprung der einzelnen Wärmemengen eingegangen. Nur deren Betrag wird vorgegeben und soll, bei entsprechender Versuchsvorschrift, simuliert werden. Dem Diagramm kann leicht entnommen werden, dass die sensible Wärmeabgabe mit ansteigender Temperatur sinkt, während die latente Wärmeabgabe steigt.

2.2 Die Wärmeabgabe des Menschen

Der menschliche Körper ist sehr komplex aufgebaut und ohne Zweifel schwer in mathematische Modelle zu fassen. In den vergangenen Jahren haben sich einige Forscher die Aufgabe gestellt, das Wärmeverhalten des Menschen mathematisch zu beschreiben. Eine Möglichkeit die Wärmeverluste zu berechnen ist es, die aus der Wärmeübertragung bekannten, physikalischen Phänomene auf den Menschen zu übertragen²¹.

Wärmeabgabemechanismen

Im Allgemeinen werden drei grundlegende Wärmeabgabemechanismen unterschieden:

- Konvektion, in Abhängigkeit der Bekleidung, der Luftgeschwindigkeit und der Umgebungstemperatur. Zur Konvektion kann und wird bei dieser Näherung auch der Wärmeverlust durch direkten Kontakt (Wärmeleitung oder Konduktion) gezählt.
- Wärmestrahlung, in Abhängigkeit der effektiven Strahlungstemperatur und deren Wirkfläche, der Bekleidung und der Umgebungstemperatur.
- Verdunstung, welche weiters unterteilt wird in:
 - Verdunstung auf der Haut in Abhängigkeit der Luftfeuchte, der Umgebungstemperatur und des Aktivitätsniveaus,
 - Verdunstung über Atmung in Abhängigkeit des Massenstromes (Aktivität) und der Luftfeuchte.

Da die Simulation der Wärmeabgabe allerdings nicht in Konvektion oder Strahlung, sondern in sensibel (trocken) und latent (feucht) unterteilt wird (siehe Abbildung 2.7), ist eine Zuordnung obiger Mechanismen in eben diese Klassifizierung notwendig.

sensible Wärmeabgabe	latente Wärmeabgabe
trockene Atmung	feuchte Atmung
Konvektion	Hautdiffusion
Strahlung	Schwitzen

Tabelle 2.5: Zuordnung der Wärmeabgabemechanismen zur sensiblen oder latenten Wärmeabgabe.

Den folgenden Betrachtungen liegt zu Grunde, dass es bei dieser Arbeit um Simulation in Fahrerständen nach EN 14813-1+2 geht. Die aus Quellen übernommenen Formeln wurden gegebenenfalls für das hier verwendete SI - Einheitensystem adaptiert.

²¹ Vgl. P.O. Fanger, *Thermal Comfort*, Kap. 2.

2.2.1 Gesamtwärmeabgabe

Die Erhaltung der Lebensfunktionen und die Ausübung von Tätigkeiten erfordern vom Menschen einen Energieeinsatz, welcher in Form von Wärme, oder mechanischer Arbeit, an die Umgebung abgegeben wird. Um sich in einem thermisch behaglichen Zustand zu befinden, muss, auf längere Zeit gesehen, die im Körperinneren umgewandelte Energie gleich der an die Umgebung abgegebenen Energie sein. Ist der Anteil an mechanisch getätigten Arbeiten ausreichend klein, wie es bei Zugführer in der Regel der Fall ist, gilt die Näherung, dass der gesamte körpereigene Energieumsatz in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben wird (Gl. 2.2).

$$A_{Du} \cdot \frac{H}{A_{Du}} = H = \sum \dot{Q} \quad \text{Gl. 2.2}$$

- A_{Du} DuBois Oberfläche des nackten Körpers²² in m²
- $\frac{H}{A_{Du}}$ körpereigener Energieumsatz bezogen auf die Körperfläche in W/m²
- H gesamter, metabolischer Energieumsatz in W
- \dot{Q} Wärmestrom eines Wärmeabgabemechanismus (z.B. Atmung) in W

In Abbildung 2.7 ist ersichtlich, dass, in einem weiten Temperaturbereich, die gesamte Wärmeabgabe ~ 117 W beträgt.

2.2.1.1 Körpereigener Energieumsatz

Der Energieumsatz des Körpers hängt hauptsächlich von dessen Aktivitätsniveau ab. Nach ASHRAE²³ lässt sich dieser exakt berechnen und hängt vom Atemgasverhältnis RQ und dem Sauerstoffverbrauch V_{O_2} ab. Je höher und intensiver der Sauerstoffverbrauch ist, desto höher ist auch die metabolische Rate.

$$\frac{H}{A_{Du}} = 352 \cdot (0,23 \cdot RQ + 0,77) \cdot \frac{V_{O_2}}{A_{Du}} \quad \text{Gl. 2.3}$$

- RQ Atemgasverhältnis (V_{CO_2} / V_{O_2})
- V_{O_2} Sauerstoffverbrauch in l/min

Für einen, in Ruhe, sitzenden Menschen, ergibt sich eine metabolische Rate von 1 met (= 58,15 W/m²).

Der Energieumsatz eines Straßenbahnfahrers, bei typischer Aktivität, ist nach der EN 8996²⁴ mit 80 bis 115 W/m² angegeben. Andere Quellen, z.B. ASHRAE²⁵, geben mit $H/A_{Du} = 70$ W/m² vergleichsweise geringere Werte an.

²² DuBois, D and DuBois E.F., *Achieves of internal medicin* 17:863-71.

²³ ASHRAE, *1997 ASHRAE Handbook Fundamentals*, 8.7, eq. 34.

²⁴ Vgl. DIN / FNErg, "DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes," S. 20.

²⁵ Vgl. ASHRAE, *1997 ASHRAE Handbook Fundamentals*, Kap. 8.6.

2.2.1.2 Körpergröße

Die Körperoberfläche geht direkt in die Gesamtwärmeabgabe ein und lässt sich nach DuBois²⁶ aus den Körpermaßen einer Person berechnen.

$$A_{Du} = 0,202 \cdot m^{0,425} \cdot l^{0,725} \quad \text{Gl. 2.4}$$

- m Körpergewicht in kg
- l Körpergröße in m

In Normen und Vorschriften zur Klimatisierung wird die Körperoberfläche mit einem Mittelwert angegeben. ASHRAE gibt als Ergebnis der obigen Formel den Wert 1,8 m² an²⁷.

Werden in folgender Arbeit Berechnungen zur Körperoberfläche des Menschen angestellt, so wird Gl. 2.4 angewendet.

2.2.1.3 Verlauf der Gesamtwärmeabgabe

Die Summe der Wärmeströme ist nach den Bildern der EN 14813 (Abbildung 2.7) mit ~ 117 W gegeben.

Das in der EN 14813 angegebene Bild stammt ursprünglich aus der verwandten Nahverkehrsnorm EN 14750²⁸. Von dort lässt es sich bis zum Handbuch für Heizung und Klimatechnik 88/89 zurückverfolgen (Abbildung 2.8)²⁹. In diesem Bild sind die Wärmeabgabemechanismen geteilt dargestellt und bei hohen Temperaturen wird ein Großteil der Wärmeabgabe über Verdunstung (= latent) erfolgen.

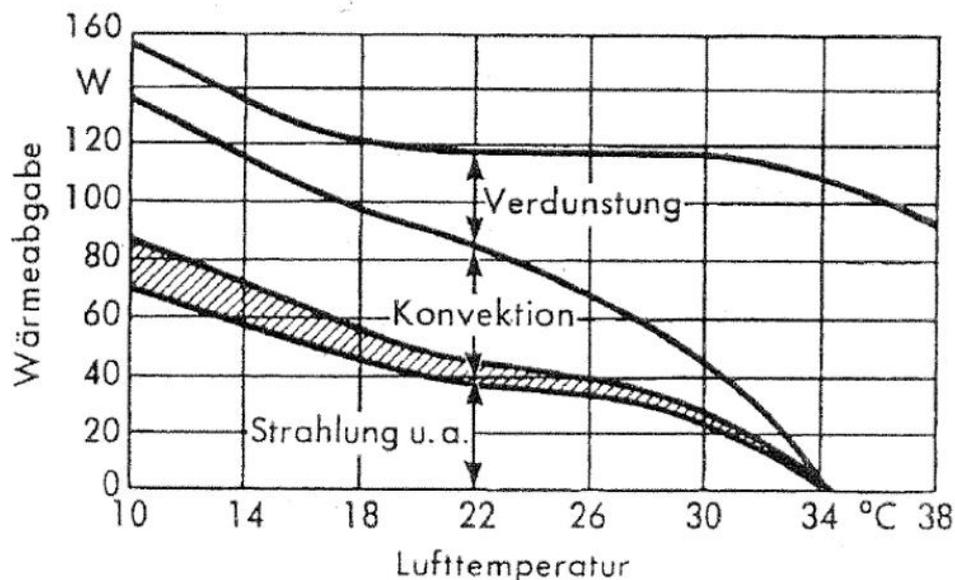


Abbildung 2.8: Wärmeabgabe des Menschen nach Handbuch für Heizung + Klimatechnik 88/89³⁰.

²⁶ DuBois, D and DuBois E.F., *Achieves of internal medicin* 17:863-71.

²⁷ Vgl. ASHRAE, 1997 *ASHRAE Handbook Fundamentals*, Kap. 8.3.

²⁸ Vgl. CEN, "EN 14750-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlungen in Schienenfahrzeugen des innerstädtischen und regionalen Nahverkehrs- Teil 1: Behaglichkeitsparameter," 21.

²⁹ Vgl. Norbert Zietmann, "Vermutung zum Wärmeabgabeverhalten des Menschen."

³⁰ Recknagel, Sprenger und Schramek, *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 88/89*, Bild 122-1.

In den aktuelleren Ausgaben des Handbuches ist dieses Diagramm nicht mehr enthalten. Es werden nur mehr tabellarisch Richtwerte angegeben, welche sich auf die VDI 2078³¹ beziehen. Die VDI 2078 selbst dient als Werkzeug zur Berechnung der Kühllast von Bauwerken. Die Wärmeabgabe des Menschen weist nach diesen Quellen eine generell fallende Tendenz auf, und scheint, bei hohen Temperaturen, sogar zu einer Wärmeaufnahme zu werden.

Betrachtet man die beiden bisher gezeigten Diagramme (Abbildung 2.7 und Abbildung 2.8), ist auffallend, dass in einem großen Bereich der zulässigen Lufttemperatur die Wärmeabgabe konstant ist (~117 W bei 21°C – 28°C).

Bei geringeren Temperaturen (18°C - 21°C) führt der relativ hohe Temperaturunterschied zwischen Haut und Umgebung zu einer erhöhten Wärmeabgabe durch Konvektion und Strahlung. Aber selbst diese Änderung ist im betrachteten Temperaturbereich noch sehr gering (< 5 W).

Bei höheren Temperaturen (28°C - 30°C) sinkt die Wärmeabgabe leicht ab. Da aber nicht davon ausgegangen wird, dass die zu tätigenen Arbeiten bei hohen Raumtemperaturen geringer werden, kann ein sinkender Aktivitätsgrad als Ursache ausgeschlossen werden (Vgl. Gl. 2.2). Die zweite mögliche Ursache besteht darin, dass es dem Körper nicht gelingt, die produzierte Wärme zur Gänze abzugeben. Unabhängig von der Ursache, ist der Abfall auf ~ 116 W (-1 W) im betrachteten Bereich des Fahrerstandes ($T_{im} \leq 30^\circ\text{C}$) noch sehr gering.

Neuere Quellen allerdings zeigen (Baumgarth u.a.³²; Abbildung 2.9), dass ein Sinken der Wärmeabgabe erst bei Temperaturen über 34°C eintritt. Nach diesen Quellen kann, in den für Fahrerstände ausschlaggebenden Bereich ($T_{im} < 30^\circ\text{C}$), von einer konstanten Wärmeabgabe des Menschen ausgegangen werden.

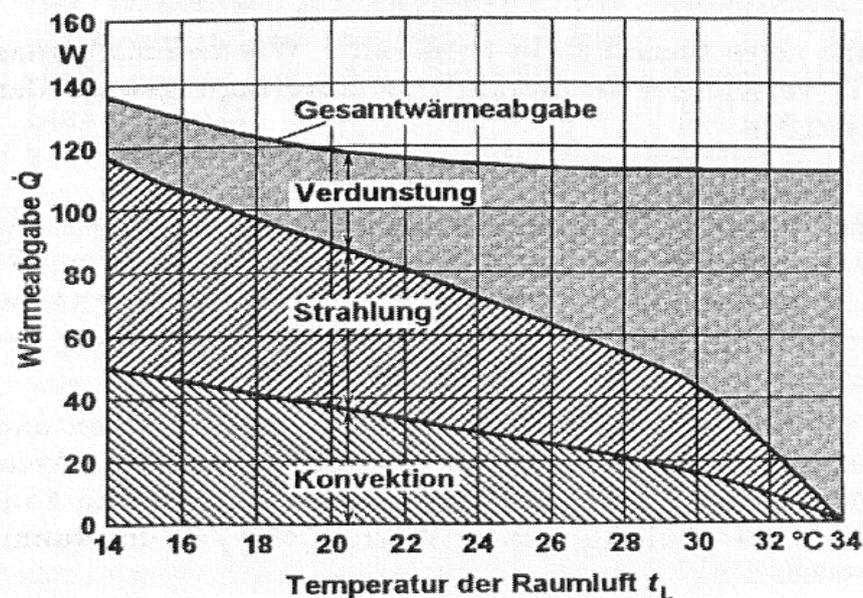


Abbildung 2.9: Wärmeabgabe des Menschen nach Baumgarth u.a..

³¹ Vgl. VDI, "VDI 2078; Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume" Anhang A.

³² S. Baumgarth, B.Hörner; J.Reeker, *Handbuch für Klimatechnik*, bd. 1.

Quellen aus dem medizinischen Bereich³³ machen wiederum konträre Aussagen und behaupten einen Anstieg der Wärmeabgabe. Ist die thermische Umgebung zu warm, beginnt der Körper als Gegenmaßnahme zu schwitzen. Die Abgabe von Schweiß an die Körperoberfläche ist aber mit Arbeit für den Körper verbunden. Durch diese zusätzliche Arbeit („Schwitzarbeit“) steigt der körpereigene Energieumsatz und diese zusätzliche Wärme muss wiederum abgegeben werden (siehe Abbildung 2.10). Als Beispiel sind hier Sportler erwähnt, welche bei Hitze höhere Pulswerte als bei kühleren Temperaturen haben, verursacht durch die notwendige, zusätzliche Kühlarbeit.

Erst bei extremen Umgebungsbedingungen ($T > 35^{\circ}\text{C}$, hohe Luftfeuchte) kann der Körper die nötige Wärme nicht mehr abgeben, da der Schweißfluss bzw. die Feuchteaufnahmefähigkeit der unmittelbaren Umgebung unzureichend sind. Da nur eine bestimmte, maximale Wärmemenge über den Schweißfluss abgegeben werden kann, kommt es zu einem mangelhaften Wärmeaustausch. Bei längerer Einwirkdauer kann dies zu Gesundheitsschäden durch Überhitzung führen.

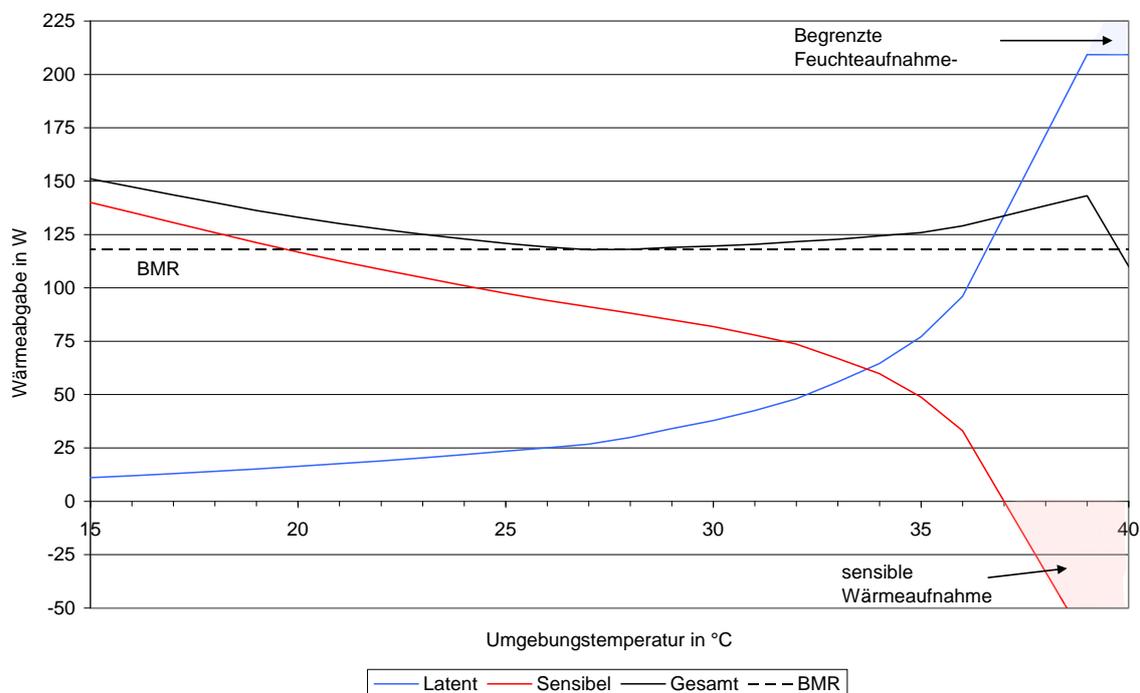


Abbildung 2.10: Menschliche Wärmeverluste nach Pharmpedia.

Der gesamte Wärmeverlust (schwarze Linie) ergibt sich als Summe der sensiblen (rot) und der latenten Anteile (blau). Das Minimum der Wärmeabgabe ist im Bereich des thermischen Komforts (~ 26°C). Abseits davon gibt der Körper mehr Wärme ab, als es die grundlegende metabolische Rate (BMR) erfordern würde. Bei $T > 38^{\circ}\text{C}$ ist im Diagramm die maximale Wärmeabgabefähigkeit des Körpers erreicht. Darüber hinaus kann der Körper nicht ausreichend Wärme abgeben, wodurch die hier blauschraffierte Wärmemenge im Körper verbleibt. Das dargestellte Diagramm ist eine qualitative Darstellung des Autors und daher sind die Zahlenwerte nur Beispielhaft anzusehen.

³³ Vgl. Pharmpedia, "Thermoregulation, temperature and disorders - Pharmpedia"; Kap. "Metabolic Rate and environmental temperature".

2.2.2 Wärmeabgabemechanismen³⁴

Im Buch „Thermal Comfort“ trennt Fanger die einzelnen, menschlichen Wärmeabgabemechanismen (siehe auch Tabelle 2.5, S. 13). Das vornehmliche Ziel Fangers war es, ein für den Menschen behagliches Umgebungsklima zu schaffen. Dieses Buch gilt weithin als Grundlage für Betrachtungen zu menschlich, thermischen Problemstellungen, auf welches auch viele Normen und Fachbücher verweisen.

Er untersuchte an zahlreichen Probanden deren thermisches Empfinden, bei definierten Umgebungsbedingungen, und erstellte daraus so genannte Komfortgleichungen. Als „Nebenprodukt“ dieser Berechnungsmodelle entstanden Formeln zu Berechnung der Wärmeabgabe im Komfortbereich. Abseits des Behaglichkeitsbereiches sind diese allerdings unzureichend genau.

Für den Fall des hier betrachteten Fahrerstandes, sind diese Gleichungen aber gute Näherungen. Da der Fahrer mehrere Stunden täglich dort verbringt, kann davon ausgegangen werden, dass, durch Veränderung der Klimaanlageinstellungen (ΔT_{ic}) oder der Kleidung, ein ausreichend behagliches Klima geschaffen wird.

Die im Kapitel folgenden Ausführungen verwenden Fangers „Thermal Comfort“ als Quelle.

2.2.2.1 Sensible Wärmeabgabe durch Konvektion

Wärmeübergänge durch Konvektion sind grundsätzlich von der betrachteten Fläche, einem Konvektionsbeiwert und dem Temperaturunterschied zur Umgebung abhängig. Fangers Gleichung ist nach demselben Muster aufgebaut.

$$C = A_{Du} \cdot f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_{im}) \quad \text{Gl. 2.5}$$

- C Wärmeabgabe durch Konvektion in W
- f_{cl} Verhältnis bekleideter Haut zu nackter Haut in m^2/m^2
- h_c Konvektionskoeffizient in W/m^2K
- T_{cl} Oberflächentemperatur der Kleidung in $^{\circ}C$
- T_{im} Umgebungstemperatur in $^{\circ}C$

Der Beiwert f_{cl} erhöht die wirksame Oberfläche (bedingt durch die Kleidung) und liegt bei warmer Kleidung (Jacke, lange Hose) im Bereich von $\sim 1,16$ und bei kühler Kleidung (T-Shirt, kurze Hose) im Bereich von $\sim 1,10$.

Der Konvektionsbeiwert h_c ergibt sich als der höhere Wert der beiden Gleichungsergebnisse

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot (T_{cl} - T_{im})^{0,25} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v} \end{cases} \quad \text{Gl. 2.6}$$

- v Luftgeschwindigkeit in m/s,

Die obere Gleichung entspricht der freien Konvektion und die untere der erzwungenen Konvektion.

Alles in die Grundformel eingesetzt ergibt

$$C = \begin{cases} 2,38 \cdot A_{Du} \cdot f_{cl} \cdot (T_{cl} - T_{im})^{1,25} \\ 12,1 \cdot A_{Du} \cdot f_{cl} \cdot \sqrt{v} \cdot (T_{cl} - T_{im}) \end{cases} \quad \text{Gl. 2.7}$$

³⁴ Vgl. P.O. Fanger, *Thermal Comfort*.

Die konvektive Wärmeabgabe ist demnach also abhängig von:

- dem Temperaturunterschied zwischen Umgebung und Mensch ($T_{cl} - T_{im}$),
- der Luftgeschwindigkeit (im Bereich $v > 0,1$ m/s beginnt sich erzwungene Konvektion auszubilden³⁵).

Wie auf Seite 13 erwähnt, wird die direkte Wärmeleitung durch jene der Konvektion angenähert. Da die Kontaktfläche der Wärmeleitung stark von der Sitzposition des Individuums abhängt und die Temperaturunterschiede zwischen Sitz und Kleidung ausreichend klein sind, wird, als Näherung, die Berechnung mittels Konvektion durchgeführt. Die dafür noch notwendige Berechnung der Kleidungstemperatur (T_{cl}) wird auf Seite 20 vorgenommen.

2.2.2.2 *Sensible Wärmeabgabe durch Strahlung*

Wärmeübergänge durch Strahlung sind von der effektiven Strahlungsfläche, einem Emissionskoeffizienten und dem Temperaturunterschied abhängig.

$$R = A_{\text{eff}} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot [(T_{\text{cl}} + 273,15^\circ\text{C})^4 - (T_{\text{mrt}} + 273,15^\circ\text{C})^4] \quad \text{Gl. 2.8}$$

- R Wärmeabgabe durch Strahlung in W
- A_{eff} effektive Strahlungsfläche des Körpers in m^2
- ε mittlerer Emissionskoeffizient der Körperoberfläche (nach Fanger) $\varepsilon \sim 0,97$
- σ Stefan-Boltzmann-Konstante $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$
- T_{cl} Kleidungsoberflächentemperatur in $^\circ\text{C}$
- T_{mrt} mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung in $^\circ\text{C}$

Die effektive Strahlungsfläche einer Person ist dabei abhängig von der Kleidung und der eingenommen Körperhaltung.

$$A_{\text{eff}} = f_{\text{eff}} \cdot f_{\text{cl}} \cdot A_{\text{Du}} \quad \text{Gl. 2.9}$$

- f_{eff} Verhältnis der effektiven Strahlungsfläche zur gesamten Körperoberfläche (als gute Näherung für sitzende Personen ist $f_{\text{eff}} \sim 0,70$ ³⁶)

Alles eingesetzt in die Strahlungsgleichung ergibt

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{\text{cl}} \cdot A_{\text{Du}} \cdot [(T_{\text{cl}} + 273,15^\circ\text{C})^4 - (T_{\text{mrt}} + 273,15^\circ\text{C})^4] \quad \text{Gl. 2.10}$$

Auffallend ist die vierte Potenz und deren Folgen. Eine schlechte Dämmung und damit verbundene extreme Strahlungstemperaturen führen automatisch zu erheblichen Wärmeverlusten bzw. –aufnahmen.

Auf die genaue Berechnung der mittleren Strahlungstemperatur T_{mrt} soll hier aber nicht eingegangen werden. Als Näherung kann die flächenbezogen gewichtete Oberflächentemperatur der Umschließungsflächen angenommen werden³⁷.

$$T_{\text{mrt}} = \frac{A_1 \cdot T_1 + A_2 \cdot T_2 + \dots + A_n \cdot T_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad \text{Gl. 2.11}$$

³⁵ Ebd., 37.

³⁶ P.O. Fanger, *Thermal Comfort* S. 34.

³⁷ DIN, "DIN 1946 Teil 2: Raumlufttechnik. Gesundheitstechnische Anforderungen."

Um die Kleidungsoberflächentemperatur zu bestimmen, wird die Kleidung als Isolations-schicht betrachtet. Die sensible Wärme, welche von der menschlichen Haut durch die Kleidung strömt, muss wiederum an deren Oberfläche abgegeben werden. So kann dieser Wärmeübergang als Wärmeleitung angesehen werden (Gl. 2.12).

$$K = \frac{(T_s - T_{cl}) \cdot A_{Du}}{I_{cl}} \quad \text{Gl. 2.12}$$

- I_{cl} Isolationswert der Kleidung in $\text{m}^2\text{K/W}$
- T_s Temperatur der Haut in $^{\circ}\text{C}$

Die von der Kleidung abgegebene Wärme ist die Summe der Wärmeströme durch Konvektion und Strahlung (Gl. 2.13).

$$K = C + R \quad \text{Gl. 2.13}$$

Das Gleichsetzen von Gl. 2.12 und Gl. 2.13 bewirkt, dass sich daraus iterativ eine Formel zur Bestimmung der Kleidungsoberflächentemperatur ableiten lässt. T_{cl} ergibt sich (analog zu EN 7730³⁸ und ASHRAE³⁹) daher zu

$$T_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (H - W) - I_{cl} \cdot \left\{ 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273 \text{ }^{\circ}\text{C})^4 - (T_{mt} + 273 \text{ }^{\circ}\text{C})^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_{im}) \right\} \quad \text{Gl. 2.14}$$

2.2.2.3 Wärmeabgabe durch Atmung

Die Atmung des Menschen kann von ihm selbst nicht bewusst gesteuert werden. In Abhängigkeit des Aktivitätsgrades wird sich die dafür notwendige Atemmenge einstellen. Da die Wärmeverluste beim Atmen durch das Erwärmen und Befeuchten der Luft erfolgen, können diese, der einfacheren Berechnung wegen, in einen sensiblen und einen latenten Anteil getrennt werden.

Sensible Wärmeabgabe durch Atmung

Im sensiblen Anteil wird die vorhandene Luftfeuchte innerhalb der Atemluft nicht betrachtet. Die Wärmeverluste treten durch das notwendige Erwärmen der trockenen Luft auf.

$$L = \dot{m}_{re} \cdot c_p \cdot (T_{ex} - T_{im}) \quad \text{Gl. 2.15}$$

- L sensible Wärmeabgabe durch Atmung in W
- \dot{m}_{re} Massenstrom der Atemluft in kg/s
- c_p spezifische Wärmekapazität von Luft $c_p = 1007 \text{ J/kgK}$
- T_{ex} Temperatur der ausgeatmeten Luft $T_{ex} \sim 34^{\circ}\text{C}$ ⁴⁰

Der Massenstrom der Atemluft ist vorrangig eine Funktion des Aktivitätslevels. Für sitzende Personen kann dieser nach Fanger angenommen werden zu $\dot{m}_{re} = 0,36 \text{ kg/h}$ ⁴¹. Da selbst bei tiefer Raumtemperatur ($T_{im} = 18^{\circ}\text{C}$) $L < 2 \text{ W}$ ist, sind Variationen im Aktivitätslevel oder der Raumtemperatur gegenüber der gesamten Wärmeabgabe ($\sim 120 \text{ W}$) zu vernachlässigen.

³⁸ CEN, "DIN EN ISO 7730_Analyt. Bestimmung und Interpretation der therm. Behaglichkeit" Kap. 4.2 Gl.(2).

³⁹ ASHRAE, 1997 ASHRAE Handbook Fundamentals; S.8.17. eq.(63).

⁴⁰ Vgl. P.O. Fanger, Thermal Comfort, 27.

⁴¹ Vgl. Ebd., 26.

Latente Wärmeabgabe durch Atmung

Da der Wasserdampfpartialdruck im Atemluftstrom im Regelfall geringer als jener in den Lungenflügeln ist, verdunsten beim Atmungsvorgang Wassermoleküle in die Atemluft. Durch diesen Vorgang erhöht sich der absolute Wassergehalt in der Atemluft, welcher als Maß für die abgegebene Energie (welche mit dem Atemstrom abgegeben wird) dient (Gl. 2.16).

$$E_{re} = \dot{m}_{re} \cdot (x_{ex} - x_{in}) \cdot r_{34} \quad \text{Gl. 2.16}$$

- E_{re} feuchte Wärmeabgabe durch Atmung (Respiration) in W
- x_{ex} absolute Feuchte der ausgeatmeten Luft in kg/kg
- x_{in} absolute Feuchte der eingeatmeten Luft in kg/kg
- r_{34} Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 34°C $r_{34} = 2420,6 \text{ kJ/kg}^{42}$

Die absolute Feuchte der eingeatmeten Luft ist genau jene der Umgebungsluft. Diese lässt sich leicht aus relativer Luftfeuchte und barometrischem Luftdruck berechnen (Gl. 2.17).

$$x_{in} = x_a = 0,6222 \cdot \frac{\varphi \cdot p_D}{p - \varphi \cdot p_D} \quad \text{Gl. 2.17}$$

- p_D Sättigungsdampfdruck bei T_{im} in Pa
- p Luftdruck bei Normbedingungen $p = 1013,3 \text{ Pa}$
- φ relative Luftfeuchte

Die absolute Feuchte der ausgeatmeten Luft lässt sich über folgenden Zusammenhang berechnen.

$$x_{ex} = 0,2 \cdot x_{in} + 0,0277 + 0,000065 \cdot T_{im} \quad \text{Gl. 2.18}$$

Für die Berechnung der Verdampfungsenthalpie muss die Lungenbläschentemperatur gewählt werden. Diese liegt nach Fanger bei ~ 34°C.

Je nach vorhandener Luftfeuchte ergibt sich eine Wärmeabgabe von $E_{re} \sim 6 \text{ W}$.

⁴² Glück, B, *Zustands- und Stoffwerte (Wasser, Dampf, Luft), Verbrennungsrechnung.*, bd. 2.

2.2.2.4 Latente Wärmeabgabe auf der Haut

In Summe können drei verschieden zu betrachtende Mechanismen der Wärmeabgabe auf der Haut beobachtet werden.

Wärmeabgabe durch Hautdiffusion nach Fanger

Da der Wasserdampfpartialdruck nicht nur in den Lungenflügeln, sondern auch am restlichen Körper, gegenüber jenen der Umgebungsluft, verschieden ist, kommt es auch zur Verdunstung von Feuchte durch die offenporige Haut.

$$E_d = r_{34} \cdot m_s \cdot A_{Du} \cdot (p_s - p_a) \quad \text{Gl. 2.19}$$

– E_d Wärmeabgabe durch Hautdiffusion in W

– m_s Wasserdampfpermeabilität der Haut $m_s = 4,475 \cdot 10^{-3} \frac{\text{g}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{Pa}}$ ⁴³

– p_s Wasserdampfpartialdruck der gesättigten Luft bei Hauttemperatur in Pa

– p_a Wasserdampfpartialdruck der Umgebung in Pa

Der Verdunstungswiderstand der Kleidung ist, nach Fanger, gegenüber jenem der Haut vernachlässigbar gering⁴⁴. Die Hautdiffusion hängt demnach nur vom Dampfdruck der Umgebung bzw. der Haut ab. Umso feuchter und wärmer die umgebende Luft, desto höher ist der Dampfdruck und es verringert sich die Wärmeabgabe.

Wärmeabgabe durch Schwitzen nach Fanger

Der Mensch kann, außerhalb dessen was er Behaglichkeit nennt, in einem sehr weiten Bereich, die körpereigene Wärmebilanz (Energieumsatz - Wärmeabgabe) ausgleichen. Die dafür notwendigen Körperfunktionen sind Zittern und Schwitzen.

Beim Zittern wird, durch schnelle Muskelkontraktionen, der Energieumsatz erhöht und somit die großen Wärmeverluste bei niederen Temperaturen ausgeglichen.

Schwitzen findet hauptsächlich bei hohen Temperaturen statt, um eine Überhitzung zu vermeiden. Dennoch schwitzt der Körper auch bei geringer Außentemperatur, da er auch Schweiß absondert, dessen Menge nur von der aktuellen Aktivität abhängt. Die Größenordnung dieses Phänomens ist bei geringem Aktivitätsgrad relativ gering und lässt sich berechnen zu

$$E_{sw} = 0,42 \cdot A_{Du} \cdot \left(\frac{H}{A_{Du}} - 58,15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right) \quad \text{Gl. 2.20}$$

– E_{sw} latente Wärmeabgabe durch Schweißfluss in W

⁴³ Vgl. P.O. Fanger, *Thermal Comfort* S. 27.

⁴⁴ Vgl. Ebd., 27.

Berechnung des erforderlichen Wärmeflusses durch Schwitzen

Ergänzend zu Fangers Gleichungen soll der Schweißfluss außerhalb des Behaglichkeitsbereiches mit Erläuterungen der EN ISO 7933 erweitert werden.

Da der Körper nach einer ausgeglichenen Energiebilanz (Energieumsatz - Wärmeabgabe) strebt, muss die Verdunstungswärme durch Schweiß mit den anderen, oben beschriebenen, Termen im Gleichgewicht stehen. Es ergibt sich eine Bilanzgleichung.

$$E_{\text{req}} = H - W - L - E_{\text{re}} - C - R - E_{\text{d}} \quad \text{Gl. 2.21}$$

- E_{req} benötigter Wärmeverlust über Schweiß auf der Haut
- H körperlicher Energieumsatz (metabolische Rate)
- W wirksame, mechanische Leistung (z.B. Aufnahme von potentieller Energie)
- L sensible Wärmeabgabe beim Atmen
- E_{re} latente Wärmeabgabe beim Atmen
- C Wärmeaustausch durch die Haut über Konvektion
- R Wärmeaustausch durch die Haut über Strahlung
- E_{d} Wärmeaustausch durch die Haut über Diffusion

Über die Haut kann allerdings nicht beliebig viel Schweiß verdunstet werden. Die obere Grenze ist abhängig vom Wasserdampfpartialdruckunterschied, der vorhandenen Verdunstungsfläche und dem Verdunstungswiderstand (Gl. 2.22).

$$E_{\text{max}} = \frac{p_s - p_a}{R_{\text{tdyn}}} \cdot A_{\text{Du}} \quad \text{Gl. 2.22}^{45}$$

- E_{max} maximal mögliche Wärmeabgabe durch Schweißverdunstung in W
- R_{tdyn} gesamter, dynamischer Verdunstungswiderstand in $\text{m}^2\text{Pa}/\text{W}$

Eine permanente Feuchteabgabe an die Umgebung ist nur möglich, wenn auch die, den Körper direkt umgebende, Luft permanent ausgetauscht wird. Der dynamische Verdunstungswiderstand beschreibt den Widerstand der Kleidung, diesen Luftaustausch zuzulassen. Auch die lokale Luftströmung fließt in diesen Wert ein. Zur genauen Berechnung dieses Wertes wird an die EN 7933⁴⁶ bzw. Völker und Arens⁴⁷ verwiesen.

⁴⁵ Vgl. CEN, "DIN EN ISO 7933 2004D: Analytische Bestimmung und Interpretation der Wärmebelastung" Anhang A.

⁴⁶ Vgl. CEN, "DIN EN ISO 7933 2004D: Analytische Bestimmung und Interpretation der Wärmebelastung" Kap. 5.

⁴⁷ Vgl. Völker und Arens, "Heat and moisture transfer through clothing," 3.

Eine der größten Vorteile und Gründe, warum Geräte dieser Bauart verwendet werden liegt darin, dass die Leistungsabgabe leicht regelbar ist. Die Leistung ist mit der angelegten Spannung einstellbar und die Befeuchter können somit über einen Stelltransformator geregelt werden. Des Weiteren geben parallelgeschaltete Befeuchter eine ähnliche Leistung ab (gleiche Spannung) und deren Gesamtleistung ist leicht messbar (wird im Großraumwagen angewandt).

Nachteilig ist unter anderem, dass der Umsetzfaktor des Gerätes nur im zulässigen Regelbereich ($170\text{ V} \leq U \leq 240\text{ V}$) ausreichend konstant ist. Unterhalb von 170 V angelegter Spannung erfolgt keine ausreichende Dampfproduktion. Als weitere Nachteile sind die regelmäßige Wartung (Entkalkung) und die manuelle Befüllung per Hand im Versuchsablauf zu nennen.

2.3.1.2 *Sensible Heizgeräte im Klima-Wind-Kanal*

Die aus technischer Sicht einfachsten und funktionellsten Heizgeräte vereinen die Eigenschaft, dass sich stromdurchflossene Leiter erwärmen und dadurch Wärme an die Umgebung abgeben.

In Fahrerständen werden derzeit Heizmatten eingesetzt. Eine Heizwendel ist flächig in einer Gummimatte verlegt und gibt an diese Wärme ab. Diese Matten können bei RTA mit bis zu 115 W betrieben werden und simulieren dadurch genau die sensible Wärmeabgabe einer Person.

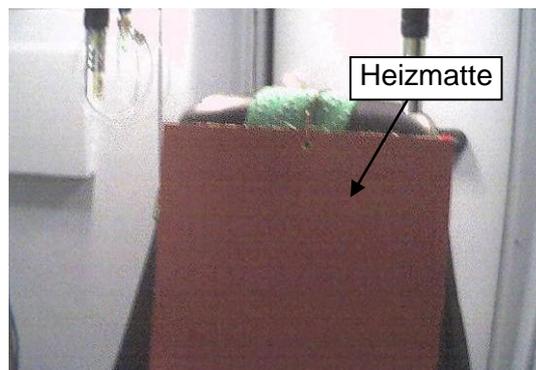


Abbildung 2.12: Heizmatte in der Anwendung im Fahrerstand.

Die Heizmatten sind praktisch in der Handhabung und nahezu frei von Nachteilen. Des Weiteren geben sie die Wärme genau dort ab, wo die Personen in der Realität auch wären.

2.3.2 Messmittel

Wie im Kapitel 2.1.2 bereits ausgeführt, ist eine ausführliche messtechnische Evaluierung des Raumklimas notwendig. Die zu erfassenden Umgebungsparameter sind Lufttemperatur, Oberflächentemperatur, Luftgeschwindigkeit und relative Luftfeuchte.

In dieser Arbeit sollen die Messmittel eine eher untergeordnete Rolle spielen. Sie sind aber nötig, die Behaglichkeitsparameter messtechnisch zu erfassen und deren Ergebnisse dienen als Grundlage zur Bewertung eines Fahrzeuges. Zusätzlich wird erwähnt, dass, auch in dieser Anwendung, der Einsatz von Messmitteln die Messergebnisse selbst beeinflusst. Wie später gezeigt wird, ist dieser Punkt für die Messung der Luftströmung nicht unerheblich.

Im folgenden Kapitel wird ein kurzer Überblick über die derzeit verwendeten Messmethoden präsentiert. In Kapitel 4.3 sollen diese im Vergleich zu Alternativen bewertet und eventuell Verbesserungen vorgeschlagen werden.

2.3.2.1 Temperaturmessung

Gerade zur Messung der Temperatur sind unzählige Möglichkeiten bekannt. Da für den Einsatz in Fahrerständen keine extremen Umgebungsbedingungen (saure Umgebungen, $T > 300^{\circ}\text{C}$,...) zu erwarten sind, muss nicht auf spezielle Messmethoden zurückgegriffen werden.

Im Klima-Wind-Kanal wird daher eine robuste und genaue Messmethode verwendet. Die Metall-Widerstandsthermometer in Platinbauweise (Pt-100-Messfühler) sind unproblematisch einzusetzen und liefern ausreichend genaue Ergebnisse ($\pm 0,15\text{ K}$).

Um, bei eingeschalteter Sonnensimulation, den verfälschenden Einfluss der Sonnenstrahlung zu verringern, werden die betroffenen Messsonden mit installiertem Strahlungsschutz angewendet.



Abbildung 2.13: Temperaturmessfühler (Pt-100) mit installiertem Strahlungsschutz.

Auch zur Messung der Oberflächentemperatur kommen Pt-100-Messfühler zum Einsatz. Um möglichst direkten Kontakt auf die zu messende Oberfläche zu garantieren, werden in Phenolharz vergossene Fühler verwendet. Die dadurch entstandene glatte und flache Oberfläche der Messfühler erhöht die Wärmeübertragung und sorgt für genauere Ergebnisse.

2.3.2.2 Luftgeschwindigkeit

Die fehlerfreie Erfassung der Luftgeschwindigkeit ist oftmals mit Problemen verbunden. Zum Einen ist die vorhandene Luftströmung des Öfteren nicht im Vorhinein bekannt. Da sich die Anströmrichtung, je nach Belüftungsart (Heizen, Kühlen), um 180° drehen kann, sind Messsensoren mit möglichst großem, zulässigem Anströmwinkel notwendig. Zum Anderen, werden die Messergebnisse verfälscht, da die Messtechnik (Sensor, Kabel, Messboxen,...) die ungehinderte Strömung behindert. Der Einsatz von möglichst kleinen Strömungssensoren mit großem Messbereich ist daher notwendig.

Im Klima-Wind-Kanal werden überwiegend Konstanttemperaturanemometer eingesetzt. Diese arbeiten mit einer beheizten Hitzkugel (oder Hitzdraht), welche durch die anströmende Luft abgekühlt wird. Über den nötigen Heizbedarf, um die Kugel auf gewünschter Temperatur zu halten, kann auf die Strömungsgeschwindigkeit geschlossen werden.

Die relative Orientierung des Messgerätes zur Strömung hat dabei großen Einfluss auf das Messergebnis. Bei Verwendung von Hitzdrähten ist dieser Effekt besonders ausgeprägt, da die Kühlwirkung quer zum Draht um ein Vielfaches größer ist als längs zum Draht. Aber auch bei Hitzkugeln muss auf die Anströmrichtung geachtet werden. Liegt die Kugel im Windschatten des eigentlichen Messsensors (in Abbildung 2.14 Strömung von links), wird diese unzureichend gekühlt und eine schwächere Strömung ausgegeben.

Im Klima-Wind-Kanal werden Hitzkugelanemometer mit omnidirektionalen Messbereich verwendet. Der zulässige Anströmwinkel wird dadurch auf nahezu 360° erhöht.



Abbildung 2.14: Hitzkugelanemometer der Fa. Schiltknecht.

Als Alternative bietet der Klima-Wind-Kanal die Messung mit Hilfe eines PIV-Messgerätes (Particle Imaging Velocity) an (Abbildung 2.15). Hierbei werden der Raumluft kleinste Partikel beigemischt, welche der Strömung folgen. Innerhalb von einigen Millisekunden werden mehrere Bilder einer Ebene im Raum gemacht und mit Unterstützung der geeigneten Software kann die Partikelposition verglichen werden. Die Wegstrecke, welche ein Partikel zurückgelegt hat, wird berechnet und so kann, innerhalb einer Ebene (2-D), auf Richtung und Geschwindigkeit der Strömung geschlossen werden. Messungen dieser Art sind zeitaufwendig und teuer und werden auf Kundenwunsch durchgeführt.

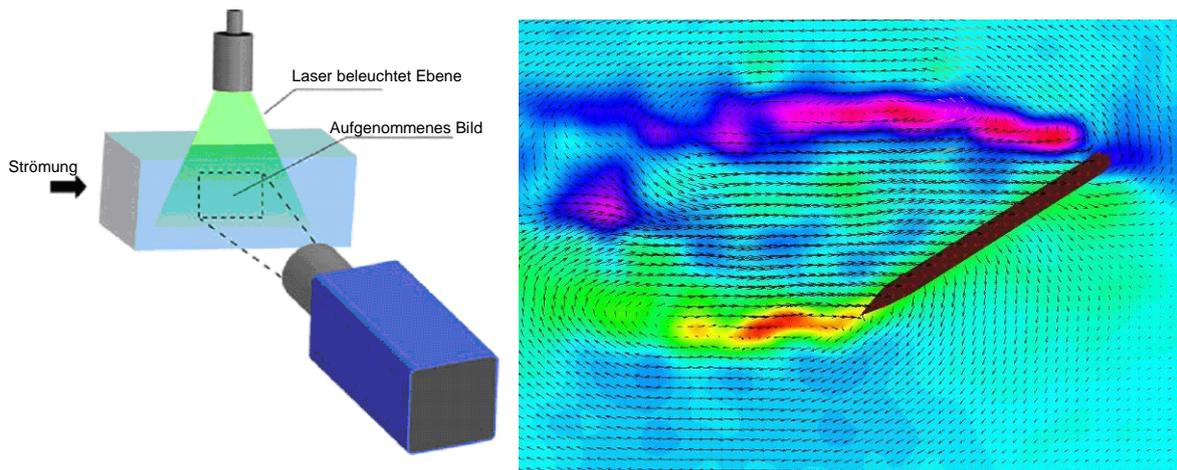


Abbildung 2.15: PIV-Analyse zur Erfassung von Strömungen

Die zu untersuchende Strömung wird mit einem Laser beleuchtet und von einer Kamera aufgenommen (linkes Bild⁵⁰). Die Partikelbewegung lässt sich PC-unterstützt visualisieren. Im Bild rechts⁵¹ ist als Beispiel der Strömungsabriss an einer schiefen Ebene dargestellt.

2.3.2.3 Messung der relativen Luftfeuchte

Da die Umgebungstemperatur vom Menschen sehr genau wahrgenommen werden kann, ist aus diesem Grunde auch die messtechnische Ausstattung zur Temperaturmessung verhältnismäßig groß (> 10 Messstellen). Der Mensch selbst besitzt aber kein Organ oder Nervensystem, welches direkt auf die vorhandene relative Luftfeuchte schließen lässt. Da diese zusätzlich in einem breiten Bereich als zulässig gilt ($0 \leq \varphi \leq 0,6$), sind die Genauigkeitsanforderungen an diesen Messwert gering (je nach T_{im} : $\pm 4\%$ bis $\pm 7\%$).

Im Klima-Wind-Kanal werden Absorptionshygrometer mit kapazitiven Sensoren verwendet (Abbildung 2.16). Im Versuchsaufbau wird nur eine Sonde verwendet und die Aussagekraft des Messwertes ist auch für den gesamten Fahrerstand ausreichend.



Abbildung 2.16: Absorptionshygrometer HMP45A der Fa. Vaisala.

⁵⁰ Vgl. TUT/ENER, "PIV-Analyse," 1.

⁵¹ Wikipedia, "Particle Image Velocimetry," 1.

3 Die Wärmeabgabe des Menschen in Schienenfahrzeugen

In zahlreichen Quellen^{52,53} wird die menschliche Wärmeabgabe in Abhängigkeit der körperlichen Tätigkeit angegeben. Diese sind meist in Form von Tabellen gehalten, welche zu unterschiedlichen Tätigkeiten den zugehörigen Energieumsatz beschreiben. Für den Beruf des Zugführers sind allerdings nur wenige Hinweise auffindbar.

Andere Quellen⁵⁴ wiederum geben die Wärmeabgabe in Abhängigkeit der, den Menschen umgebenden, Lufttemperatur an. Die in der EN 14813 angegebenen Kurven lassen sich auf die Vorgaben zurückführen, welche die Klimatisierung von Gebäuden behandelt. Dass die klimatischen Bedingungen in Zügen aber nicht jenen von Gebäuden entsprechen, ist offensichtlich. Vor allem die unmittelbare Nähe der Wände und die Art der Luftführung unterscheiden sich gegenüber normalen Räumen.

In Kapitel 2.2 sind einige Formeln und Hinweise zur Kalkulation einer menschlichen Wärmeabgabe beschrieben. Mit Hilfe dieser, wird im folgenden Kapitel die Wärmeabgabe unter realistischen, thermischen Umgebungsbedingungen für Schienenfahrzeuge berechnet. Besonders die Unterschiede zur Besetzungsvorgabe der Norm sind zu beachten.

3.1 Betrachtungen zur Gesamtwärmeabgabe

Wie in 2.2 erwähnt, strebt der menschliche Körper nach einer ausgeglichenen Energiebilanz. Die im Inneren umgesetzte Energie ist als mechanische Arbeit oder als Wärme an die Umgebung abzugeben.

3.1.1 Verlauf der Gesamtwärmeabgabe

Die menschlichen Wärmeverluste sind hauptsächlich von der persönlichen Aktivität und der Körperoberfläche abhängig.

$$A_{Du} \cdot \frac{H}{A_{Du}} = H = \sum \dot{Q} \quad \text{Gl. 3.1}$$

Da der Anteil der mechanischen Arbeit für Zugführer verschwindend gering ist, wird die umgesetzte Energie in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben werden. In dem Bereich, in dem der Mensch thermische Behaglichkeit empfindet (PMV ~ 0), sind die besten (= ökonomischsten) Voraussetzungen dazu gegeben. In diesem Bereich wird der körpereigene Energieumsatz hauptsächlich von der körperlichen Aktivität bestimmt.

Anders verhält es sich, wenn die thermische Umgebung als kühl empfunden wird (PMV < 0). Die nicht beeinflussbaren Wärmeverluste, wie jene durch Konvektion oder Strahlung, sind in Summe bereits größer als die im Inneren umgesetzte Energie. Als Konsequenz muss der Energieumsatz ansteigen um die erhöhten thermischen Verluste auszugleichen. Durch das so notwendige Zittern wird in Folge mehr Wärme an den Raum abgegeben.

Auch bei warmem Umgebungsklima wird die Wärmeabgabe steigen. Da bei hoher

⁵² Vgl. CEN, "DIN EN ISO 7933 2004D: Analytische Bestimmung und Interpretation der Wärmebelastung" Anhang C.

⁵³ Vgl. DIN / FNErg, "DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes" Anhang A.

⁵⁴ Vgl. VDI, "VDI 2078; Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume" Anhang A1.

Raumtemperatur der Mensch nur wenig Wärme über sensible Wärmeabgabemechanismen abgeben kann und die Temperaturdifferenz ($T_{cl} - T_{im}$) zu klein ist, muss ein größerer Teil über den Schweißfluss (latent) abgegeben werden. Im Gegensatz zur sensiblen Wärmeabgabe hat der Körper Arbeit zu leisten um einen anhaltenden Schweißfluss zu gewährleisten. Diese Form der „Schwitzarbeit“ erhöht wiederum die metabolische Rate und es kommt zu einer erhöhten Wärmeabgabe.

Bei Untersuchungen in Fahrerständen aktueller Projekte, konnten PMV's von -1,5 bis +2 festgestellt werden (Annahmen zur thermischen Umgebung siehe 3.2.1.). Das Empfinden bei warmer Umgebung reichte demnach maximal bis zu „Warm“. Dieser Umstand zeigt, dass im Fahrerstand extreme Bedingungen nicht zu erwarten sind und eine hohe Schwitzbelastung daher ausgeschlossen werden kann.

Wie bereits in 2.2.2.4 erwähnt, sinkt die Gesamtwärmeabgabe des menschlichen Körpers nur unter der Voraussetzung, dass dieser nicht ausreichend Feuchte an die Umgebung abgeben kann. In Tabelle 3.1 ist die maximale Schweißabgabe in Abhängigkeit der Lufttemperatur (T_{im}) und relativer Luftfeuchte (φ) dargestellt, welche mittels Gl. 2.22 berechnet wurde.

		relative Luftfeuchte φ									
		0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Lufttemperatur T_{im} in °C	15	226	218	211	204	197	189	182	175	168	160
	16	231	224	216	208	200	192	184	176	168	160
	17	238	229	220	211	203	194	185	177	168	159
	18	244	234	225	215	206	196	187	177	168	158
	19	251	240	230	220	209	199	188	178	168	157
	20	258	247	235	224	212	201	190	178	167	155
	21	266	253	241	228	216	203	191	178	166	153
	22	274	260	247	233	219	206	192	178	165	151
	23	283	268	253	238	223	208	193	178	163	148
	24	292	276	259	243	226	210	193	177	160	144
	25	302	284	266	248	230	212	194	176	158	140
	26	313	293	274	254	234	214	194	174	154	134
	27	325	303	281	259	238	216	194	172	150	128
	28	338	314	290	266	241	217	193	169	145	121
	29	352	325	299	272	245	219	192	166	139	112
	30	367	338	308	279	249	220	191	161	132	102
	31	384	351	319	286	254	221	188	156	123	91
32	402	366	330	294	258	222	186	149	113	77	
33	423	383	342	302	262	222	182	142	101	61	
34	446	401	356	311	266	222	177	132	87	43	
35	471	421	371	321	271	221	171	121	71	21	

Tabelle 3.1: Maximale Wärmeabgabe durch Verdunstung auf der Haut in Abhängigkeit der Lufttemperatur und der relativen Luftfeuchte.

Obige Tabelle zeigt die maximale Wärmeabgabemöglichkeit durch Verdunstung auf der Haut in W/m^2 . Grün hinterlegt ist jener thermische Bereich, welcher nach den Vorgaben der EN 14813⁵⁵ für Fahrerstände zulässig ist. Im Grau hinterlegten Bereich kann der Mensch die notwendige Wärmemenge nicht vollständig abgeben und Überhitzung droht ($< 45 W/m^2$ / Berechnung dazu unten).

⁵⁵ Vgl. CEN, "EN 14813-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 1: Behaglichkeitsparameter" 19.

Die Besetzungsvorgabe der EN 14813 zeigt (Abbildung 2.7), dass mit einer maximalen latenten Wärmeabgabe von $\sim 85 \text{ W}$ zu rechnen ist (bei $A_{Du} = 1,8 \text{ m}^2$). Auf einen Quadratmeter bezogen ergeben sich daher $\sim 48 \text{ W/m}^2$. Davon entfallen $\sim 3 \text{ W/m}^2$ auf den feuchten Anteil der Atmung, welcher hier abgezogen werden kann, da dieser nicht über die Haut abgegeben wird. Mit dem sich so ergebenden $q_{l,max} \sim 45 \text{ W/m}^2$ kann die Tabelle 3.1 verglichen werden.

Unter der Annahme, dass der Mensch sich solange im Fahrzeug befindet, dass er sich an das Raumklima gewöhnt hat, ist demnach erst bei Raumlufttemperaturen von über 34°C und einer relativen Luftfeuchte von 90 % mit einer Abnahme der Wärmeabgabe zu rechnen. Als Konsequenz kann der Körper die Wärme nicht mehr abgeben und beginnt zu überhitzen. Selbst bei erhöhter Aktivität (Annahme +100 % $\rightarrow Q_i \sim 90 \text{ W/m}^2$) kann in der, durch die Norm vorgegebenen, zulässigen Umgebung noch genug Feuchte abgegeben werden.

Es zeigt sich demnach, dass nur bei sehr extremen Innenraumbedingungen der Mensch nicht in der Lage wäre sich ausreichend zu kühlen. Um diese Rückschlüsse auf die Besetzungsvorgaben zu übertragen, könnte das Diagramm wie in Abbildung 3.1 aussehen.

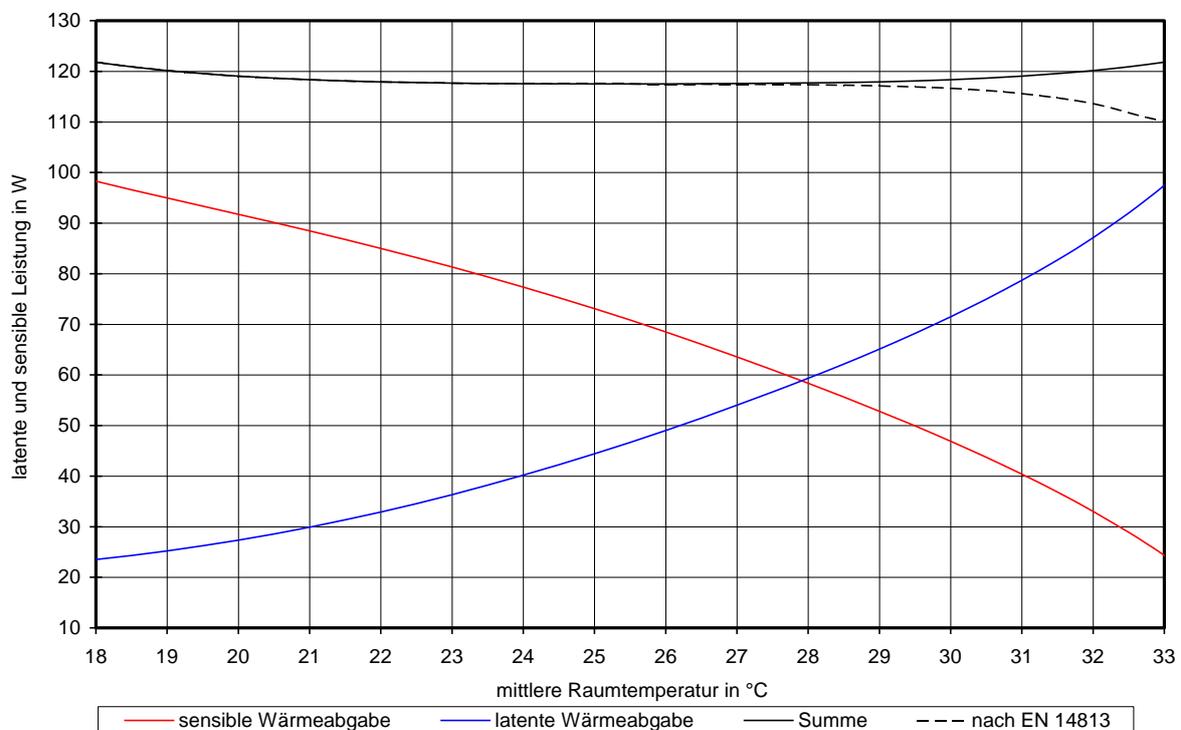


Abbildung 3.1: Modifizierte Wärmeabgabekurven des Menschen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

Diese schematische Darstellung integriert die Vermutung, dass im Bereich des Schwitzens eine erhöhte Wärmeabgabe erfolgen wird, da Schwitzen mit Arbeit verbunden ist. Zum Vergleich ist die Original-Besetzungsvorgabe der EN 14813 strichliert dargestellt. Deren Absenken im hohen Temperaturbereich ist nicht nachvollziehbar, da weder Aktivität noch Wärmeabgabevermögen, im hier betrachteten Fall des Fahrerstandes, beschränkt sind.

Die genaue Berechnung des Anstiegs der Gesamtwärmeabgabe im warmen Temperaturbereich hätte den Rahmen dieser Arbeit gesprengt, welche sich auch auf die Simulationsmethoden bezieht. Da der zulässige Temperaturbereich von Fahrerständen nicht über 30°C hinausreicht und die zu erwarteten Unterschiede daher relativ gering sind, wird in der weiteren Arbeit mit einer, im warmen Temperaturbereich, konstanten Gesamtwärmeabgabe gerechnet.

unterwegs. Bei den Österreichischen Bundesbahnen (ÖBB) sind derzeit 164 von 1434 Fahrzeuglenkern weiblichen Geschlechts (Stand Dezember 2010) und stellen damit ~ 11 % aller Zugführer⁶³. Wird der geschlechtsspezifische Überhang zu den Männern berücksichtigt, wird die durchschnittliche Oberfläche der Personen im Fahrerstand weiter erhöht.

Bezeichnet ν den Anteil an Frauen ($\nu = 0,11$), ergibt sich die aktuelle Durchschnittskörperoberfläche der Zugführer zu

$$A_{Du} = (1 - \nu) \cdot A_{Du,Mann} + \nu \cdot A_{Du,Frau} \quad \text{Gl. 3.3}$$

	Anteil des Geschlechts	Länge in m	Gewicht in kg	A_{Du} in m^2	$\emptyset A_{Du}$ in m^2	Im Vergleich zu $1,8 m^2$
♂	0,50	1,79	83	2,02	1,88	+4,4%
♀	0,50	1,67	67	1,75		
♂	0,89	1,79	83	2,02	1,99	+10,5%
♀	0,11	1,67	67	1,75		

Tabelle 3.3: Veränderung der Körperoberfläche auf Grund der realistischen Körpermaße.

Jeder der in Kapitel 2.2.2 genannten Wärmeabgabemechanismen ist linear proportional zur Körperoberfläche. Eine Erhöhung von A_{Du} um gezeigte 4,4 % bewirkt demnach eine ebensolche Erhöhung der Wärmeabgabe.

Da die menschlichen Körpermaße auch von Land zu Land unterschiedlich sein können („große Nordländer, kleine Südländer“), sollte es auch eine entsprechende Anpassungsmöglichkeit in der Vorgabe der Norm geben. Eine Möglichkeit wäre es, eine Tabelle einzufügen, in der die Körpermaße der Länder aufgeführt sind. In weiterer Folge könnten die Kurven der Wärmeabgaben auf die Körperoberfläche bezogen werden. Durch einfache Multiplikation mit der anzuwendenden Körperoberfläche könnte somit jedes Land mit der lokal zu erwartenden Wärmeabgabe simuliert werden.

3.1.3 Aktivität der Menschen in Schienenfahrzeugen

Wie in Kapitel 2.2.1.1 beschrieben, ergibt die Definition für einen in Ruhe sitzenden Menschen eine metabolische Rate von 1 met (= 58,15 W/m²).

Ein Fahrer am Führerstand eines Schienenfahrzeuges ist allerdings nicht in vollkommener Ruhe. Ähnlich dem Fahren eines Automobils ist große Konzentration nötig, um keine Ampelschaltung, Schilder o.ä. zu verpassen. Zudem muss in Stationen der reibungslose Ein- und Ausstieg der Fahrgäste überwacht werden. Auch wenn an sich keine dieser Tätigkeiten als schwere Arbeit zu beschreiben ist, erhöht sich der Energieumsatz, gegenüber jenem eines ruhenden Menschen, merkbar.

Nur wenige Quellen geben direkte Hinweise auf den Energieumsatz eines Fahrers von Schienenfahrzeugen. In der EN 8996⁶⁴ ist der Energieumsatz eines Straßenbahnfahrers mit 80 – 115 W/m² angegeben. Der niedrigere Wert ist für sitzende Fahrer üblich, während der höhere Wert für stehende Fahrer gilt. Im Bereich der Fernverkehrszüge ist allerdings mit einer geringeren Arbeitsbelastung zu rechnen, da weniger Stationen und daher auch weniger Bewegungsabläufe nötig sind. Andere Quellen, z.B. ASHRAE⁶⁵, geben mit $H/A_{Du} = 70 \text{ W/m}^2$

⁶³ Vgl. ÖBB-Personenverkehr AG PR & Öffentlichkeitsarbeit / Thomas Berger, „Anteil der weiblichen Zugführer bei den ÖBB.“

⁶⁴ Vgl. DIN / FNErg, „DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes,“ 20.

⁶⁵ Vgl. ASHRAE, 1997 ASHRAE Handbook Fundamentals, 8.6.

geringere Werte an. In Anbetracht moderner Schienenfahrzeuge, bei denen im Fahrerstand viele Tätigkeiten automatisiert erfolgen, kann als Abschätzung die metabolische Rate zu 70 W/m^2 angenommen werden. Gegenüber den Annahmen in der einschlägigen Norm ($H/A_{Du} = 65 \text{ m}^2$; $A_{Du} = 1,8 \text{ m}^2$; $H = 117 \text{ W}$) ergibt sich ein Unterschied von + 7 %.

Da die für Zugführer getroffenen Annahmen nicht direkt auf andere Personen in Fahrzeugen übertragbar sind, werden hier noch zusätzliche Aussagen über andere Aktivitätsbereiche in Fahrzeugen angegeben.

In Reisezügen versuchen die meisten Fahrgäste die Fahrt zu genießen und werden entspannt sitzen. Aber auch dort gibt es arbeitende Menschen und solche, welche sich die Zeit mit Lesen, Spielen u.ä. vertreiben. Angesichts dessen, ist wohl die Annahme einer leicht erhöhten Aktivität ($1,05 \text{ met} \sim 61 \text{ W/m}^2$) eine gute Schätzung.

Die Evaluierung der Wärmeabgabe von Fahrgästen in Nahverkehrszügen ist nur schwer möglich. Da diese Personen meist nur für kurze Zeit im Fahrzeug sind und deren Wärmeabgabe daher nicht im Gleichgewicht mit dem körpereigenen Energieumsatz sein wird, können, im Rahmen dieser Arbeit, keine exakten Aussagen getroffen werden.

Fahrer von Automobilen (PKW, LKW, Bus...) können einen erheblich größeren Energieumsatz haben. Nach EN ISO 8996⁶⁶ sind Werte bis zu 125 W/m^2 möglich. Erhöhte Werte sind dadurch verursacht, da größere Hand- und Beinarbeit (Lenken am Lenkrad, Kuppeln, etc.) geleistet werden muss. Gerade im Straßenverkehr hängt der Energieumsatz aber auch sehr stark von der Art des Verkehrs ab (PKW, LKW; Stau; Stadt, Autobahn, etc.).

Stehende Fahrgäste

Der körpereigene Energieumsatz ist im Stehen gegenüber jener im Sitzen nach EN 8996⁶⁷ um 15 W/m^2 erhöht. Durch die Notwendigkeit sich festzuhalten um bei unruhiger Fahrweise einen Sturz zu vermeiden, wird noch zusätzlich Energie verbraucht. Nach obiger Quelle (EN 8996) kann der Energieumsatz stehender Personen mit leichter Tätigkeit zu $H/A_{Du} \sim 100 \text{ W/m}^2$ abgeschätzt werden.

In Metrozügen mit hohem Stehplatzanteil steigt dadurch die durchschnittliche Wärmeabgabe gegenüber der Norm nochmals deutlich an. Im V-Wagen der Wiener U-Bahn sind 260 Sitzplätze und 618 Stehplätze vorhanden⁶⁸. Der Stehplatzanteil beträgt demnach $\zeta \sim 70 \%$ und sollte in der Simulation entsprechend berücksichtigt werden.

In Abbildung 3.2 sind nun die Aktivitätsniveaus für verschiedene Fahrzeugtypen aufgelistet.

⁶⁶ Vgl. DIN / FNErg, "DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes," 20.

⁶⁷ Vgl. DIN / FNErg, "DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes" Anhang A2.

⁶⁸ Vgl. Wikipedia, "U-Bahn Wien: Typ V."

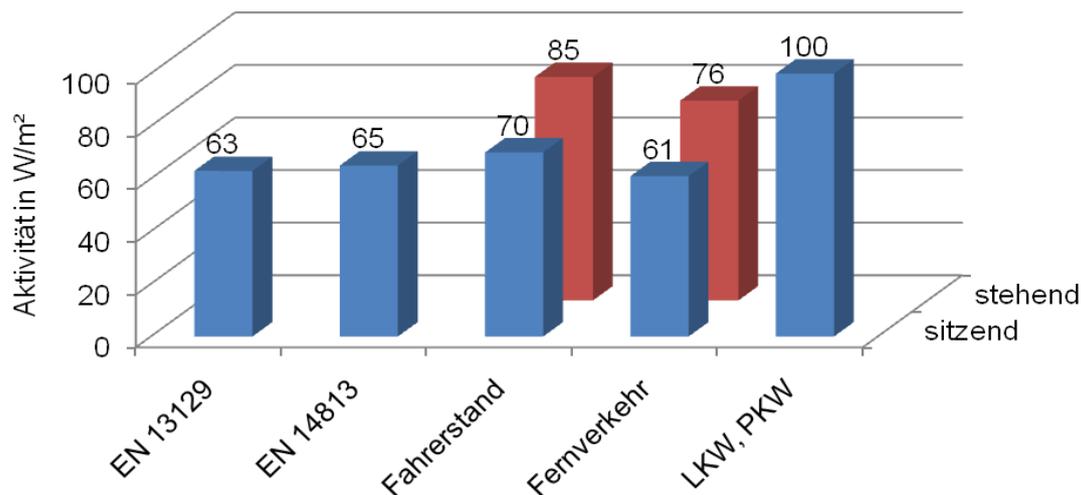


Abbildung 3.2: Wärmeabgabe auf Grund des Aktivitätsniveaus für verschiedene Tätigkeiten.

Die beiden ersten Reihen (in der Abbildung links) geben das Aktivitätsniveau der Normvorgaben an. Bei diesen wird nicht zwischen stehend und sitzend unterschieden. Rechts davon sind die Abschätzungen des Autors zusammengefasst dargestellt.

3.1.4 Überblick über die Gesamtwärmeabgabe des Menschen

Mit den in 3.1.2 und 3.1.3 angegebenen Werten zur Körperoberfläche und Aktivität kann nun die gesamte Wärmeabgabe berechnet werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3.4 angeführt.

Gültigkeitsbereich		A_{Du} in m^2	H/A_{Du} in W/m^2	H in W	Unterschied zur Referenz
EN 14813		1,80	65	117,0	0,0 %
Fahrerstand	sitzend	1,88	70	131,6	+12,5 %
	stehend	1,88	85	159,8	+36,6 %

Tabelle 3.4: Gesamtwärmeabgabe des Menschen in Abhängigkeit der Aktivität und Körpergröße.

Grau hinterlegt ist die Gesamtwärmeabgabe der EN 14813, nach der aktuell die Besetzungssimulation geregelt wird. Für A_{Du} ist der durchschnittliche, arbeitende Deutsche des Jahres 2009 gewählt.

Die Resultate sind signifikant höher als die von der Norm angegebenen 117 W. Eine Anpassung der Norm an aktuelle Körpermaße wäre im Sinne einer realistischen Simulation wünschenswert. Um das Aktivitätsniveau eines Zugführers exakt zu beschreiben und wissenschaftlich bestätigen zu können, wären aber Untersuchungen an Probanden nötig. Die getätigten Annahmen zum Aktivitätsgrad sind daher als Abschätzung zu betrachten.

Auswirkung auf die Art der Wärmeabgabe

Wird die Wärmeabgabe wie in Tabelle 3.4 angepasst, muss berücksichtigt werden, dass in der Folge auch die Art der Wärmeabgabe anzupassen ist.

Änderung der Körperoberfläche

Da alle Wärmeabgabemechanismen proportional zur Körperoberfläche sind (Vgl. 2.2.2), erhöht sich auch die Wärmeabgabe direkt proportional dazu. Wird, zum Beispiel, A_{Du} um 5 % erhöht, steigt im gleichen Maße die latente als auch die sensible Wärmeabgabe.

Änderung der Aktivität

Anders verhält es sich bei Veränderung des Aktivitätsgrades. Die sensible Wärmeabgabe ist nur im geringen Maße von der Aktivität beeinflusst. Die sensible Atmung ist zwar direkt von der Aktivität beeinflusst, kann aber, auf Grund des geringen Anteils am Gesamten ($L < 2 \text{ W}$), vernachlässigt werden.

Die Wärmeabgaben durch Konvektion und Strahlung sind von der Kleidungstemperatur beeinflusst. Nach Fanger verringert sich diese bei Erhöhung der Aktivität, da auch die Haut auf Grund der stärkeren latenten Wärmeabgabe und der damit verbundenen Verdunstung abkühlt. Eine Verringerung der Kleidungsoberflächentemperatur verringert wiederum die sensiblen Wärmeverluste. Eine Erhöhung der Aktivität um 10 % senkt diese Wärmeabgaben, je nach Lufttemperatur, um bis zu 0,5 W. Änderungen in der Aktivität sind also auch hier vernachlässigbar. In Summe kann die sensible Wärmeabgabe als von der Aktivität unabhängig angenommen werden.

Die Erhöhung des Energieumsatzes, bedingt durch den höheren Aktivitätsgrad, kann daher nur über den Anstieg latenter Wärmeabgabemechanismen ausgeglichen werden.

Ist q_s^* und q_l^* die von der Besetzungskurve vorgegebene Wärmelast (in W/m^2), so ergeben sich die Wärmeabgaben zu:

$$Q_s = q_l^* \cdot A_{Du} \quad \text{Gl. 3.4}$$

$$Q_l = Q_l^* + \Delta Q_l^* = \left[q_l^* + \left(\frac{H}{A_{Du}} - 65 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right) \right] \cdot A_{Du} \quad \text{Gl. 3.5}$$

3.2 Die Wärmeabgabemechanismen in Schienenfahrzeugen

Für eine realistische Besetzungssimulation ist es wichtig, dass, neben der gesamten Wärmeabgabe, auch das Verhältnis zwischen latenter und sensibler Wärmeabgabe stimmt. Wie in 2.2.2 gezeigt, sind die einzelnen Wärmeabgabemechanismen nicht nur von der Raumlufthtemperatur, sondern auch von der Strahlungstemperatur der Umschließungsflächen, der relativen Luftfeuchte und der Luftgeschwindigkeit abhängig. Die zur Berechnung der Wärmeabgabemechanismen angegebenen Formeln wären, in einer praktischen Anwendung, nur mit großem Aufwand in die Regelung implementierbar.

Üblicherweise verwenden Normen (z.B. VDI 2078⁶⁹) deshalb Annahmen, welche nahe liegend (z.B. $T_{\text{mt}} = T_{\text{im}}$, $\varphi = \text{konst.}$) und für Bürobauten oder Häuser gute Näherungen sind. In Schienenfahrzeugen muss das Raumklima aber auf Grund der speziellen Raumgestaltung und des weiten Einsatzbereiches (Winter, Sommer) als wechselhaft und daher imperfekt betrachtet werden.

In diesem Kapitel soll daher die Frage beantwortet werden, wie sich die Wärmeabgabe des Menschen in Fahrerständen von jener in Bürobauten unterscheidet. Es werden dabei realistische, thermische Umgebungsparameter, wie sie in modernen Schienenfahrzeugen auftreten, berücksichtigt.

3.2.1 Realistische thermische Umgebungsparameter

Folgend werden, ausgehend von Messungen in modernen Schienenfahrzeugen, welche früher im Klima-Wind-Kanal getestet wurden, realistische Bereiche für Umgebungsparameter angegeben.

Die in den Unterpunkten angeführten Angaben zu Temperatur, Luftfeuchte usw. stellen dabei nur eine Abschätzung für die hier angestrebte Berechnung der Wärmeabgaben dar. Jedwede Bewertung, ob Behaglichkeitsparameter als „Erfüllt“ oder „Nicht Erfüllt“ angesehen werden würden, ist nicht Ziel dieses Kapitels.

Strahlungstemperatur

Da der Sollwert der Raumlufthtemperatur (T_{ic}) in einem weiten Bereich der Außentemperatur ($-40^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{em}} \leq +20^{\circ}\text{C}$) bei $+20^{\circ}\text{C}$ liegt (Abbildung 2.1, S. 7), muss davon ausgegangen werden, dass die Außentemperatur auch erheblichen Einfluss auf die Strahlungstemperatur hat. Je kälter die Außentemperatur, desto kälter werden auch die Oberflächen im Inneren sein.

Die Strahlungstemperatur der Umgebung kann, wie z.B. in ASHRAE⁷⁰ gezeigt, sehr genau berechnet werden. Für die hier präsentierte Arbeit soll eine Abschätzung ausreichend sein. Als solche kann die auf die Fläche gewichtete Oberflächentemperatur der Umschließungsflächen angenommen werden (Gl. 3.7)⁷¹.

Im Zuge dieser Arbeit wurden an mehreren Testobjekten im Klima-Wind-Kanal Wien die Oberflächentemperaturen der Umschließungsflächen erfasst. Aus diesen Messergebnissen wurden die mittleren Strahlungstemperaturen, in Abhängigkeit der Umgebungsparameter (T_{im} , T_{em}), berechnet. Die zu Grunde liegenden Annahmen bezüglich der Flächenanteile sind

⁶⁹ VDI, "VDI 2078; Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume," Kap. 5.

⁷⁰ ASHRAE, 1997 ASHRAE Handbook Fundamentals, 8.11.

⁷¹ DIN, "DIN 1946 Teil 2: Raumlufthtechnik. Gesundheitstechnische Anforderungen."

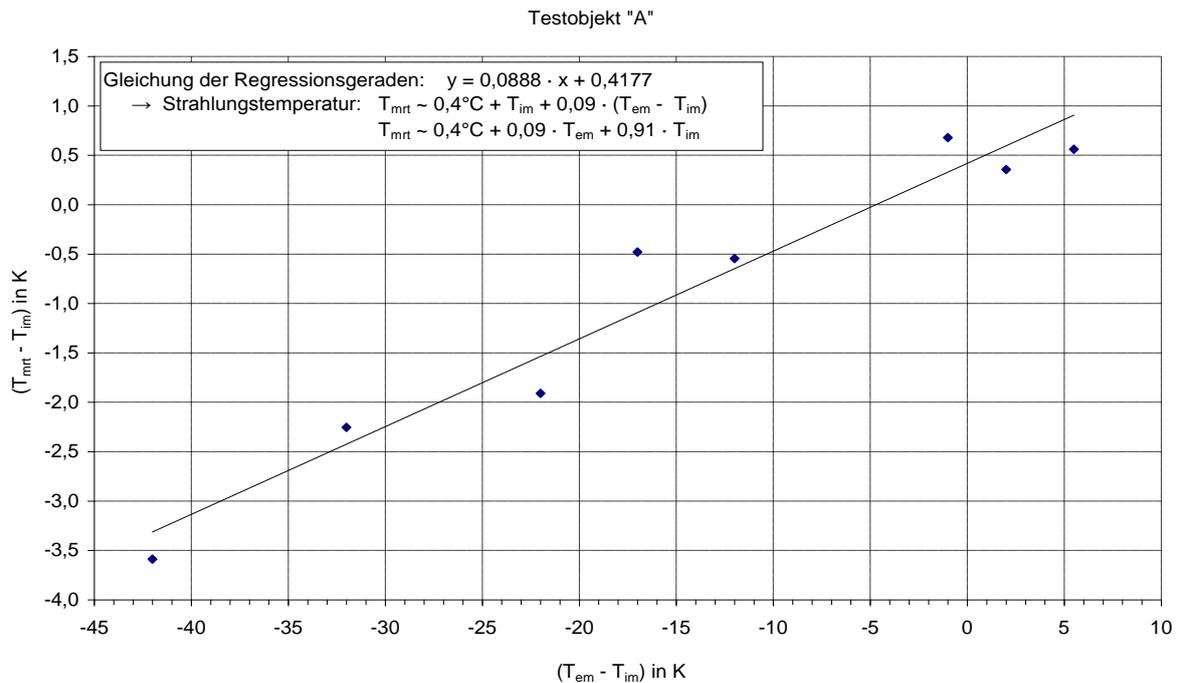


Abbildung 3.3: Abhängigkeit der mittleren Strahlungstemperatur von T_{im} und T_{em} .

Obiges Bild ist das Ergebnis der Berechnung am Beispiel eines Fahrerstandes eines Fernverkehrszuges für Italien ($-20^{\circ}\text{C} < T_{em} < 35^{\circ}\text{C}$). Sowohl auf der x- als auch auf der y-Achse wurde die Differenz zur mittleren Raumtemperatur (T_{im}) aufgetragen. Dadurch ist schnell erkenntlich, um welchen Betrag sich die Strahlungstemperatur (T_{mrt}) von der Raumtemperatur (T_{im}) unterscheidet (in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zur Außentemperatur T_{em}).

Relative Luftfeuchte

Moderne Fahrerstände werden in der Regel mit einer separaten Klimaanlage, welche von jener des Fahrgastraumes getrennt ist, klimatisiert. Das hat auch zur Auswirkung, dass die wahrscheinliche Luftfeuchte besser abgeschätzt werden kann. Da die Besetzung in Fahrerständen im Normalbetrieb aus einer Person besteht und diese nur wenig Feuchte in Form von regennasser Kleidung oder Schnee in die Räumlichkeit einbringt, kann die relative Luftfeuchte im Inneren als von wetterfremden Einflüssen unabhängig angenommen werden.

Ähnlich zur Berechnung der Strahlungstemperatur in 3.2 kann auch die relative Luftfeuchte in Abhängigkeit der relevanten thermischen Parameter (T_{em}) berechnet werden. Insbesondere die Temperatur der Außenluft hat großen Einfluss auf den Feuchtegehalt der Mischluft, welche dem Fahrerstand zugeführt wird. Ähnlich zu Flugzeugen, ist auch hier bei kalten Außenbedingungen ein trockenes Innenraumklima zu erwarten. Da hier nur eine Abschätzung notwendig ist, sind in Abbildung 3.4 die Beeinflussung durch Innenraumtemperatur (T_{im}) und Feuchtegehalt der Außenluft vernachlässigt.

Die Ergebnisse der Testobjekte ähneln einander, sind aber nur mit großem Fehler zu Linearisieren. Die gezeigte Näherung (in Abbildung 3.4 Schwarz eingezeichnet) wird trotzdem angegeben, da diese bessere Ergebnisse liefert als die Annahme einer konstanten Luftfeuchte. Die relative Luftfeuchte ergibt sich in Abhängigkeit der Außentemperatur zu:

$$\varphi = 0,0265 \cdot T_{em} + 0,07 \text{ (Absolutwert)} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Da die oben angegebene Formel bei kalten oder heißen Außentemperaturen Werte erreicht, welche unsinnig (< 0) oder höher als zulässig sind, ist diese nur im Bereich ($0^{\circ}\text{C} \leq T_{em} \leq 20^{\circ}\text{C}$) sinnvoll einzusetzen. Unterhalb kann mit $\varphi \sim 0,07$ und oberhalb mit $\varphi \sim 0,6$ gerechnet werden.

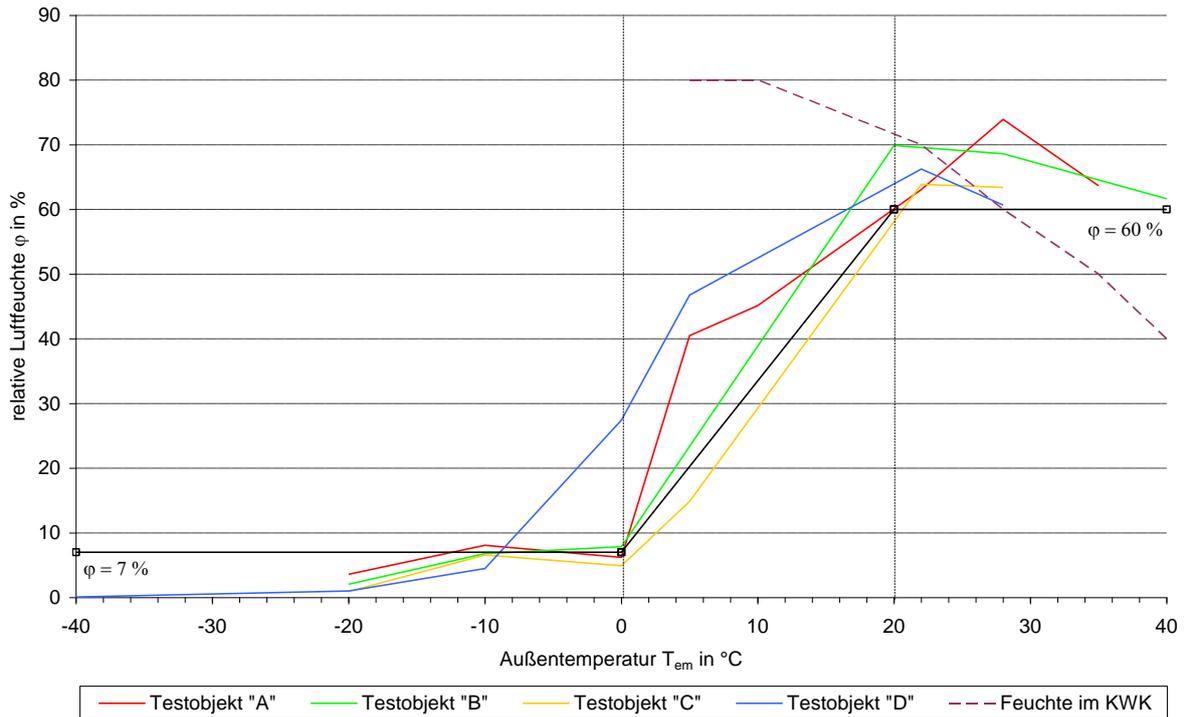


Abbildung 3.4: Relative Luftfeuchte des Fahrerstandes in Abhängigkeit der Außentemperatur.

Da die relative Luftfeuchte in den Testobjekten durchaus stark unterschiedlich war (z.B. "C" und "D" bei $T_{em} = 0^\circ\text{C}$), kann in Schwarz nur eine grobe Näherung angegeben werden. Braun dargestellt ist die relative Luftfeuchte der Außenluft und soll hier die Versuchsparameter komplettieren. Unterhalb des hier eingezeichneten Bereiches wird die Luftfeuchte im Klima-Wind-Kanal nicht geregelt.

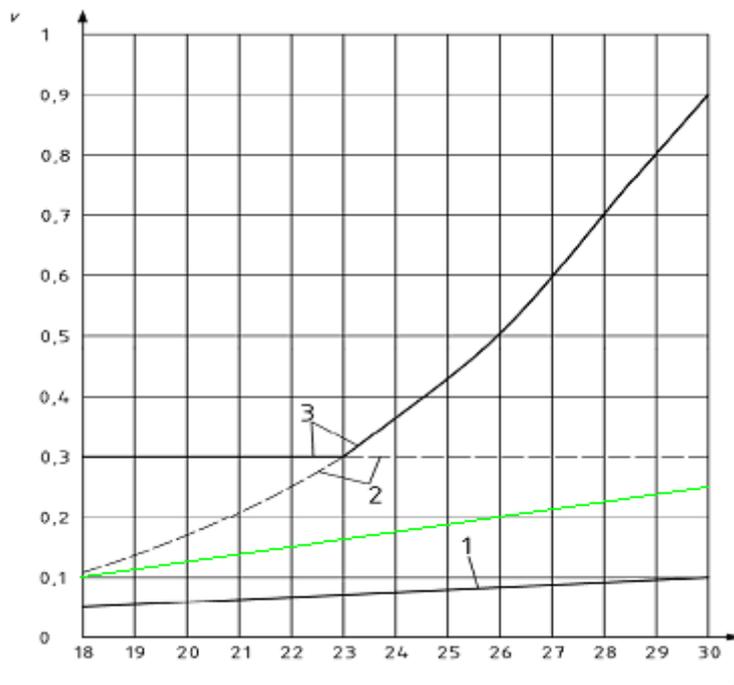


Abbildung 3.5: Wahrscheinliche Luftgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

Grün ist die vom Autor angenommene, angenäherte Luftströmung dargestellt. Die Linien 1-3 stellen die unteren, bzw. oberen Grenzwerte der zulässigen Luftgeschwindigkeit dar (siehe auch Abbildung 2.2).

Luftgeschwindigkeit

Der von der EN 14813 als zulässig angegebene Bereich der Luftgeschwindigkeit steigt mit der Raumtemperatur. Messungen an den Testobjekten haben gezeigt, dass die mittlere Geschwindigkeit in der Behaglichkeitszone ebenfalls mit der Raumtemperatur steigt und nur selten höher als 0,25 m/s ist. Für die folgenden Berechnungen soll ein linearer Strömungsverlauf angenommen werden, welcher bei $T_{im} = 18^\circ\text{C}$ mit $v = 0,10$ m/s beginnt (Abbildung 3.5).

Das wahrscheinliche Raumklima

In Abhängigkeit der Innenraumtemperatur (T_{im}) können nun Strahlungstemperatur, relative Luftfeuchte und Luftgeschwindigkeit näherungsweise angegeben werden. Damit sind exaktere Aussagen zum Wärmeabgabeverhalten des Menschen, in alleiniger Abhängigkeit der Innenraumtemperatur, möglich.

Die Sollwertvorgabe der Innenraumtemperatur definiert die Raumtemperaturen in Abhängigkeit der Außentemperatur (Abbildung 3.6 nach Gl. 2.1).

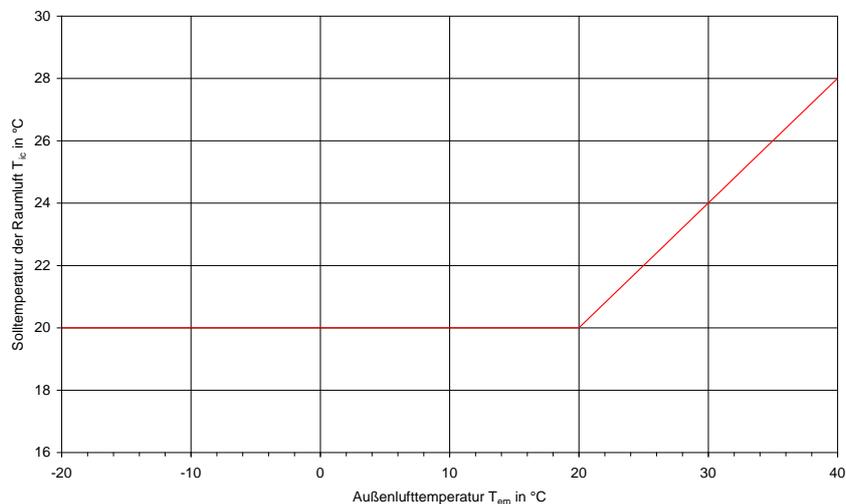


Abbildung 3.6: Sollwert der Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach EN 14813.

Demzufolge dürften Lufttemperaturen $< 20^\circ\text{C}$ nicht auftreten (bei $\Delta T_{ic} = 0^\circ\text{C}$) und sind daher, für die hier getätigten Betrachtungen zur Wärmeabgabe des Menschen, nicht ausreichend definiert. Aus diesem Grund werden in Tabelle 3.6 zwei unterschiedliche Möglichkeiten angeführt, welche derart niedere Raumtemperaturen erfordern können. Diese unterscheiden sich nur in der vorhandenen Außentemperatur. Tabelle 3.6.a repräsentiert dabei sehr kaltes Außenklima, bei dem die Heizleistung des Fahrzeuges unzureichend ist, während Tabelle 3.6 b wärmeres Außenklima darstellt, bei welchem der Fahrer bewusst den Sollwert der Raumtemperatur senkt ($\Delta T_{ic} < 0$). Diese Unterscheidung wird in den folgenden Berechnungen zeigen, wie groß die Auswirkung der Außentemperatur auf die Wärmeabgabe ist.

Im höheren Raumtemperaturbereich ($T_{im} > 20^\circ\text{C}$) sind beide Klimazustände identisch. Die Zuordnung zur Außentemperatur erfolgt gemäß der normativen Sollwertvorgabe (Gl. 2.1).

Für die Bewertung der Wärmeabgabe ist es durchaus bemerkenswert, dass bei gleich bleibender Raumtemperatur (T_{im}), die Strahlungstemperatur (T_{mrt}) um $\sim 4^\circ\text{C}$ und die relative Luftfeuchte um $\sim 45\%$ variieren kann.

	„Kalt“				„Warm“				
	T _{im} in °C	T _{em} in °C	T _{mrt} in °C	φ	T _{im} in °C	T _{em} in °C	T _{mrt} in °C	φ	
Die kältere Außenluft sorgt für niedrigere Strahlungstemperaturen und trockenere Luft.	18,0	-20,0	14,5	7,0%	18,0	16,0	18,1	49,4%	Die wärmere Außenluft sorgt für höhere Strahlungstemperaturen und feuchtere Luft.
	18,5	-10,0	16,0	7,0%	18,5	17,0	18,7	52,1%	
	19,0	0,0	17,4	7,0%	19,0	18,0	19,2	54,7%	
	19,5	10,0	18,9	33,5%	19,5	19,0	19,8	57,4%	
	20,0	20,0	20,3	60,0%	20,0	20,0	20,3	60,0%	
	21,0	22,5	21,5	60,0%	21,0	22,5	21,5	60,0%	
	22,0	25,0	22,6	60,0%	22,0	25,0	22,6	60,0%	
	23,0	27,5	23,8	60,0%	23,0	27,5	23,8	60,0%	
	24,0	30,0	24,9	60,0%	24,0	30,0	24,9	60,0%	
	25,0	32,5	26,1	60,0%	25,0	32,5	26,1	60,0%	
	26,0	35,0	27,2	60,0%	26,0	35,0	27,2	60,0%	
	27,0	37,5	28,4	60,0%	27,0	37,5	28,4	60,0%	
	28,0	40,0	29,5	60,0%	28,0	40,0	29,5	60,0%	
	29,0	42,5	30,7	60,0%	29,0	42,5	30,7	60,0%	
30,0	45,0	31,8	60,0%	30,0	45,0	31,8	60,0%		

Tabelle 3.6.a und b: Realitätsnahe Klimazustände im Fahrerstand.

Die Unterscheidung obiger Klimazustände findet nur im niederen Raumtemperaturbereich (T_{im} < 20°C) statt. Es unterscheidet sich die Außentemperatur (T_{em}) und als Folge dessen sind die berechneten Werte zu Strahlungstemperatur (T_{mrt}, Gl. 3.8) und relativer Raumluftfeuchte (φ, Gl. 3.9) unterschiedlich.

Kleidungsoberflächentemperatur

Als weiterer wichtiger Parameter ist die Kleidungsoberflächentemperatur zu sehen. Diese kann in Abhängigkeit der Umgebungsparameter iterativ bestimmt werden (siehe Gl. 2.14 in Kap. 2.2.2.2).

$$T_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (H - W) - I_{cl} \cdot \left\{ 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \left[(T_{cl} + 273 \text{ °C})^4 - (T_{mrt} + 273 \text{ °C})^4 \right] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_{im}) \right\}$$

– I_{cl} Isolationwert der Kleidung in m²K/W

Der für die Berechnung notwendige Kleidungsisolationsfaktor ist ein persönlicher Parameter welcher grundsätzlich individuell ist. Als Näherung werden hier Vorgaben des niederländischen Eisenbahnbetreibers Nederlandse Spoorwegen N.V. verwendet. Dieser erstellte für Komfortmessungen eine Formel, welche den Isolationfaktor der Bekleidung in Abhängigkeit der Außentemperatur beschreibt.

$$I_{cl} = 0,14 - 0,00202 \cdot T_{em} + 0,031 \quad \text{Gl. 3.9}^{72}$$

– I_{cl} Isolationwert der Kleidung in m²K/W

Der Summand 0,031 steht für die Isolationwirkung des Sitzes und kann entsprechend den vorhandenen Verhältnissen angepasst werden. Die in vielen Literaturquellen gebräuchliche Einheit clo ist gemäß dem Zusammenhang 1 clo = 0,155 m²K/W umzurechnen.

In Tabelle 3.7 sind die Behaglichkeitswerte (PMV) entsprechend der beiden angenommenen Klimazustände berechnet. Für den Fall der kalten Außentemperaturen wurde I_{cl} nach obiger Formel berechnet. Um Vergleiche zu ermöglichen, wurde für den wärmeren Fall die Kleidung so angepasst, dass bei gleicher Raumtemperatur auch der PMV gleich ist.

⁷² Vgl. Sorgalla, "Prüfbericht_SLT," 19.

Im Gegensatz zur Kleidungswahl bei tiefen Temperaturen, wo der Mensch in der Regel beliebig viel Kleidung tragen könnte, kann sich der Fahrer bei hohen Temperaturen nicht nach Belieben entkleiden. Das Tragen eines kurzärmeligen Hemdes und leichter Hosen sind die Mindestanforderungen an die Arbeitskleidung. Diese Kleidungskombination entspricht nach EN ISO 7730 einem I_{cl} von $\sim 0,078 \text{ m}^2\text{K/W}$ ⁷³. Die mangelnde Fähigkeit, die Kleidung zu variieren, verursacht auch merkliches, thermisches Unbehagen. Mit den Parametern aus Tabelle 3.7 und einer maximalen Luftströmung von $v = 0,25 \text{ m/s}$ ergibt sich ein PMV von 1,96, was dem Empfinden von „Warm“ entspricht.

T_{im} in °C	T_{em} in °C	T_{mrt} in °C	φ	v in m/s	I_{cl} in $\text{m}^2\text{K/W}$	PMV
18,00	-20,00	14,50	0,07	0,10	0,209	-0,97
18,50	-10,00	15,95	0,07	0,11	0,189	-0,96
19,00	0,00	17,40	0,07	0,11	0,169	-0,91
19,50	10,00	18,85	0,34	0,12	0,149	-0,85
18,00	16,00	18,10	0,49	0,10	0,157	-0,97
18,50	17,00	18,65	0,52	0,11	0,148	-0,96
19,00	18,00	19,20	0,55	0,11	0,141	-0,91
19,50	19,00	19,75	0,57	0,12	0,136	-0,85
20,00	20,00	20,30	0,60	0,13	0,129	-0,80
21,00	22,50	21,45	0,60	0,14	0,126	-0,54
22,00	25,00	22,60	0,60	0,15	0,121	-0,31
23,00	27,50	23,75	0,60	0,16	0,115	-0,07
24,00	30,00	24,90	0,60	0,18	0,110	0,17
25,00	32,50	26,05	0,60	0,19	0,105	0,43
26,00	35,00	27,20	0,60	0,20	0,100	0,71
27,00	37,50	28,35	0,60	0,21	0,095	1,00
28,00	40,00	29,50	0,60	0,23	0,090	1,30
29,00	42,50	30,65	0,60	0,24	0,085	1,63
30,00	45,00	31,80	0,60	0,25	0,080	1,96

Kleidung ist so angepasst, dass der PMV vergleichbar bleibt.

Thermisch neutraler Bereich

Tabelle 3.7: Umgebungsparameter und Kleidungsisolierung für zwei Klimazustände.

Die obige Tabelle zeigt die Unterschiede der Bekleidung, verursacht durch das Umgebungsklima. Die Kleidung wurde im blau hinterlegten Bereich nach Gl. 3.9 berechnet. Im rot hinterlegten Bereich wurde diese so variiert, dass der PMV, bei gleicher Innenraumtemperatur (T_{im}), gleich bleibt. Bei höheren Raumtemperaturen ($\geq 20^\circ\text{C}$) sind die Bekleidung und der Klimazustand für beide Varianten gleich.

Bei $T_{im} \sim 23^\circ\text{C}$ ergibt die oben beschriebene Kleidungskombination einen thermisch neutralen Behaglichkeitszustand.

Mit den so definierten Umgebungsparametern, welche in „Kalt“ und „Warm“ getrennt sind, lässt sich unter Miteinbeziehung der persönlichen Aktivität ($H/A_{Du} = 65 \text{ W/m}^2$) die Kleidungstemperatur berechnen. Wie in Abbildung 3.7 erkenntlich ist, verursacht die geringe Strahlungstemperatur bei kalten Außenbedingungen (blaustrichlierte Linie) auch einen merklichen Abfall der Kleidungstemperatur.

⁷³ CEN, "DIN EN ISO 7730_Analyt. Bestimmung und Interpretation der therm. Behaglichkeit," 28.

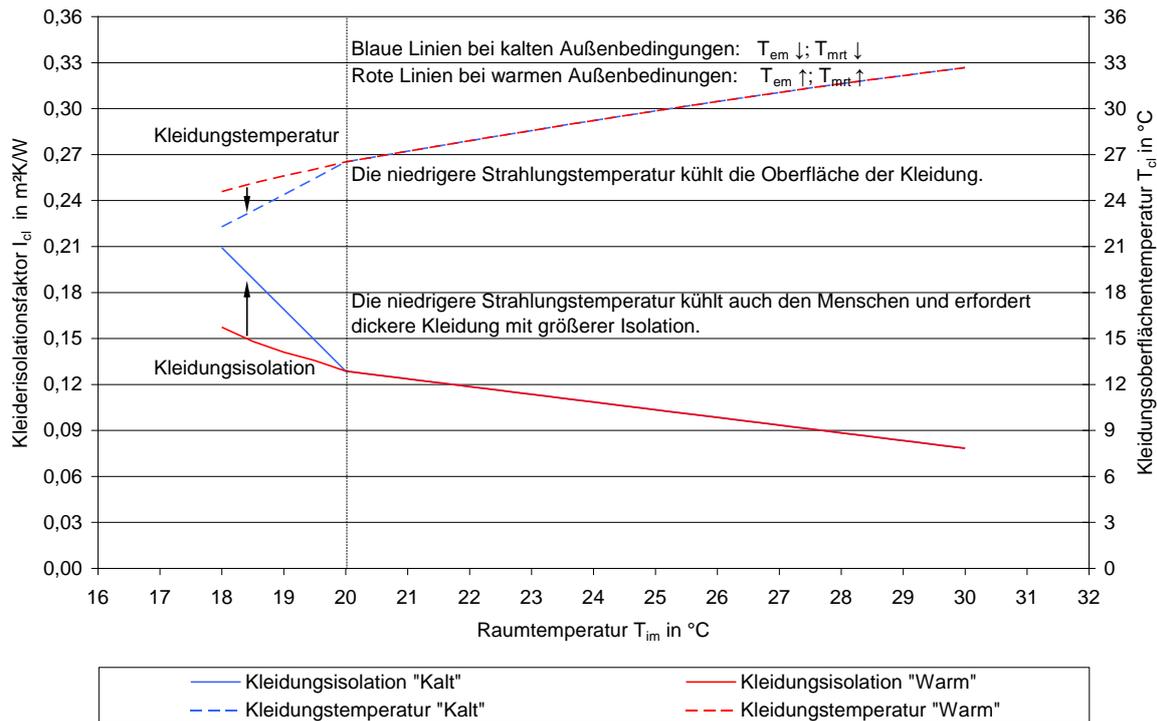


Abbildung 3.7: Kleidungsisolationswert und Kleidungsoberflächentemperatur in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

Für die weitere Berechnung der Wärmeabgabemechanismen sind nun alle Parameter auf einen, für Fahrerstände von Schienenfahrzeugen, sinnvollen Bereich eingegrenzt. Somit sind die Voraussetzungen gegeben, dass die Wärmeabgabe in alleiniger Abhängigkeit der Raumlufthtemperatur (T_{im}) berechnet werden kann und somit aussagekräftige Vergleiche zur Normvorgabe möglich sind.

In den folgenden Kapiteln wird nun, mit den oben präsentierten Randbedingungen, die Wärmeabgabe des Menschen berechnet. Dabei wird zwischen obigen Raumklimazuständen (Kalt, Warm) unterschieden. Der Aktivitätsgrad des Menschen wird mit $H/A_{Du} = 65 \text{ W/m}^2$ angenommen. Die Ergebnisse der Wärmeabgabemechanismen werden pro Quadratmeter Körperoberfläche angegeben.

Die Formeln zur Berechnung und deren Beschreibungen wurden bereits in 2.2.2 ausführlich behandelt. Es werden daher nur die wichtigsten Begriffe wiederholt, um das Verständnis zu vereinfachen.

3.2.2 Die sensible Wärmeabgabe

Da die sensiblen Wärmeabgabemechanismen hauptsächlich vom lokalen Temperaturunterschied abhängen, sind der Aktivitätsgrad der Person und die relative Luftfeuchte für die Berechnung der sensiblen Wärmeabgabe nahezu irrelevant.

Im Folgenden werden die Wärmeverluste für beide Klimazustände (Kalt, Warm) berechnet.

3.2.2.1 Sensible Wärmeabgabe durch Konvektion

Die Wärmeabgabe durch Konvektion ist nach Gl. 2.5 definiert durch

$$C = A_{Du} \cdot f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_{im}).$$

Die zu erwartende Luftströmung ($0,10 \text{ m/s} < v < 0,25 \text{ m/s}$) ist für den gesamten Temperaturbereich ausreichend stark, sodass erzwungene Konvektion vorherrscht.

Da die Strahlungstemperatur für die Konvektion irrelevant ist unterscheiden sich die beiden Verläufe nur auf Grund der Temperaturdifferenz zwischen Kleidung und Luft. Diese ist im Fall der kalten Außenumgebung geringer, da die Kleidungstemperatur geringer ist ($T_{mt} \downarrow \rightarrow T_{cl} \downarrow$). Somit verringern sich die konvektiven Wärmeverluste mit sinkender Außentemperatur. Bei $T_{im} = 18^\circ\text{C}$ ergaben die Berechnungen einen Unterschied, zwischen „Kalt“ und „Warm“, von $\sim 9 \text{ W/m}^2$ (siehe auch Abbildung 3.8 (1)). Oberhalb von 20°C verlaufen die Linien, wie zu erwarten, gleich, da die Umgebungsparameter identisch sind.

Entgegen der scheinbar logischen Vermutung, dass bei geringerer Außentemperatur (T_{em}) die Wärmeverluste höher wären, sind die Wärmeverluste durch Konvektion auf Grund der geringen Kleidungstemperatur (ΔT sinkt) sogar geringer.

3.2.2.2 Sensible Wärmeabgabe durch Strahlung

Die Wärmeabgabe durch Strahlung ist nach Gl 2.10 definiert durch:

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot A_{Du} \cdot [(T_{cl} + 273,15^\circ\text{C})^4 - (T_{mt} + 273,15)^4]$$

Die Wärmeverluste durch Strahlung (Abbildung 3.8 (2)) werden von der Strahlungstemperatur und damit von der Außenlufttemperatur (T_{em}) beeinflusst. Räume mit geringer Strahlungstemperatur erhöhen die Temperaturdifferenz und führen somit zu höheren Wärmeverlusten. Oberhalb von 20°C verlaufen die Linien gleich, da die Umgebungsparameter identisch sind.

3.2.2.3 Sensible Wärmeabgabe durch Atmung

Der sensible Wärmeverlust durch Atmung ist im Allgemeinen unabhängig von der Kleidung und der Außentemperatur (T_{em}) und wird nur von der Raumlufttemperatur und der Aktivität (Atemluftmenge) beeinflusst. Der formelle Zusammenhang ergibt sich nach Gl. 2.15 zu

$$L = \dot{m}_{re} \cdot c_p \cdot (T_{ex} - T_{im}).$$

Die Temperatur der ausgeatmeten Luft ist im geringen Maße vom Wassergehalt in der Raumluft abhängig. Mit steigender Luftfeuchte sinkt die Atemlufttemperatur im Zehntelgrad-Bereich. In Abbildung 3.8 (3) ist der sensible Wärmeverlust durch Atmung dargestellt. Der Unterschied zwischen den betrachteten Klimazuständen beträgt $< 0,1 \text{ W}$ und ist in der Abbildung kaum erkenntlich. Generell ist die durch sensible Atmung abgegebene Wärmemenge gegenüber anderen Wärmeabgabemechanismen sehr gering.

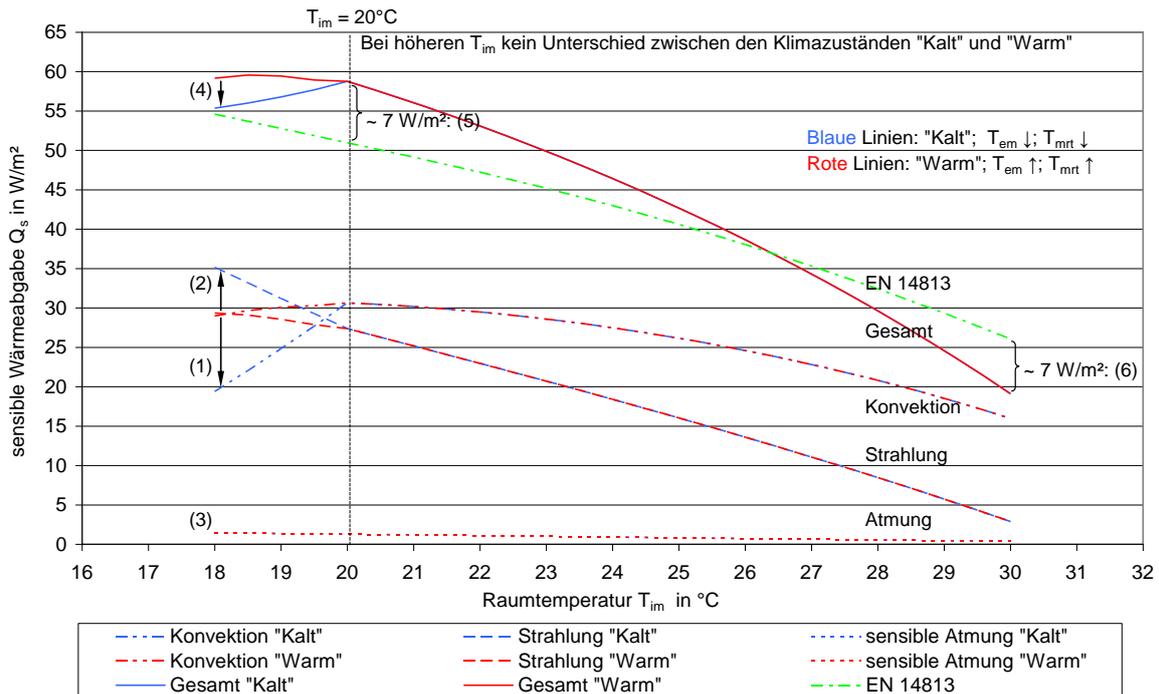


Abbildung 3.8: Sensible Wärmeabgabemechanismen in Abhängigkeit der Raumtemperatur unter realistischen, thermischen Randbedingungen.

Allen Linien liegt hier $A_{Du} = 1 \text{ m}^2$ und $H/A_{Du} = 65 \text{ W/m}^2$ zu Grunde. Grün strichpunktiert ist die Besetzungsvorgabe der EN 14813 dargestellt. Die Ergebnisse wurden unter Berücksichtigung der Randbedingungen von Tabelle 3.7 berechnet. Die blau dargestellten Linien kennzeichnen dabei die Ergebnisse bei kälterer Außentemperatur.

- (1) Konvektion: Bei kalten Außenbedingungen („Kalt“; $T_{em} \downarrow$) ist sowohl die Strahlungstemperatur T_{mrt} als auch die Kleidungstemperatur T_{cl} verringert. So sinkt die Temperaturdifferenz zwischen Kleidung und Raumluft, $(T_{cl} - T_{im}) \downarrow$, und somit die Wärmeverluste durch Konvektion.
- (2) Strahlung: Die geringe Strahlungstemperatur bei kalten Außenbedingungen erhöht die Wärmeabstrahlung zwischen der Kleidungsoberfläche und der Umgebung: $(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) \uparrow$. Größere Wärmeabstrahlung ist die Folge.
- (3) Atmung: Die Wärmeverluste durch Atmung sind vergleichsweise sehr gering. Es treten nur minimale, nicht darstellbare, Unterschiede zwischen „Kalt“ und „Warm“ auf.
- (4) Summe: Aufsummiert unterscheiden sich die betrachteten Klimazustände mit bis zu 4 W/m^2 (bei $T_{im} = 18^\circ\text{C}$). Bemerkenswert ist, dass, bei gleicher Raumtemperatur, die kalte Außenluft (T_{em}) die Wärmeverluste sogar verringert. Ursache ist die wärmere Kleidung, welche den Körper vor Auskühlung schützt.

(5 +6) Vergleich zur Normvorgabe:

Bei niedriger Raumlufttemperatur sind die sensiblen Wärmeverluste erheblich höher. Der Unterschied beträgt, bei $T_{im} = 20^\circ\text{C}$, $\sim 7 \text{ W/m}^2$ ($\rightarrow \sim 12,5 \text{ W}$). Bei hohen Raumlufttemperaturen ($T_{im} > 26^\circ\text{C}$) gibt die Normvorgabe höhere Wärmeabgaben vor. Die Differenz steigt auf bis zu $\sim 7 \text{ W/m}^2$ ($\rightarrow \sim 12,5 \text{ W}$).

3.2.2.4 Ergebnis

Der Vergleich der beiden betrachteten Klimazustände zeigt, dass durch kalte thermische Außenbedingungen (blaue Linien in Abbildung 3.8) sich die Wärmeabgabe durch Konvektion verringert, während sich jene durch Strahlung erhöht. Die Unterschiede bei der konvektiven Wärmeabgabe sind größer und so ist in Summe bei kalten Außentemperaturen die sensible Wärmeabgabe verringert. An dieser Stelle muss aber erwähnt werden, dass eine Veränderung der Kleidung, welche als persönlicher Parameter leicht möglich ist, die Ergebnisse sehr stark verändert. Hier wurde die Kleidung gemäß der Vorgabe eines niederländischen Eisenbahnbetreibers gewählt (Gl. 3.10).

Der Verdunstungswiderstand der Haut kann, nach Fanger, als für alle Personen ähnlich angenommen werden⁷⁶. In Folge dessen, ist die Höhe der Hautdiffusion hauptsächlich vom Wasserdampfpartialdruck der Umgebung abhängig. Dieser ist in der Regel kleiner als jener auf der Haut und steigt, je feuchter und wärmer die Umgebung ist. Umso höher also der Wassergehalt der Raumluft ist, desto höher ist der vorhandene Dampfdruck und desto geringer die latente Wärmeabgabe an die Umgebung. In Abbildung 3.9 (3) ist dieser Zusammenhang verdeutlicht. Bei trockener Raumluft ist der Wärmeverlust nicht unerheblich und ergibt sich zu ca. 15 W/m².

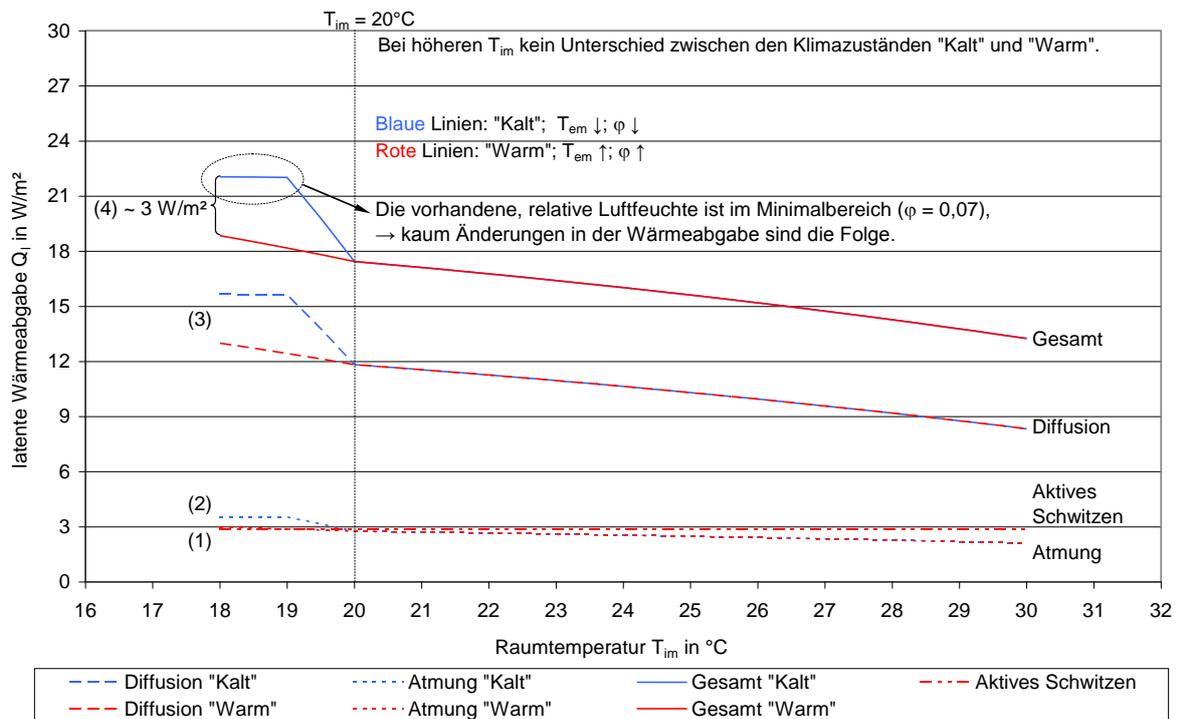


Abbildung 3.9: Latente Wärmeverluste in Abhängigkeit der Raumtemperatur ohne Berücksichtigung des Schweißflusses unter realistischen Umgebungsbedingungen.

Allen Linien liegt hier $A_{Du} = 1 \text{ m}^2$ und $H/A_{Du} = 65 \text{ W/m}^2$ zu Grunde. Die Ergebnisse wurden unter Berücksichtigung der Randbedingungen von Tabelle 3.7 berechnet. Die blau dargestellten Linien kennzeichnen die Ergebnisse bei kälterer Außentemperatur („Kalt“).

- (1) Aktives Schwitzen: Diese Wärmeabgabe ist, unabhängig von den thermischen Umgebungsparametern, nur vom Aktivitätsgrad abhängig. Ist dieser wie hier konstant (65 W/m^2), so ist auch keine Änderung in Abhängigkeit von T_{im} zu erwarten.
- (2) Atmung: Im niederen Temperaturbereich unterscheiden sich die beiden betrachteten Klimazustände in der vorhandenen, relativen Luftfeuchte. Ähnlich zu Flugzeugen, ist, bei kalten Außenbedingungen, der Wassergehalt der Raumluft sehr gering. Die Annahmen zu den Randbedingungen (Tabelle 3.7) geben unterhalb von $T_{im} = 19^{\circ}\text{C}$ die Minimalluftfeuchte von $\varphi = 0,07$ vor. Dadurch ändert sich die, in die Atemluft, verdampfte Wassermenge kaum und die Wärmeabgabe bleibt nahezu konstant.
- (3) Hautdiffusion: Die Hautdiffusion verursacht bei niederen Raumtemperaturen (T_{im}) die größten, latenten Wärmeverluste. Je trockener die Raumluft (blaue Linie), desto mehr Feuchtigkeit, und damit Wärme, wird der Haut entzogen.
- (4) Gesamt: Die Unterschiede, in der gesamten, latenten Wärmeabgabe, der beiden Klimazustände summieren sich zu ca. 3 W/m^2 . Da die drei hier betrachteten Wärmeabgabemechanismen ähnliche Abhängigkeiten zur Raumlufttemperatur haben, ist auch die gesamte Wärmeabgabe bei trockener Raumluft höher.

⁷⁶ Vgl. P.O. Fanger, *Thermal Comfort* S. 27.

3.2.3.3 Latente Wärmeabgabe durch aktives Schwitzen

Schwitzen findet hauptsächlich bei hohen Temperaturen statt um eine Überhitzung zu vermeiden. Allerdings kommt es zusätzlich auch zu einem Schwitzvorgang, welcher nur von der Aktivität abhängig ist. Analog zu Gl. 2.20 ergibt sich der Zusammenhang zu

$$E_{sw} = 0,42 \cdot A_{Du} \cdot \left(\frac{H}{A_{Du}} - 58,15 \frac{W}{m^2} \right).$$

Das Ergebnis bei sitzender Betätigung ergibt sich, mit $\frac{H}{A_{Du}} = 65 \frac{W}{m^2}$, zu $E_{sw} = 2,9 \text{ W/m}^2$ und

ist dabei unabhängig von der vorhanden Raumtemperatur. In Abbildung 3.9 (1) ist diese Form der Wärmeabgabe dargestellt und es ist schnell zu erkennen, dass diese, im Gegensatz zur Hautdiffusion, sehr gering ist.

3.2.3.4 Berechnung des erforderlichen Wärmeflusses durch Schweißverdunstung

Eine ausgeglichene Energiebilanz (Energieumsatz – Wärmeabgabe) ist eine der Annahmen, unter der die in diesem Kapitel präsentierten Ergebnisse zulässig sind. Bei höheren Lufttemperaturen sinken die unbeeinflussbaren, sensiblen Wärmeverluste und der menschliche Körper muss durch verstärkten Schweißfluss darauf reagieren. Die Energiebilanz ergibt sich analog zu Gl 2.21:

$$E_{req} = H - W - C - R - L - E_{re} - E_d$$

- E_{req} benötigter Wärmeverlust über Schweiß
- H körperlicher Energieumsatz (metabolische Rate)
- W wirksame mechanische Leistung (hier $W = 0$)
- C Wärmeaustausch über Konvektion
- R Wärmeaustausch über Strahlung
- L sensible Wärmeabgabe beim Atmen
- E_{re} latente Wärmeabgabe beim Atmen
- E_d Wärmeaustausch durch die Haut über Diffusion

Die wirksame, mechanische Leistung W kann zu Null angenommen werden, da der sitzende Fahrer innerhalb des Fahrerstandes weder potentielle noch kinetische Energie aufnimmt oder verrichtet. Als weitere vereinfachende Annahme wird der körperliche Energieumsatz (H) im höheren Lufttemperaturbereich als konstant angenommen werden, da die Steigerung der metabolischen Rate bei hoher Schweißrate in dieser Arbeit nicht berücksichtigt wurde (siehe auch 2.2.1.3).

In Abbildung 3.10 ist das Ergebnis der Energiebilanz dargestellt. Bemerkenswert ist, dass die Gesamtwärmeabgabe der beiden unterschiedlichen Klimazustände nahezu deckungsgleich ist. In Schienenfahrzeugen hat das äußere Umgebungsklima (T_{em}) zwar Einfluss auf das Verhältnis latent zu sensibel, ändert aber die Gesamtwärmeabgabe nur minimal.

Es sind auch jene Bereiche gut zu erkennen, in welchen die körperliche Energiebilanz nicht ausgeglichen ist. Im schrägschraffierten, orangen Bereich sind die Wärmeverluste größer als der körpereigene Energieumsatz (violette Linie). Um ein Auskühlen des Körpers zu

verhindern, wird dieser durch Zittern erhöht. Im geradeschraffierten, blauen Bereich sind die Wärmeverluste zu gering und eine allmähliche Überhitzung des Körpers droht. Die zusätzlich notwendigen Wärmeverluste können nur durch verstärktes Schwitzen ($Q_l \uparrow$) erzeugt werden.

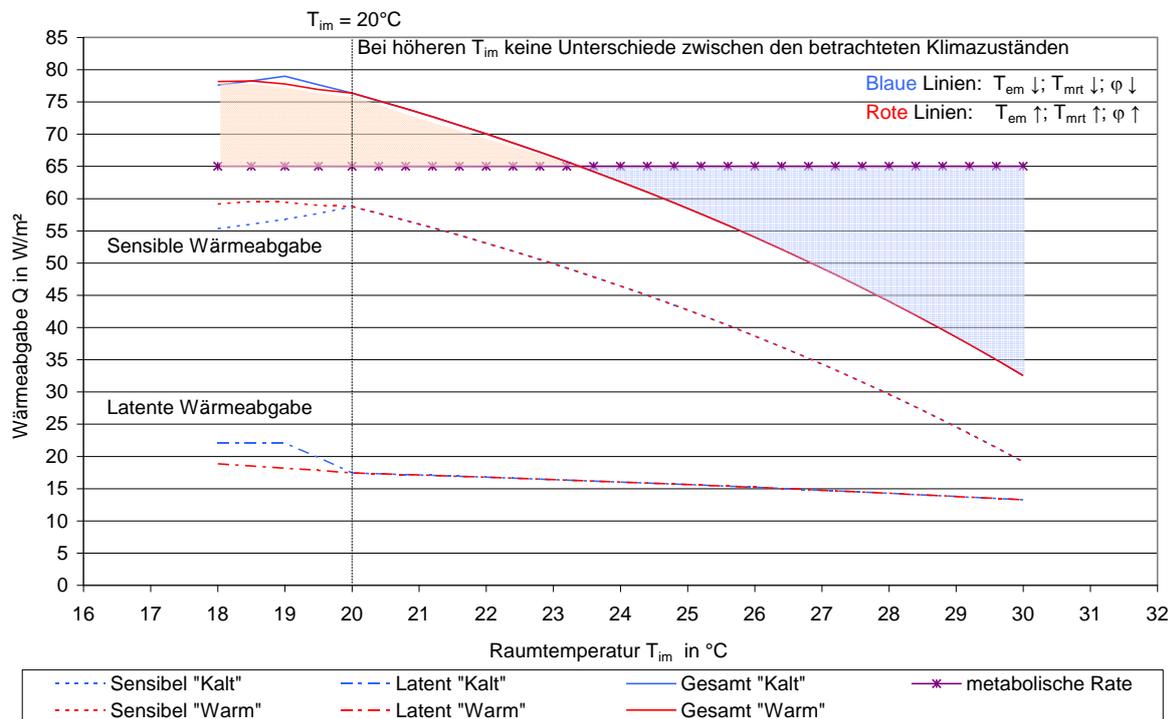


Abbildung 3.10: Darstellung der Wärmeverluste im Vergleich zum körpereigenen Energieumsatz in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

Unterhalb von $T_{im} = 20^\circ\text{C}$ sind die beiden Vergleichsklimazustände in Blau und Rot ersichtlich. Die gesamte Wärmeabgabe ist nahezu identisch, da sich die Differenzen („Kalt“: $Q_l \uparrow, Q_s \downarrow$) kompensieren. In Violett ist der körpereigene Energieumsatz aufgetragen. Die schraffierten Felder kennzeichnen Bereiche zu geringer oder zu großer Wärmeverluste unter den relevanten Parametern aus Tabelle 3.7.

3.2.3.5 Ergebnis

In Abbildung 3.11 sind alle latenten Wärmeabgabemechanismen dargestellt und werden mit der Vorgabe der EN 14813 verglichen.

Die berechnete, latente Wärmeabgabe sinkt im niederen Raumtemperaturbereich, da mit zunehmendem Wasserdampfpartialdruck der Raumluft ($\varphi \uparrow; T_{im} \uparrow$) die latenten Wärmeabgabemechanismen abnehmen. Ab $\sim 23^\circ\text{C}$ benötigt der Körper einen stärkeren Schweißfluss um die Wärmebilanz auszugleichen. In Summe steigt die latente Wärmeabgabe über das Niveau der Norm an. Auffallend ist auch, dass in der Vorgabe der EN 14813 kein ausgeprägter „Knick“ vorhanden ist.

Die größten Unterschiede treten im Bereich der geringen und hohen Raumtemperatur auf. In beiden Bereichen ist, unabhängig vom betrachteten Klimazustand, die latente Wärmeabgabe erhöht.

Für die latente Simulation im Klima-Wind-Kanal ist vor allem die hohe Raumlufttemperatur von Bedeutung. Zusätzlich zu Sonnenstrahlung und Hitze ist die menschliche Wärmeabgabe ein entscheidender Faktor und kann die Klimageräte an deren Leistungsgrenze bringen.

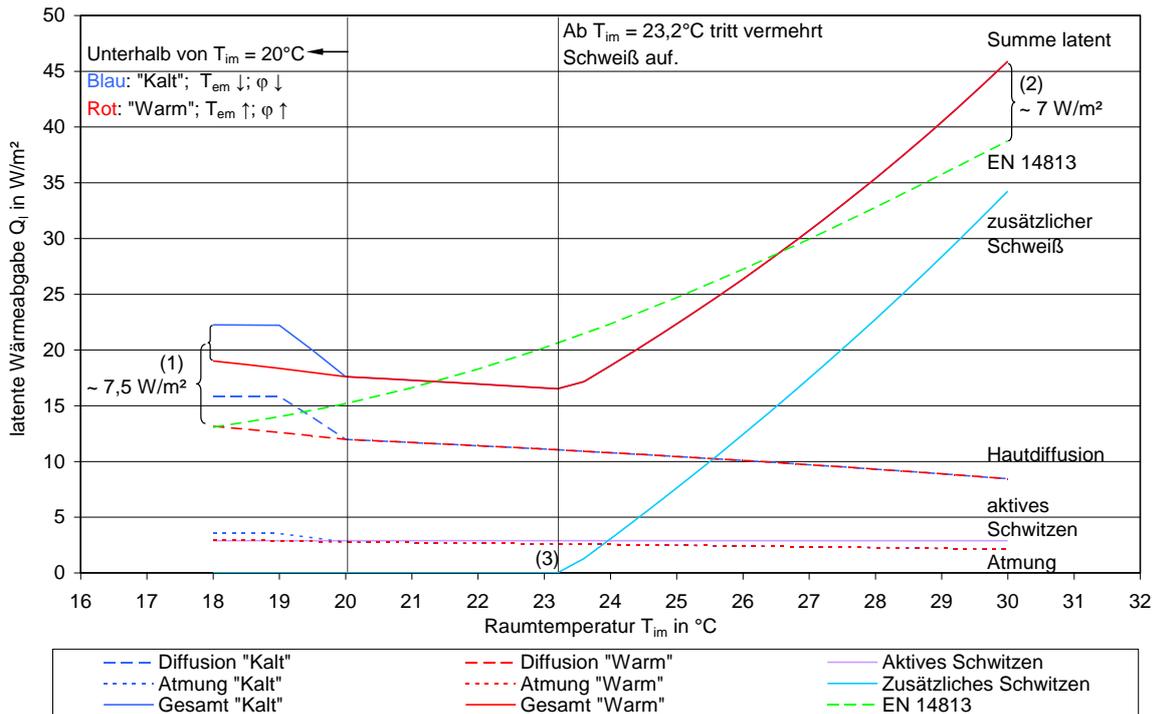


Abbildung 3.11: Darstellung aller latenten Wärmeabgabemechanismen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

Allen Linien liegt hier $A_{Du} = 1 m^2$ und $H/A_{Du} = 65 W/m^2$ zu Grunde. Die Ergebnisse wurden unter Berücksichtigung der Randbedingungen von Tabelle 3.7 berechnet. Die blau dargestellten Linien kennzeichnen die Ergebnisse bei kälterer Außentemperatur („Kalt“). In grün (strichpunktiert) ist die gesamte, latente Wärmeabgabe nach EN 14813 eingezeichnet.

- (1) Summe: Bei kalten Raumtemperaturen ergeben die Berechnungen, dass die gesamte latente Wärmeabgabe, gegenüber der Normvorgabe, deutlich erhöht ist (je nach betrachteter Außentemperatur: 6 – 9 W/m^2).
- (2) Summe: Bei hohen Raumtemperaturen resultiert die mangelnde, sensible Wärmeabgabe (Abbildung 3.8: (6)) in eine verstärkte Schweißproduktion und es wird mehr Feuchtigkeit abgegeben (gegenüber der Norm + 7 W/m^2).
- (3) Schweiß: Ab $23,2^\circ C$ übersteigt der körpereigene Energieumsatz die vorhandene Wärmeabgabe. Der Körper muss zusätzlich Schweiß abgeben um sich zu kühlen.

3.2.4 Die gesamte Wärmeabgabe

Für die Berechnung der Wärmeabgabemechanismen bei Raumtemperaturen $T_{im} < 20^\circ C$ wurden in den Kapiteln 3.2.2 und 3.2.3 zwei Klimazustände unterschieden. Je kälter die Außentemperatur T_{em} gewählt wird, desto trockener ist die Luft und desto kälter ist die Strahlungstemperatur im Inneren des Fahrerstandes.

Bei kalter Außenluft ($T_{em} < 0^\circ C$) verursacht die trockene Luft eine verstärkte latente Wärmeabgabe und die niedrige Strahlungstemperatur vermindert die sensiblen Wärmeverluste (auf Grund der wärmeren Kleidung). In der gesamten Wärmeabgabe hat die Unterscheidung in „Kalte Außenluft“ oder „Warme Außenluft“ aber kaum Relevanz, da sich die Differenzen kompensieren.

Zusätzlich ist der Bereich geringer Raumtemperatur für die Besetzungssimulation im Klima-Wind-Kanal relativ unwichtig (ist kein Extremfall, da die menschliche Wärmeabgabe den Raum wärmt und daher der Klimaanlage hilfreich ist). So können die Unterschiede zwischen den betrachteten Klimazuständen als ausreichend gering angesehen werden. In der weiteren Arbeit werden die Wärmeverluste im niederen Temperaturbereich als Näherung, zwischen den betrachteten Zuständen, gemittelt.

Gegenüber der Normvorgabe der EN 14813 treten somit zwei wesentliche Unterschiede auf.

- Die sensible Wärmeabgabe ist im niederen Raumtemperaturbereich erhöht und im hohen Temperaturbereich gesenkt. Dieses Wärmeabgabeverhalten ist zum Teil durch die extremeren Strahlungstemperaturen in Schienenfahrzeugen verursacht. Die geringe sensible Wärmeabgabe bei hoher Außentemperatur hat auch direkte Auswirkung auf die notwendige Schweißmenge.
- Die latente Wärmeabgabe im niederen Raumtemperaturbereich ist, auf Grund der speziellen, trockenen Raumluft, erhöht. Bei hohen Temperaturen muss die Wärmebilanz des menschlichen Körpers, mangels sensibler Wärmeabgaben, durch erhöhten Schweißfluss ausgeglichen werden.

Die Kurven der Wärmeabgabe lassen sich somit in Abbildung 3.12 darstellen und deren Addition ergibt die resultierende, gesamte Wärmeabgabe.

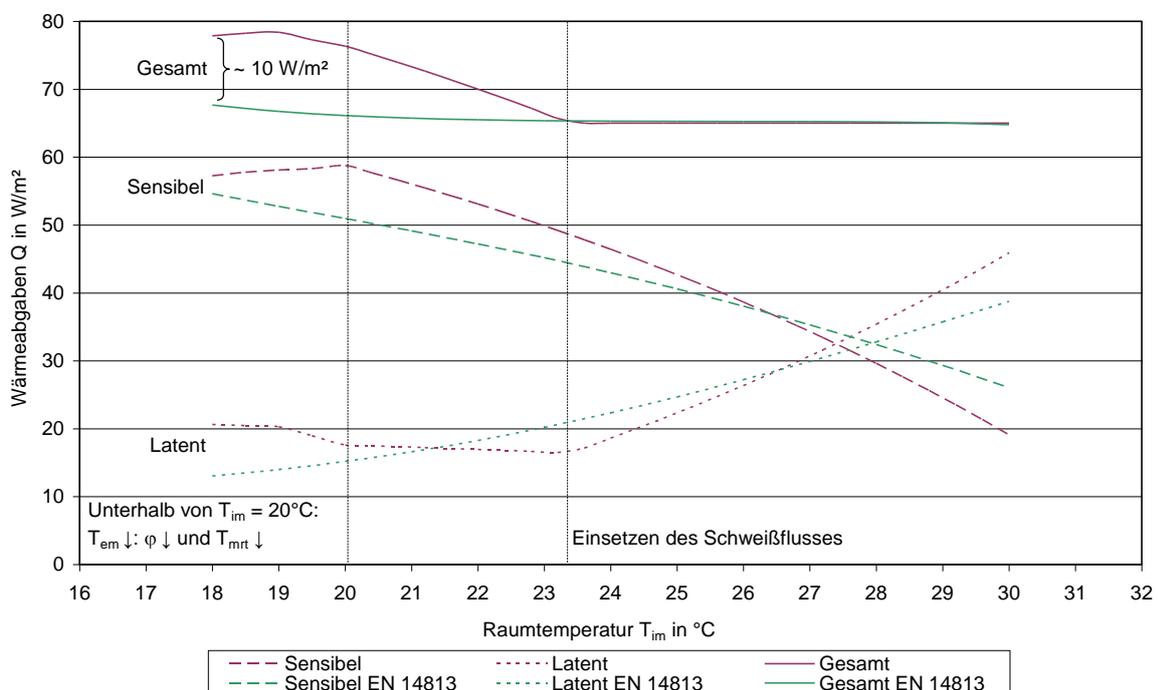


Abbildung 3.12: Wärmeabgabe des Menschen in Schienenfahrzeugen in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

Unterhalb von $T_{im} = 20^{\circ}C$ verringert sich die Außentemperatur (T_{em}) schneller als im restlichen Diagramm (gemittelter Klimazustand aus Tabelle 3.7). Unterhalb von $T_{im} = 19^{\circ}C$ ist die relative Luftfeuchte am angenommenen Minimum ($\varphi = 0,07$) und die latenten Verluste bleiben annähernd konstant.

Bei niedriger Raumtemperatur steigt, auf Grund der hohen latenten (trockene Luft) und hohen sensiblen Wärmeverluste (weniger Kleidung und geringe Strahlungstemperatur), die gesamte Wärmeabgabe deutlich an. So ergibt sich eine Differenz zur Normvorgabe von ca. $10 W/m^2$ (entspricht ca. $18 W$).

Werden die in Abbildung 3.12 dargestellten Linien mit Polynomen angenähert, ergeben sich folgende mathematische Abhängigkeiten zur Wärmeabgabe (Gl.3.10 und Gl. 3.11):

$$q_s = 0,00006 \cdot T_{im}^6 - 0,0082 \cdot T_{im}^5 + 0,4629 \cdot T_{im}^4 - 13,815 \cdot T_{im}^3 + 225,53 \cdot T_{im}^2 - 1906,3 \cdot T_{im} + 6524,9$$

Gl. 3.10

$$q_l = 0,0001 \cdot T_{im}^6 - 0,0195 \cdot T_{im}^5 + 1,1179 \cdot T_{im}^4 - 33,65 \cdot T_{im}^3 + 562,39 \cdot T_{im}^2 - 4951 \cdot T_{im} + 17976$$

Gl. 3.11

- q_s spezifische, sensible Wärmeabgabe bezogen auf A_{Du} in W/m^2
- q_l spezifische, latente Wärmeabgabe bezogen auf A_{Du} in W/m^2

Die Formeln sind gültig im Bereich $18^\circ C \leq T_{im} \leq 30^\circ C$. Aus Gründen der Lesbarkeit wurden die multiplikativen Faktoren ohne entsprechenden Einheiten angeschrieben. Die Temperaturen sind in $^\circ C$ einzusetzen um ein Ergebnis in W/m^2 zu erhalten.

Unterschiede zur Normvorgabe

Die Bekleidung der Person hat großen Einfluss auf die Form der Wärmeabgabe. Die für obige Berechnungen verwendete Kleidungskombination ist sehr leicht von jedem Fahrer individuell anpassbar. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle aufgezeigt, welche grundlegenden Unterschiede zur Norm vorhanden sind.

Unter der Annahme, dass die Kleidungsparameter im physikalisch, sinnvollen Bereich variabel sind, können die Kurven der Wärmeabgabe der EN 14813 durch Veränderung der Kleidungskombination nachgeahmt werden. Die Ergebnisse dieser Vorgehensweise sind in Abbildung 3.13 dargestellt.

Die normative, sensible Besetzungsvorgabe ist allerdings nur bis zu einer Lufttemperatur von $T_{im} \sim 28^\circ C$ nachvollziehbar. Darüber hinaus kann die Kleidung nicht mehr vernünftig verringert werden, da die Person bereits nur sommerliche Kleidung trägt (leichte Hose, kurzes Hemd, $I_{cl} = 0,78 \text{ m}^2K/W^{77}$). Die der Abbildung zu Grunde liegenden Bekleidungsparameter sind in Tabelle 3.8 ersichtlich.

Raumtemperatur T_{im} in $^\circ C$	Außentemperatur T_{em} in $^\circ C$	Bekleidungs Vorschrift ⁷⁸ I_{cl} in m^2K/W	Bekleidung für Normanpassung I_{cl} in m^2K/W
18,0	-2,0	0,183	0,199
18,5	3,5	0,169	0,191
19,0	9,0	0,155	0,183
19,5	14,5	0,143	0,175
20,0	20,0	0,129	0,166
21,0	22,5	0,126	0,157
22,0	25,0	0,121	0,147
23,0	27,5	0,115	0,136
24,0	30,0	0,110	0,127
25,0	32,5	0,105	0,115
26,0	35,0	0,100	0,102
27,0	37,5	0,095	0,088
28,0	40,0	0,090	0,078
29,0	42,5	0,085	0,078
30,0	45,0	0,080	0,078

Tabelle 3.8: Vergleich zweier Bekleidungskombinationen in Abhängigkeit der Raumtemperatur

⁷⁷ Vgl. CEN, "DIN EN ISO 7730_Analyt. Bestimmung und Interpretation der therm. Behaglichkeit," 28.

⁷⁸ Vgl. Sorgalla, "Prüfbericht_SLT," 19.

Durch die Veränderung der Bekleidungsisoliation können die Vorgaben der sensiblen Wärmeabgabe bestmöglich nachgeahmt werden. Die entsprechende latente Wärmeabgabe bleibt allerdings verschieden. Bei niedrigerer Raumtemperatur ($T_{im} < 21^\circ\text{C}$) verursacht die trockene Luft eine höhere Wärmeabgabe (von der Kleidung unabhängig). Durch die mangelnde Anpassungsfähigkeit der Kleidung eines Zugführers (nackt ist nicht möglich) ist die sensible Wärmeabgabe bei hohen Raumtemperaturen geringer und so muss der Schweißfluss ansteigen.

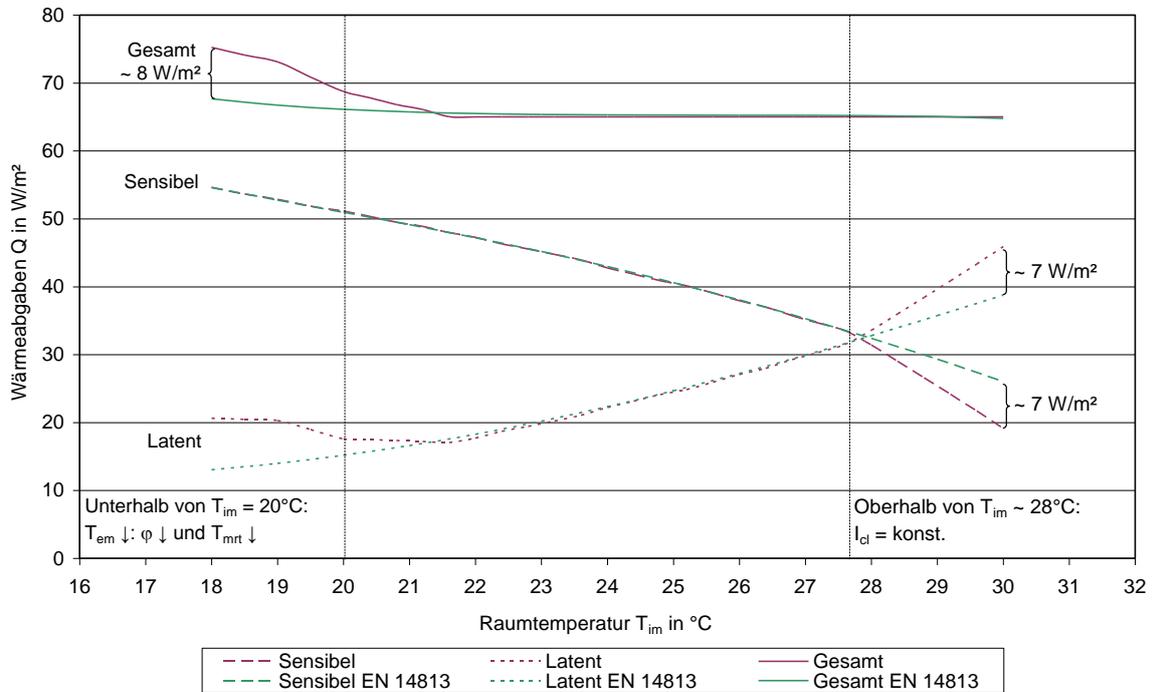


Abbildung 3.13: An die EN 14813 angenäherte Wärmeabgabe

Die Bekleidung wurde so variiert, dass der sensible Kurvenverlauf (langstrichliert) bestmöglich angenähert wurde.

3.3 Schlussfolgerung

Da einige der in diesem Abschnitt präsentierten Berechnungen nur gute Näherungen darstellen, sind hier die wichtigsten und entscheidenden Punkte herausgestrichen.

- Die Körpergröße des modernen Menschen steigt stetig. Da die Körperoberfläche direkt proportional zur Wärmeabgabe ist und somit eine größere Wärmeabgabe wahrscheinlich ist, sollte die Simulation entsprechend der zu erwartenden Körpergröße durchgeführt werden. Eine Tabelle mit Richtwerten zu verschiedenen Ländern und Regionen kann diese Ungenauigkeit beseitigen.
- Die Aktivität des Schienenfahrzeugführers sollte einer eingehenden Untersuchung unterzogen werden. Die vorhandenen Werte lassen sich nur als Schätzung auf dieses Berufsbild umlegen. Es ist aber zu vermuten, dass die in der Norm getätigte Annahme ($H/A_{Du} = 65 \text{ W/m}^2$) zu tief gegriffen ist und somit in der Realität eine höhere Wärmeabgabe vorhanden ist.
- Das Umgebungsklima in Schienenfahrzeugen ist nicht mit jenem von Bürobauten o.ä. vergleichbar und beeinflusst die Form der Wärmeabgabe stark. In Kapitel 3.2.1 sind realistische Randbedingungen für Schienenfahrzeuge angegeben mit welchen die Wärmeabgabe berechnet wurde. Zu den wichtigsten Ergebnissen zählt, dass, im Vergleich zu den Vorgaben der EN 14813, bei kalten und warmen Raumtemperaturen ($T_{im} < 21^\circ\text{C}$, $T_{im} > 27^\circ\text{C}$) die latente Wärmeabgabe erhöht ist.

4 Betrachtungen zur realitätsnahen Simulation

Die menschliche Wechselwirkung mit dem Raumklima nachzuahmen (zu simulieren) wäre in perfekter Weise nur mit realen Menschen möglich. Der Versuch, den Menschen künstlich in bestmöglicher Weise nachzustellen, wäre mit Simulationspuppen möglich (siehe 4.4), obwohl selbst deren Einsatz einige Nachteile mit sich bringt.

In der Regel ist aber bei Versuchen nicht die gesamte, menschliche Umweltbeeinflussung von Interesse, sondern nur Teile davon.

Soll der Versuch die Einhaltung der Behaglichkeitsparameter beweisen, ist es notwendig die Luftströmung realistisch zu beeinflussen. Der Einsatz einer menschenähnlichen Puppe ist vorteilhaft.

Soll nur die Leistungsfähigkeit der Klimaanlage überprüft werden, ist eine korrekte Nachahmung der menschlichen Wärmeabgabe nötig. Ob diese Wärmelast allerdings aus einer menschenähnlichen Kontur oder aus, am Boden stehenden, Heizkörper + Befeuchter kommt, hat für den Leistungsbedarf der Klimaanlage nur geringen Einfluss.

4.1 Simulation der Wärmeabgabe

Im Bezug auf die Besetzungssimulation sind in der Norm wenige Vorgaben enthalten. Die EN 14813 schreibt vor, die latente Leistung zu simulieren, indem Wassers verdampft wird. Über die Temperatur des zu verdampfenden Wassers sind keine Hinweise vorhanden.

Um Wasser in den gasförmigen Zustand zu überführen ist eine Energiemenge notwendig, welche als Verdampfungsenthalpie bezeichnet wird. Die Verdampfungsenthalpie von Wasser ändert sich aber stark in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur (siehe Tabelle 4.1).

Beschreibung	Wassertemperatur T in °C	Verdampfungsenthalpie r in kJ/kg	Differenz Δr
Grundwasser	~ 10	~ 2478,0	9,7%
mögliche Raumtemperatur	25	2442,0	8,2%
Hauttemperatur	~ 34	~ 2420,0	7,2%
Siedetemperatur bei Normdruck	100	2257,5	0,0%

Tabelle 4.1: Abhängigkeit der Verdampfungsenthalpie von der Wassertemperatur.

Als Δr wird der prozentuelle Anstieg der Verdampfungsenthalpie gegenüber dem Referenzwert „siedendes Wasser“ bezeichnet.

Der Normtext selbst schränkt die Verdampfungstemperatur in keiner Weise ein. Unterschiede im Energiebedarf bzw. in der resultierenden verdampften Wassermenge von ca. 10% sind möglich und wären allesamt normgerecht.

4.1.1 Berechnung der zuzuführenden Energie von Simulationsgeräten

Wie bereits in Kapitel 3 gezeigt erfolgt die latente Wärmeabgabe des Menschen bei ~ 34°C. Der Unterschied im Energieverbrauch um Wasser zu verdunsten beträgt gegenüber Wasser bei 100°C über 7%. Um möglichst realitätsnahe zu sein, wäre eine latente Simulation mit einer Wassertemperatur von 34°C anzustreben. Da eine Verdampfung von Wasser bei eben dieser Temperatur nur unter großem, technischem Aufwand möglich ist, müssen andere Simulationsmethoden mittels rechnerischen Faktoren soweit angepasst werden, dass ein verfälschender Einfluss weitgehend eliminiert wird.

Bei der Betrachtung von Befeuchtungsgeräten muss der stationäre Zustand betrachtet werden. Zum Beispiel muss beim Heißdampfbefeuchter Boneco 1331 (wird bei RTA verwendet) das Wasser erst erwärmt werden, bevor Verdampfung eintritt. Somit ist zu Beginn, trotz maximaler Energieaufnahme, keine Wasserdampfabgabe zu erwarten.

Um den Menschen möglichst korrekt nachzuahmen ist es grundsätzlich notwendig, dass

- sowohl die richtige Feuchtemenge,
- als auch die richtige Gesamtwärme,

ins Fahrzeug eingebracht wird.

Berechnung der Leistungszufuhr für Befeuchtungsgeräte

Die Wärmemenge, welche dem Menschen beim Verdampfen einer Wassermenge entzogen wird, lässt sich berechnen zu

$$Q_l = \dot{m}_w \cdot r_{34} \quad \text{Gl. 4.1}$$

- Q_l latenter Wärmestrom in W
- \dot{m}_w gesamter Wasserdampfstrom durch latente Wärmeabgabe in g/s
- r_{34} Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 34°C in kJ/kg

Umgeformt kann aus einer gegebenen, zu simulierenden Wärmemenge (z.B.: jene der Normvorgabe), leicht die menschliche Wasserabgabe kalkuliert werden.

$$\dot{m}_w = \frac{Q_l}{r_{34}} \quad \text{Gl. 4.2}$$

Die so erhaltene Wasserdampfmenge entspricht jener, welche ein Mensch mit entsprechender latenter Wärmeabgabe, verdunsten würde.

Reale Befeuchtungsgeräte arbeiten nicht ohne Verluste, da z.B. durch Wärmeabstrahlung unerwünscht Wärme abgegeben wird. Je nach Befeuchtertyp variiert das Verhältnis zwischen zugeführter Energie und ausgestoßener Wassermenge. Dieser Faktor muss für jeden Befeuchtertyp festgestellt werden und wird in dieser Arbeit als Umsetzfaktor (USF) bezeichnet.

Werden bei einer Versuchsreihe die Leistungsaufnahme und die daraus resultierende Wasserabgabe erfasst, kann leicht auf den Umsetzfaktor rückgerechnet werden. Die Energie, welche nicht für Verdampfung verwendet wurde, ist zwangsläufig über andere Wärmeabgabemechanismen (= sensibel) abgegeben worden.

Das Ergebnis eines solchen Versuches, für den aktuell im Klima-Wind-Kanal verwendeten Befeuchter Boneco Typ 1331, ist in Tabelle 4.2 gezeigt.

Werte aus der Befeuchterleistungsmessung eines Boneco 1331 ⁷⁹				
Spannungsversorgung	m _w in kg	P _{elektr.} in kJ	P _{elektr.} in kJ/kg	R _l in kJ/kg
240V	3,85	10440	2710	2770
199V	3,85	10423	2707	
173V	1,75	4955	2830	

Tabelle 4.2 Beispiel einer Befeuchterleistungsmessung.

Die Befeuchterleistung wird bei mehreren Spannungsstufen durchgeführt und dabei jeweils die abgegebene Wassermenge als auch die dafür nötige Energiebereitstellung gemessen. Um einen mittleren Umsetzfaktor angeben zu können, wird die mittlere Energieaufnahme (R_l) als der Mittelwert des höchsten und tiefsten Wertes berechnet.

- R_l mittlere Energieaufnahme eines Befeuchters in kJ/kg

Aus dem Ergebnis ist sofort ersichtlich, dass dieser Befeuchtertyp mehr Energie als der Mensch benötigt. Im Schnitt werden pro kg Wasser 2770 kJ benötigt, obwohl der Mensch nur ~ 2420 kJ aufwendet. Um realitätsnah, also mit gleicher Menge Wasserdampf zu simulieren, ist diesem Befeuchter demnach mehr elektrische Energie zuzuführen (Gl. 4.3).

$$\frac{P_l}{R_l} = \dot{m}_w = \frac{Q_l}{r_{34}} \quad \text{Gl. 4.3}$$

- P_l dem Befeuchter zugeführte, elektrische Energie in W

Aus diesem Zusammenhang lässt sich der Umsetzfaktor eines Befeuchters berechnen:

$$P_l = Q_l \cdot \frac{R_l}{r_{34}} = \frac{Q_l}{\text{USF}} \quad \text{Gl. 4.4}$$

$$\text{USF} = \frac{r_{34}}{R_l} \quad \text{Gl. 4.5}$$

- USF Umsetzfaktor eines Befeuchter

Der Umsetzfaktor ergibt sich für das Beispiel des Boneco 1331 zu USF = 87,4 % ± 2,5 %. Die ungenutzte Energie wird in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben.

Je nach betrachteter Befeuchtungsmethode können die erzielten Umsetzfaktoren stark unterschiedlich sein. Ein Vernebler, bei dem die Wassermenge als Tröpfchennebel in den Raum eingebracht wird, benötigt in der Relation dazu sehr wenig Energie. Bei Versuchen am Ultraschallverdampfer Boneco Typ 7131 im Rahmen dieser Arbeit, ergab sich R_l zu ca. 400 kJ/kg. Der entsprechende Umsetzfaktor lässt sich somit zu ca. 6 berechnen. In Tabelle 4.3 sind die Ergebnisse zusammengefasst.

Berechnung der Leistungszufuhr für Heizgeräte

Als zweiter Schritt muss die gesamte Wärmeabgabe betrachtet werden. Diese ergibt sich zunächst zu

$$Q_g = P_l + P_s \quad \text{Gl. 4.6}$$

- Q_g die gesamte, dem Raum zuzuführende Wärmemenge in W
- P_l dem Befeuchtungsgerät zugeführte, elektrische Energie in W
- P_s dem Heizgerät zugeführte, elektrische Energie in W

⁷⁹ RTA, Verdampferleistungsmessung an einem Boneco 1331.

Die Gesamtwärmeabgabe kann dabei direkt aus den normativen Vorgaben entnommen werden. Durch Umformen kann die sensible Leistung leicht berechnet werden.

$$P_s = Q_g - P_l \quad \text{Gl. 4.7}$$

Das gleiche Ergebnis kann auch erzielt werden, indem die sensible Leistungsvorgabe angepasst wird. Die Wärmemenge, welche vom Befeuchter (P_l) zuviel eingebracht wurde, lässt sich berechnen zu

$$P_{sl} = P_l \cdot (1 - \text{USF}) = Q_l \cdot \left(\frac{1}{\text{USF}} - 1 \right). \quad \text{Gl. 4.8}$$

– P_{sl} sensible Wärmeabgabe des Befeuchters in W

Diese Wärmemenge darf vom Heizgerät nicht eingebracht werden und so verbleibt die sensible Wärmelast zu

$$P_s = Q_s - P_{sl} = Q_s - Q_l \cdot \left(\frac{1}{\text{USF}} - 1 \right). \quad \text{Gl. 4.9}$$

In Tabelle 4.3 ist, für die im Text erwähnten Befeuchterarten, deren realitätsnaher Umsetzfaktor angegeben (bezogen auf die Simulation bei Hauttemperatur: r_{34}).

Beschreibung	Umsetzfaktor USF	latente Leistung P_l	sensible Leistung P_s
Haut	1	$P_l = Q_l$	$P_s = Q_s$
Heißverdampfer	0,874	$P_l = 1,14 \cdot Q_l$	$P_s = Q_s - 0,14 \cdot Q_l$
Vernebler	~ 6	$P_l \sim 0,16 \cdot Q_l$	$P_s \sim Q_s + 0,84 \cdot Q_l$

Tabelle 4.3: Einfluss der Befeuchtungsart auf die sensible Leistung.

Diese Art der Berechnung lässt sich auf alle Bauarten von Befeuchter anwenden.

4.1.2 Auswirkung des Umsetzfaktors auf die Simulation

Um möglichst realitätsnahe zu simulieren wäre es wünschenswert, wenn die zu simulierende Feuchte in menschenähnlicher Art und Weise eingebracht wird. Da die vom Befeuchter abgegebene Wassermenge sofort in Wechselwirkung mit der Umgebungsluft tritt (sie wird abgekühlt, beschleunigt, etc.), hat eine stark differenzierte Einbringungsform auch Auswirkungen auf die Raumluftströmung. Demzufolge ist ein Umsetzfaktor von ca. 1 anzustreben.

Eine Feuchteeinbringung mit Verneblern ist gegenüber der menschlichen Feuchteabgabe allerdings stark unterschiedlich (USF ~ 6). Der Wassernebel verdunstet schnell und kühlt damit die direkte Umgebung. Eine Folge ist, dass die lokale Luftströmung in Richtung Boden abgelenkt wird und somit unerwünschte Strömungseffekte im gesamten Fahrerstand bewirkt werden.

Aus Gründen der Leistungsregelung ist ein möglichst kleiner Umsetzfaktor anzustreben. Da selbst moderne Stelltransformatoren Ungenauigkeiten in der Leistungsabgabe haben, werden auch die Befeuchter mit diesem Fehler versorgt. Die Ungenauigkeit der Energieversorgung im Klima-Wind-Kanal ist für die Fahrerstandssimulation mit $\pm 1,8 \text{ W}^{80}$ gegeben.

In Tabelle 4.4 ist dargestellt, wie sich der Umsetzfaktor auf die Genauigkeit der Wasserabgabe auswirkt.

⁸⁰ Vgl. RTA, Prüfbericht Messunsicherheiten, S. 3, Besetzung: 0 - 300 W.

Beschreibung	Genauigkeit der Energieversorgung	Umsetzfaktor USF	Genauigkeit der Feuchtesimulation
Verdampfer	± 1,8 W	0,875	± 1,6 W
Vernebler		6	± 10,8 W

Tabelle 4.4: Genauigkeit der Wasserabgabe in Abhängigkeit des Umsetzfaktors.

Im Bezug auf den Umsetzfaktor ist weiters zu beachten, dass dieser größer als 0,713 sein sollte. Nur dann ist sichergestellt, dass auch bei hohen Raumtemperaturen ausreichend wenig sensible Wärme eingebracht wird (siehe auch 2.3.1). Bei Geräten mit geringem Umsetzfaktor ($USF < 0,713$) wird bei $T_{im} > 33^{\circ}\text{C}$ mehr sensible Leistung eingebracht als simuliert werden sollte.

Im folgenden Kapitel werden die im Klima-Wind-Kanal verwendeten Geräte genauer betrachtet.

4.1.3 Bewertung der Simulation der Wärmeabgabe im Klima-Wind-Kanal Wien

Der Normtext der EN 14813 (siehe auch 2.1.3) schreibt einige Vorgaben zur Simulation vor. Zusammengefasst sind die wichtigsten Punkte:

- Oberflächentemperaturen dürfen nicht heißer 40°C sein,
- für die latente Simulation ist Wasser zu verdampfen.

Strahlungstemperatur

Der Mensch kann als Strahler mit einer Oberflächentemperatur von $\sim 34^{\circ}\text{C}$ angesehen werden. Die Strahlungsoberfläche entspricht, wie in Kapitel 3 bereits ausgeführt, $\sim 1,8\text{ m}^2$. Um verfälschende Einflüsse auf Messsensoren zu vermeiden, gilt es, die Oberflächentemperatur der Simulationsgeräte ähnlich jener des Menschen zu halten. Auch in der Norm wird eine maximale Strahlungstemperatur von 40°C vorgeschlagen.

Wasserverdampfung

Im Kapitel 4.1 wurde eingehend auf die Abhängigkeit der Wasserdampfmenge und -enthalpie von der Temperatur des Wassers eingegangen (siehe Tabelle 4.1). Der Normtext selbst schränkt die Verdampfungstemperatur in keiner Weise ein, obwohl Unterschiede von $\sim 10\%$ innerhalb der Norm möglich sind.

Im Folgenden werden die derzeit, im Klima-Wind-Kanal, für Fahrerstände verwendeten Simulationsmittel bewertet.

Latente Simulation mit Dampfluftbefeuchter Boneco 1331

Der Dampfluftbefeuchter Boneco 1331 arbeitet nach dem Prinzip der Elektrodendampfluftbefeuchtung (siehe Seite 25). Da bei diesem Prinzip das Wasser heiß verdampft wird, ist auch mit höheren Temperaturen zu rechnen. Um eine Abschätzung über die auftretenden Temperaturen durchführen zu können, wurden mit Hilfe einer Wärmebildkamera entsprechende Aufnahmen während des Betriebes durchgeführt. In der folgenden Bildgruppe (Abbildung 4.1) sind ein Überblicksfoto, ein Wärmebild und ein Temperaturprofil dargestellt.

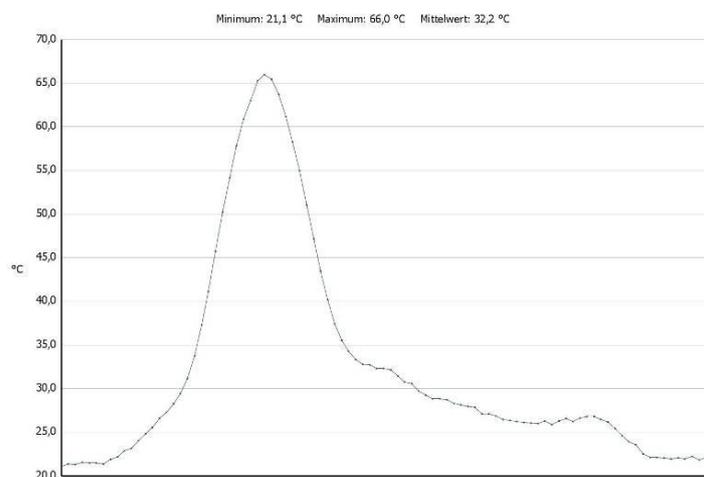
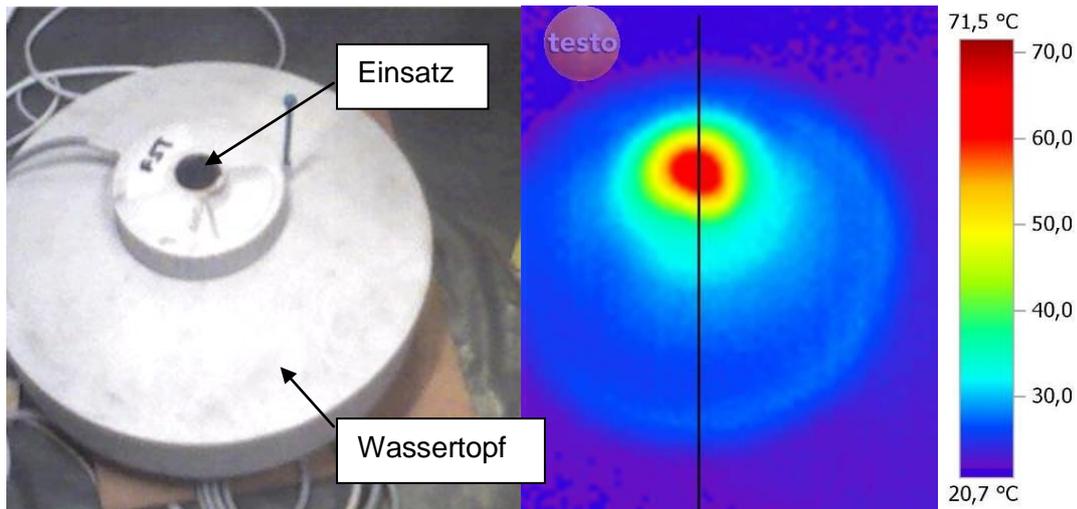


Abbildung 4.1: Temperaturprofil des Befeuchters unter Volllast in der Anwendung am Fahrerstand.

Das Temperaturprofil folgt im Wärmebild der schwarzen Linie von oben nach unten. Die aktuelle Leistungsaufnahme war mit 123 W gegeben und entspricht ~ 85 % der maximalen Leistung von 150 W.

Wird das Überblicksfoto mit dem Wärmebild verglichen erkennt man, dass der Befeuchter im Bereich des Dampfaustritts am wärmsten wird. Dort sind Temperaturen im Bereich von ~ 65°C zu erkennen. Die Oberflächentemperaturen am Elektrodenring liegen im Bereich von ~ 40°C. Dementsprechend treten Werte > 40°C auf und erfüllen somit die Vorgaben der Norm nicht zur Gänze.

Der Umsetzfaktor des Gerätes wurde bereits in 4.1.1 zu $USF = 0,874 \pm 0,025$ berechnet.

Vorteile:

- Der Umsetzfaktor liegt nahe des Zielwertes ($USF \sim 1$) und dadurch ist eine minimale Raumströmungsbeeinflussung und große Regelgenauigkeit gegeben.
- Die Regelung vieler Geräte über Steuerung der angelegten Spannung ist möglich. Parallelgeschaltete Befeuchter geben auf Grund gleicher Spannung auch eine ähnliche Leistung ab.
- Die Technik des Gerätes ist unkompliziert und damit ausfallssicher, da keine beweglichen Teile oder ähnliches vorhanden sind.
- Keine Gefahr der Überhitzung, da bei zu geringerer Wasserfüllung auch keine Leistungsaufnahme möglich ist (Stromkreis ist ohne Wasser geöffnet).

Nachteile:

- Temperaturen am Düsenaustritt sind größer 40°C.
- Die latente Leistung wird zu Beginn in die Erwärmung des Wassers gesteckt → träges System. Die Befeuchter benötigen bis zu 30 min bis sie auf Betriebstemperatur sind. Dementsprechend können Regelversuche, bei denen konstante Raumluftwerte abgewartet werden, unnötigerweise länger dauern.
- Je nach Wasserstand im Befeuchter verändert sich die Eintauchtiefe der Elektrode und damit variiert auch der Ohmsche Gesamtwiderstand des Wasser → permanente Spannungsnachregelung ist notwendig. Des Weiteren ist der zulässige Regelbereich der Spannung auf 170 V bis 240 V limitiert.
- Die Befeuchter arbeiten nur dann reproduzierbar, wenn möglichst keine unerwünschten Chemikalien im Wasser vorhanden sind. Diese führen z.B. zu Schaumbildung. Auch in handelsüblichen Wasserschläuchen sind solche vorhanden (Weichmacher,...) und verhindern deren Einsatz. Das Nachfüllen der Befeuchter muss somit mit Frischwasser erfolgen.
- Die Befeuchter müssen nach jedem längeren Einsatz entkalkt werden (nach jeder Versuchsreihe), um die Reproduzierbarkeit der Wärmeabgabe zu gewährleisten.

Umsetzfaktor des Boneco 1331.

Um den Umsetzfaktor des Gerätes zu evaluieren, wurden vom Klima-Wind-Kanal Messungen am Gerät durchgeführt (siehe Tabelle 4.2). Somit ist bekannt, wie viel Energie notwendig ist, um eine definierte Wassermenge zu verdampfen.

Wie in Tabelle 4.1 gezeigt, ist die Abhängigkeit der Verdampfungsenthalpie von der Wassertemperatur nicht unerheblich. Der Umsetzfaktor wurde bisher mit der Verdampfungsenthalpie von siedendem Wasser (r_{100}) berechnet. Dem folgend wurde der Umsetzfaktor des Gerätes zu USF $\sim 80 \% \pm 3 \%$ bestimmt. An sich ist dies eine richtige Vorgehensweise, da das Gerät das Wasser auch bei 100°C verdampft. Da die Befeuchter aber genutzt werden um den Menschen zu simulieren, sollte auf eben diesen Umstand Rücksicht genommen und der Umsetzfaktor auf die Verdampfungsenthalpie bei Hauttemperatur (r_{34}) bezogen werden.

Um die sich, mit dem neuen Umsetzfaktor, ergebenden Änderungen zu verdeutlichen, sind, anhand einer beispielhaften Simulationsvorgabe, die notwendigen Leistungen in Tabelle 4.5 berechnet.

Beispiel einer Simulationsvorgabe nach EN 14813				
Raumtemperatur in °C		Wärmelasten in W		
T _{im}	25	Q _g	117,5	
		Q _l	44,4	
		Q _s	73,1	
		realer Mensch	Aktuelle Berechnung mit USF = 0,800	Neue Berechnung mit USF = 0,874
R _l in kJ/kg		2420	2770	2770
m _w in g/s		0,0183	0,0200	0,0183
P _l in W		44,4	55,5	50,8
P _{sl} in W		0,0	11,1	6,4
P _s in W		73,1	62,0	66,7
P _g		117,5	117,5	117,5

Tabelle 4.5: Vergleich der Leistungsabgabe unterschiedlicher Simulationsmethoden.

Die notwendigen Formeln um die Tabelle zu berechnen sind ab Seite 58 angegeben.

Die Verbesserung, welche mit dem neu berechneten Umsetzfaktor erzielt wird, ist die besser angepasste, latente Wärmeabgabe. Bisher wurde zu viel Wasser eingebracht (0,0200 g/s > 0,0183 g/s), was natürlich den Raumluftzustand (φ) verfälschend beeinflusst und die Klimaanlage stärker belastet.

Sensible Simulation mit Heizmatten

Die Heizmatten, welche im Klima-Wind-Kanal verwendet werden, können mit bis zu 115 W betrieben werden. Dadurch kann mit einer Heizmatte auch genau eine Person simuliert werden. Die Strahlungsfläche der Heizmatte (~ 0,85 m²) entspricht ca. der halben Oberfläche einer realen Person. Demzufolge müsste die Matte wärmer als die menschliche Haut werden (> 34°C). Die folgenden Bilder wurden mit einer Wärmebildkamera aufgenommen und verdeutlichen die Temperaturverteilung (Abbildung 4.2).

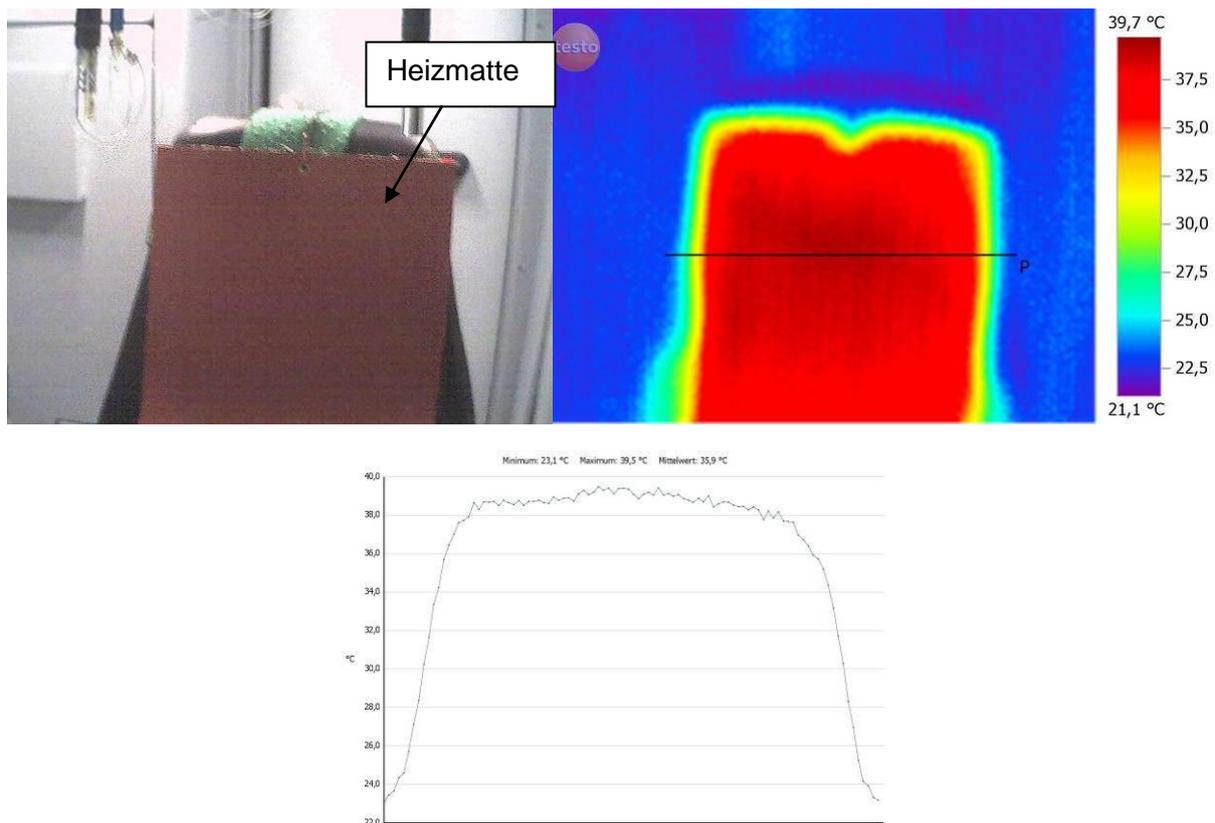


Abbildung 4.2: Temperaturprofil der Heizmatte unter Volllast in der Anwendung am Fahrerstand.

Die Heizmatte wärmt sich gleichmäßig auf und strahlt mit Temperaturen im Bereich $\sim 40^{\circ}\text{C}$ (bei $T_{\text{im}} = 22^{\circ}\text{C}$). Das Temperaturprofil verläuft entlang der schwarzen Linie (im Wärmebild) von links nach rechts.

Die hier verwendete Heizmatte kann der EN 14813 entsprechend eingesetzt werden, da die Oberflächentemperatur selbst bei Volllast $< 40^{\circ}\text{C}$ ist.

Die Heizmatten selbst können allerdings auf Grund ihrer flachen Form zu einem Strömungshindernis werden. Insbesondere im Bereich der Beine (in der Realität ist zwischen diesen ein „Spalt“) können diese zu Luftbarrieren werden. Im Fall des Fahrerstandes, kann dies in Kombination mit dem beengten Raum zu Problemen führen. Im Großraumwagen kann es auch zu Kanalbildungen kommen, welche der Zu- und Abluft regelrecht den Weg versperren. Bei der Installation der Matten ist speziell darauf zu achten, dass diese Effekte weitgehend vermieden werden.

Vorteile:

- Einfache Handhabung
- Geben die Wärme dort ab, wo die Personen in der Realität auch wären.

Nachteile:

- Die Kontur der Matte entspricht nicht der des Menschen. Die Strömung kann sich unnatürlich ausbilden und unerwünschte Effekte erzeugen.

4.1.4 Alternative Simulationsmethoden

Ein wesentlicher Punkt dieser Arbeit ist es, dass alternative Simulationsmethoden theoretisch betrachtet und deren Vor- und Nachteile bewertet werden. In den folgenden Kapiteln wird daher beschrieben, warum die derzeitig verwendeten Gerätschaften, auch nach eingehender und kritischer Untersuchung des Autors, als die praktikabelsten angesehen werden.

4.1.4.1 Alternativen der latenten Simulation

Gerade bei der feuchten Wärmesimulation sind die Anforderungen an die Gerätschaft erhöht. Um systematische Fehlerquellen weitestgehend auszuschalten ist es wünschenswert, dass:

- der Umsetzfaktor nahe dem des Menschen ist (USF ~ 1). Nur so sind größere Regelfehler bzw. unerwünschte Strömungsbeeinflussungen zu verhindern.
- die Wasserabgabe reproduzierbar ist. Die Abhängigkeit der Simulationsmethode von der Wasserqualität oder der thermischen Umgebung muss minimal sein.
- die Gerätschaft die normativen Vorgaben an Oberflächentemperatur usw. einhält. Da während Besetzungsversuchen zumindest die Lufttemperatur erfasst wird, sollte diese durch hohe Wärmestrahlung nicht beeinflusst werden.

Wünschenswert wäre des Weiteren,

- weitgehende Wartungsfreiheit. Kalkablagerungen beeinflussen die Reproduzierbarkeit und müssen beseitigt werden.
- dass die Betriebstemperatur schnell erreicht wird. Dadurch ließe sich kostbare Zeit im Versuchsablauf einsparen.

Am Markt sind zahlreiche Befeuchtungsgeräte vorhanden. Viele davon sind aber von vornherein auszuschließen, da sie die grundlegenden Anforderungen nicht erfüllen. Es folgt nun eine Auflistung und Betrachtung einiger alternativer Befeuchtungsgeräte.

Dampfluftbefeuchter

Bei diesem Verfahren wird das Wasser im Inneren des Gerätes erhitzt bis es verdampft. Grundsätzliches Merkmal der Heißverdampfung ist, dass, wie der Name schon sagt, die Wassermenge als heißer Dampf ausgestoßen wird.

Elektrodendampfbefeuchter

Dieses System wurde bereits im Kapitel 2.3.1.1 ausführlich beschrieben und wird auch im derzeit verwendeten Befeuchter vom Klima-Wind-Kanal verwendet. Eine nähere Beschreibung der Vor- und Nachteile ist Kapitel 4.1.3 zu entnehmen.

Heizelementdampfbefeuchter

Im Gegensatz zu Elektrodendampfbefeuchter arbeiten diese Dampfluftbefeuchter mit Heizelementen (ähnlich einem Wasserkocher). Die Leitfähigkeit des Wassers ist bei dieser Methode irrelevant und beeinflusst daher die Reproduzierbarkeit der Wasserabgabe nicht. Um Probleme mit Kalkablagerungen zu vermeiden, kann auch entsprechend behandeltes, entkalktes, Wasser verwendet werden.

Vorteile:

- Es kann entmineralisiertes Wasser verwendet werden:
 - geringer Wartungsaufwand.
 - exakt reproduzierbare Ergebnisse, da der Wasserzustand definiert ist.

Nachteile:

- Da Dampf erst bei Siedetemperatur des Wassers eintritt und die Wärme am Boden des Gerätes eingebracht wird, muss der gesamte Wasserinhalt auf Siedetemperatur erhitzt werden. Der Umsetzfaktor wird dementsprechend niedrig (größere Wärmeabstrahlung) und die Aufwärmzeit lang sein.
- Temperaturen über 40°C sind am Dampfaustritt zu erwarten.
- Des Weiteren kommt es auch bei Wassermangel zu einer Leistungsaufnahme des Gerätes. Die Heizelemente müssen daher vollständig mit Wasser bedeckt sein, um ein Überhitzen zu vermeiden.

Für den Betrieb eines Befeuchters mit Heizelementen sind Wasserstandfühler nötig. Für überhitzungsgefährdete Geräte sind generell zusätzliche Sicherheitsvorrichtungen (Rauchmelder, Feuerlöschanlage) für einen zuverlässigen Langzeitbetrieb essentiell.

Oberflächenverdampfer

Bei diesem System wird die Energie mittels Wärmestrahlung (im Infrarotbereich) auf die Wasseroberfläche übertragen. An der Grenzschicht Luft – Wasser kommt es zur Absorption der Strahlung und zur Erhitzung der dortigen Wassermoleküle. Da Wärmeeinbringung an der Oberfläche erfolgt kommt es dort zu einer schnellen Verdampfung, während das restliche Wasser im Behälter nur geringfügig erwärmt wird.



Abbildung 4.3: Oberflächenverdampfer der Fa. Quarzglas⁸¹.

⁸¹ "Oberflächenverdampfer der Fa. Quarzglas."

Vorteile:

- Es kann Wasser beliebiger Qualität verwendet werden.
- Funktionsbauteile haben keinen Wasserkontakt und somit können die Entkalkungsintervalle großzügig gestaltet werden.
- Die Verdampfung von Wasser an der Oberfläche ist vorteilhaft, da der Dampf schnell verfügbar und der Wasserbehälter nahezu kalt ist.

Nachteile:

- Vorhandene Geräte sind teuer und werden derzeit nur im Laborbetrieb für das Trocknen von chemischen Produkten eingesetzt → keine praktische Erfahrung im Betrieb als Befeuchter.
- Die Strahlungstemperatur des Quarzstrahlers liegt weit über 40°C. Die Bauart des Gerätes muss daher so gestaltet sein, dass unerwünschte Beeinflussungen durch Strahlung vermieden werden.

Aus Sicht des Autors wäre diese Methode eine erfolgversprechende Möglichkeit zur Verbesserung der latenten Simulation. Im Zuge dieser Arbeit waren leider keine Versuche mit dieser Gerätschaft möglich und es können an dieser Stelle keine Erfahrungsberichte angegeben werden.

Gasdampfbefeuchter

Verdampft das Wasser mit Hilfe von Gasbrennern. Da auf Grund des Brandpotentials und der nötigen Gasversorgung große zusätzliche Hindernisse auftreten, ist ein Einsatz in Fahrzeugen nicht praktikabel.

Direktdampfbefeuchter

Bei diesem System wird in einem externen Dampfkessel (außerhalb des Fahrzeugs) der benötigte Wasserdampf erzeugt und über Zuleitungen dem Fahrzeug zugeführt. Eine entsprechende Dampferzeugung wäre im Klima-Wind-Kanal vorhanden. Die Dampfmenge kann über den Dampfkessel oder ein Ventil gesteuert werden.

Allerdings ist der tatsächliche Feuchteausstoß im Fahrzeug von der Kondensatbildung in der Zuleitung abhängig. Diese variiert mit Leitungslänge, Temperatur der Umgebung (T_{em}) und weiteren Faktoren. Da zusätzlich das Kondensat nicht vollständig rückfließen kann, ist eine lückenlose Erfassung der wirklich eingebrachten Dampfmenge nur mit immensem Aufwand möglich. Eine exakte Regelung wird somit unmöglich.

Befeuchter nach dem Verdunsterprinzip

Geräte welche nach dieser Methode arbeiten, wandeln das flüssige Wasser nicht aktiv in Dampf um. Der vorhandene Wasserdampfpartialdruckunterschied zur umgebenden Raumluft sorgt dafür, dass die Feuchtigkeit von der Luft aufgenommen wird. Es sind mehrere Varianten möglich:

- Aktives Erzeugen von kleinen Wassertropfen, welche außerhalb des Gerätes schnell verdunsten (Vernebler).
- Feuchte Oberflächen befeuchten die vorbeiströmende Luft.

Ultraschallvernebler

Die Nebelerzeugung erfolgt mittels mechanischer Schwingungen, welche auf einen Wasserfilm übertragen werden. Diese Schwingungen werden in der Regel durch piezokeramische Elemente erzeugt, welche elektrische Schwingungen in mechanische Bewegungen umwandeln. Diese erzeugen an der Oberfläche des Wasserfilmes Kapillarwellen. In Abhängigkeit der Oberflächenspannung muss die Anregungsstärke einen bestimmten Wert übersteigen, um kleine Tropfen ausbilden zu können, welche von der vorbeiströmenden Luft mitgerissen werden. Ein steter Luftstrom wird mit Hilfe eines Ventilators sichergestellt. An der Raumluft verdunsten nun die Wassertropfen und entziehen dabei der Umgebungsluft Wärme (Abbildung 4.4)⁸².

Vernebler arbeiten grundsätzlich nicht normgerecht, da im Normtext verlangt wird, dass Wasser dampfförmig eingebracht wird⁸³. Der Vollständigkeit halber wird in dieser Arbeit auch auf Befeuchtertypen außerhalb der Norm eingegangen.

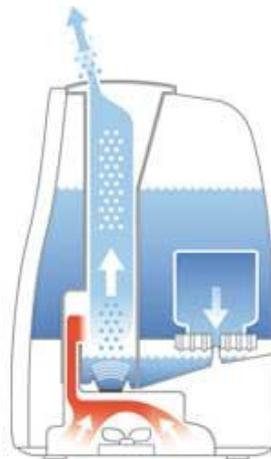


Abbildung 4.4: Schema eines Ultraschallverneblers⁸⁴.

Im Zuge dieser Arbeit wurden auch Versuche mit einem Ultraschallvernebler des Types Boneco 7131 durchgeführt.

Im Abstand von zwei Monaten wurden zwei Versuchsreihen unternommen, um die Wasserabgabe in Abhängigkeit der Leistungszufuhr zu untersuchen. In Abbildung 4.5 sind die Ergebnisse der Versuche dargestellt. Während sich beim ersten Test der Umsetzfaktor zu 5,95 ergab (mit $R_1 = 406,5 \text{ kJ/kg}$), war dieser zwei Monate später 6,28 (mit $R_1 = 385,1 \text{ kJ/kg}$). Erschwerend ist zu bemerken, dass das Gerät bei gleicher Leistungsaufnahme teils höchst unterschiedliche Wasserabgaben erzielte. Benötigte in der ersten Versuchsreihe das Gerät $390 \text{ kJ/kg}_{\text{H}_2\text{O}}$, bei einer Leistungszufuhr von 40 W , so genügten einige Wochen später $345 \text{ kJ/kg}_{\text{H}_2\text{O}}$.

Es wurde somit festgestellt, dass die Oberflächenspannung negativen Einfluss auf die Reproduzierbarkeit der Wasserabgabe hat. Die vorhandene Wasserqualität beeinflusst die Tröpfchengröße und damit in weiterer Folge den Massenstrom⁸⁵. Andere Parameter (Anregungsfrequenz, Dichte des Wassers) können Unterschiede in dieser Größenordnung ($> 10 \%$) nicht verursachen, da diese als annähernd konstant anzusehen sind.

⁸² Vgl.: Wozniak, *Zerstäubungstechnik: Prinzipien, Verfahren, Geräte*. Kap. 5.4.

⁸³ Vgl. CEN, "EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen" 11.1.

⁸⁴ Plaston Group, "Ultraschallvernebler: Schema."

⁸⁵ Vgl.: Wozniak, *Zerstäubungstechnik: Prinzipien, Verfahren, Geräte*. S. 84.

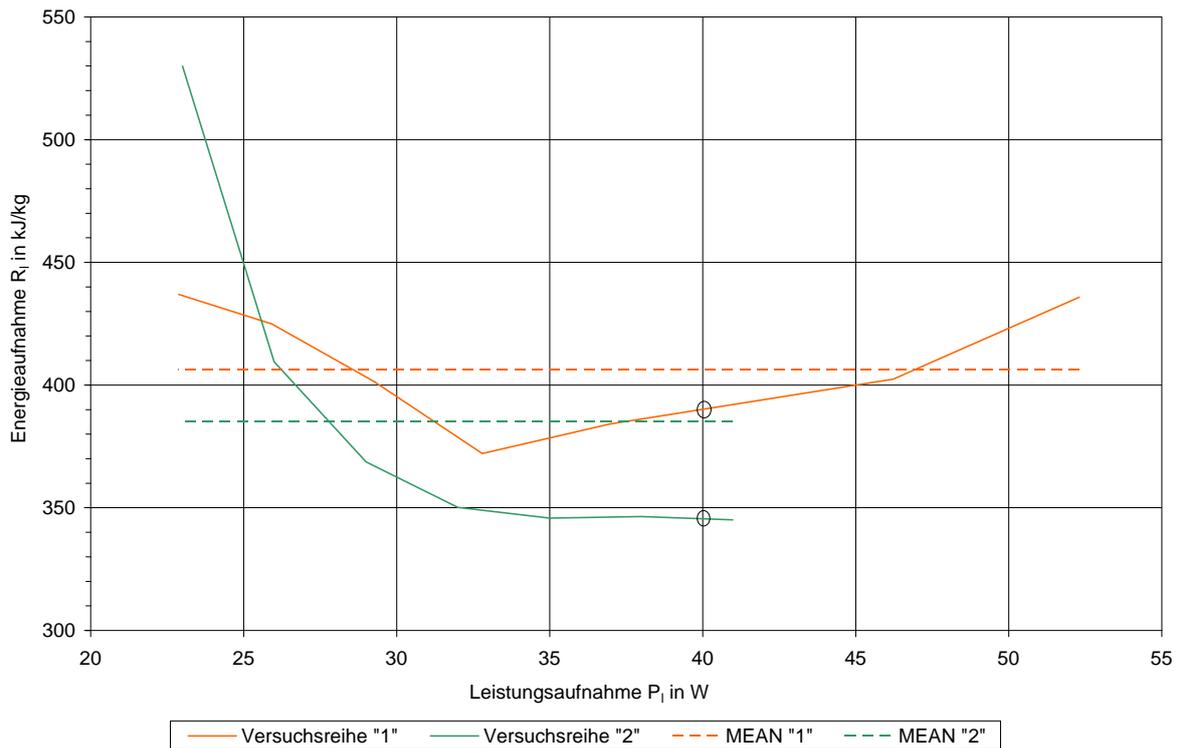


Abbildung 4.5: Energiebedarf eines Boneco 7131 Ultraschallverneblers in Abhängigkeit der Leistungsaufnahme.

Dargestellt ist der Energiebedarf pro abgegebenem kg Wasser (R_i) über der aufgenommenen Leistung (P_i). Die Gleichungen der Regressionsgeraden sind in der Abbildung strichliert dargestellt. Die beiden Kreise kennzeichnen die, im Text erwähnten, Beispielwerte.

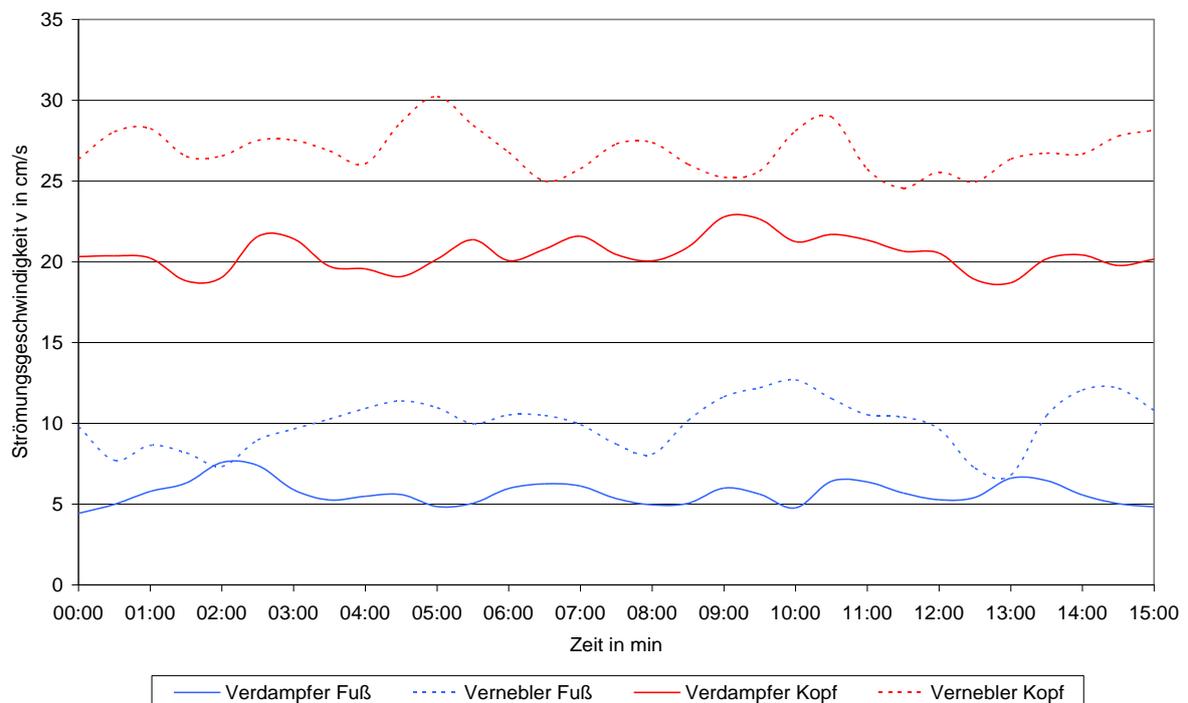


Abbildung 4.6: Einfluss des Wassernebels auf die Luftströmung.

Obige Kurven entstanden bei Vergleichstests zwischen einem Boneco 7131 (Vernebler) und einem Boneco 1331 (Verdampfer). Die Klimaanlage arbeitete im Kühlbetrieb und führte dem Raum vom Deckenbereich aus Kühlluft zu. Die Position der Messfühler als auch die Umgebungsparameter (T_{im} , Zuluftstrom, etc.) waren bei beiden Versuchsreihen gleich.

Für den Fahrerstand ist weiters problematisch, dass gerade bei geringerer Leistungsaufnahme (linker Bereich in Abbildung 4.5) die Wasserabgabe sehr schlecht reproduzierbar ist. Da in der Regel nur eine Person simuliert wird (mit $USF = 6$ wird $P_1 < 15 \text{ W}$), ist aber gerade der Bereich mit geringer Leistungsaufnahme ausschlaggebend.

Des Weiteren konnten negative Effekte auf die Raumluftrömung beobachtet werden. In Abbildung 4.6 ist ersichtlich, dass zwei unterschiedliche Befeuchtungsmethoden auch die Luftströmung in differenzierter Weise beeinflussen. Im gesamten betrachteten Zeitraum von 15 Minuten ergab sich die Raumluftrömung, sowohl im Kopf- als auch Fußbereich, durch den Einsatz des Verneblers (strichlierte Linien) im Gegensatz zum Elektrodendampfbefeuchter verstärkt.

Da, bei den Versuchen mit Verneblern, die abgekühlte Luft mit Hilfe der sensiblen Heizgeräte (gemäß den in Tabelle 4.3 gezeigten Umsetzfaktors) erwärmt wurde, ist ein Vergleich mit der derzeit verwendeten Methode möglich. Die durch den Ultraschallvernebler befeuchtete Luft (\rightarrow kälter und schwerer) verstärkte die Luftströmung merkbar und sorgte für höhere Strömungsgeschwindigkeiten im gesamten Fahrerstand.

Die Vor- und Nachteile eines Ultraschallverneblers ergeben sich daher zu:

Vorteile:

- Die Wassermenge wird mit Raumtemperatur eingebracht und somit ergeben sich geringe Oberflächentemperaturen am Gerät.
- Die Wasserabgabe ist unabhängig vom Wasserstand im Tank, da das Gerät automatisch für die bestmögliche Wasserstandshöhe über der schwingenden Membran sorgt (Vogeltränkensystem).

Nachteile:

- Nicht normgerecht, da Wasser dampfförmig einzubringen ist.
- Der Umsetzfaktor des Gerätes ist weit von dem gewünschten entfernt ($USF_{\text{Ist}} = 6$, $USF_{\text{Soll}} = 1$). Die schweren Tropfen (im Vergleich zur Luft) „fallen“ außerhalb des Gerätes Richtung Boden und können damit die Luftströmung negativ beeinflussen. Des Weiteren verursacht eine Abweichung in der Leistungszufuhr einen relativ großen Fehler in der latenten Wärmeabgabe.
- Die Wasserabgabe ist abhängig von der Wasserqualität. Der Einsatz von aufbereitetem Wasser (definierter Wasserzustand) wäre demnach notwendig, um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen.
- Kalkablagerungen an der Membran beeinflussen die Wasserabgabe. Regelmäßige Wartungsintervalle sind nötig.

Rotationsluftwäscher

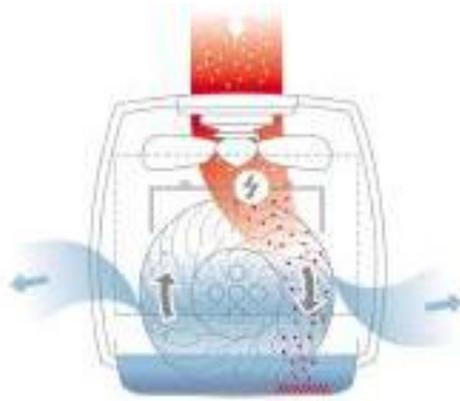


Abbildung 4.7: Funktionsschaubild eines Rotationsluftwäschers der Fa. Boneco⁸⁶.

Bei diesem System wird die zu befeuchtende Luft über eine feuchte Platte geblasen. Dabei nimmt der Luftstrom Wassermoleküle auf und verlässt das Gerät in einem feuchteren Zustand. Um die Platte permanent feucht zu halten rotiert diese durch ein Becken mit Wasser.

Die große Schwäche dieses Systems ist die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse. Da die tatsächlich verdunstete Wassermenge hauptsächlich vom Zustand des Zuluftstromes abhängig ist (Feuchtegehalt, Temperatur,...), ist eine genaue Regelung der Befeuchtungsleistung nicht möglich.

Vorteile:

- „Kalte“ Verdampfung im Gerät → kalte Oberflächen

Nachteile:

- Nicht vernünftig regelbar, da die aufgenommene Feuchtemenge stark vom Zuluftzustand abhängt.

Zusammenfassend ist dieses System für den Einsatz als Simulationsgerät nicht geeignet.

4.1.4.2 Alternativen der sensiblen Simulation

Im Gegensatz zur latenten Simulation ist die sensible Situation auf den ersten Blick leichter zu beurteilen. Da fühlbare Wärme nur von warme auf kalte Körper übertragen werden kann, ist die Oberflächentemperatur der Gerätschaft zwangsläufig höher als jene der Umgebung. Die zulässige Temperatur ist allerdings mit 40°C nach oben beschränkt. Sollen große Leistungen abgegeben werden, ist daher, neben der Temperaturdifferenz, auch die wirksame Oberfläche von großer Bedeutung.

Heizkörper

Zusätzlich zu den Heizmatten (siehe Seite 64) werden im Klima-Wind-Kanal Wien kleine Heizkörper verwendet. Diese sollen die sensible Wärme mehrerer Personen gleichzeitig abgeben und werden hauptsächlich in Großraumwägen, im Bereich der Stehplätze, verwendet. Die mögliche Wärmeabgabe reicht, je nach Größe, von 250 W bis 500 W. Auf Grund ihrer großen Leistung, in Kombination mit der geringen Oberfläche, werden sie allerdings sehr warm. Im Wärmebild der Abbildung 4.8 ist die heiße Heizwendel deutlich zu erkennen, welche durch den Berührungsschutz hindurch strahlt.

⁸⁶ Plaston Group, "Rotationsluftwäscher."

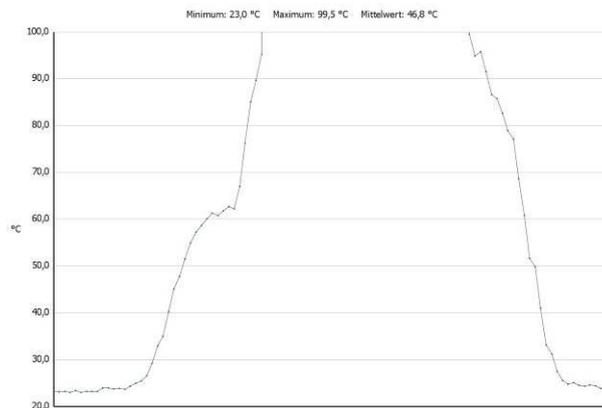
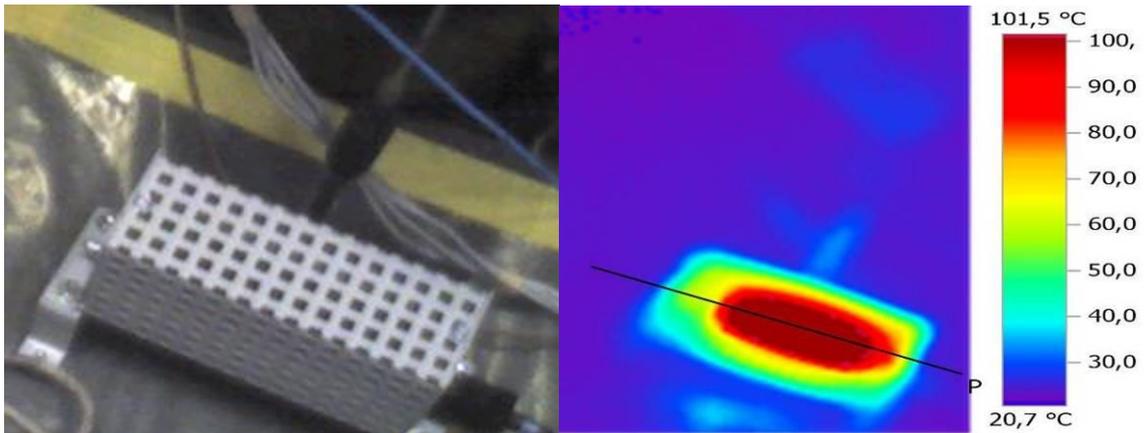


Abbildung 4.8: Temperaturprofil eines kleinen Heizkörpers unter Vollast.

Der Heizkörper wurde unter Vollast betrieben (~ 250 W). Die Anordnung des Wärmebildes entspricht exakt jenem des Fotos. Das Temperaturprofil (unten) verläuft im Wärmebild entlang der schwarzen Linie von links oben nach rechts unten.

Die maximale Temperatur, welche die hier verwendete Wärmebildkamera messen konnte, lag bei ~ 100°C und diese wurde noch deutlich überschritten.

Vorteile:

- Kompakte Bauform und schnelles Erreichen der Betriebstemperatur

Nachteile:

- Die Strahlungstemperatur ist höher als die zulässige der EN 14813. Der Einsatz eines zusätzlichen Strahlungsschutzes wäre notwendig um die Norm vollständig zu erfüllen.

Um eine normgerechte Simulation mit Heizkörpern zu gewähren, wäre eine Möglichkeit, die effektive Strahlungsfläche zu vergrößern. Als Effekt würde die Oberflächentemperatur sinken.

Die Simulation mit Heizkörpern der vorhandenen Bauart kann auch verbessert werden, indem die effektive Strahlungstemperatur, mit Hilfe eines zusätzlichen Strahlungsschutzes, minimiert wird. Eine Möglichkeit dazu ist schematisch in Abbildung 4.9 dargestellt. Um eine möglichst freie Konvektion der Luftströmung zu ermöglichen, wirkt das Gestell wie eine Kaminhaube. Die direkte Abstrahlung mit hohen Oberflächentemperaturen wird verhindert, während die erwärmte Luft abströmen kann.

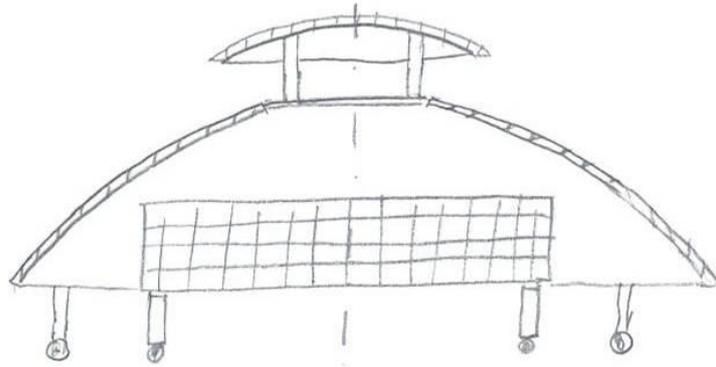


Abbildung 4.9: Strahlungsschutzhaube für einen Heizkörper (schematische Darstellung).

Die schematische Darstellung zeigt im Inneren den Heizkörper und Außen, ähnlich einem Schirm, den Strahlungsschutz.

Beheizte, menschliche Kontur

Der Einsatz einer Puppe oder einer menschenähnlichen Kontur hat gerade für die strömungsrichtige Simulation (siehe auch Kapitel 4.2, S. 76) einen großen Nutzen. Auch zur Abgabe der sensiblen Wärme können solche Simulationshilfsmittel eingesetzt werden. Da die Größe der Oberfläche zwangsläufig jener des realen Menschen ähnlich ist, kann auch von ähnlichen Strahlungstemperaturen ausgegangen werden.

Mit Hilfe einer handelsüblichen Schaufensterpuppe, welche von Innen mit einer Glühbirne beheizt wurde, werden die auftretenden Oberflächentemperaturen in Abbildung 4.10 sichtbar.

Nur an vereinzelt Stellen treten Temperaturen über 40°C auf, wie z.B. im Halsbereich. Der zusätzliche Einsatz von Wärmequellen in den Beinen würde die sensible Last verteilen und die Oberflächentemperatur weiter senken.

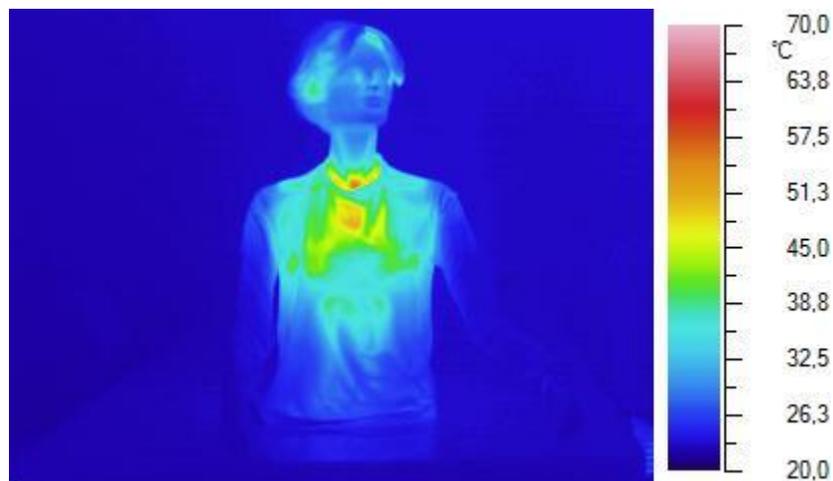


Abbildung 4.10: Oberflächentemperaturen einer beheizten Puppe.

Es wurde nur der Oberkörper einer Schaufensterpuppe aus PE verwendet. Dieser wurde mit Hilfe einer Glühbirne unter einer Leistung von 85 W erwärmt. Diese sensible Wärmeabgabe entspricht jener bei 22°C Raumtemperatur (T_{im} war ebenso $\sim 22^\circ\text{C}$).

Die hier verwendete Puppe bestand aus Polyethylen, einem Kunststoff mit hoher Wärmekapazität ($c_{p,PE} \sim 1,8 \text{ kJ/kgK}$; $c_{p,Eisen} \sim 0,46 \text{ kJ/kgK}$ ⁸⁷). Um einen nahezu eingeregelt Zustand zu erhalten mussten über 30 Minuten abgewartet werden.

⁸⁷ Vgl. "Werkstoffdatenbank RIWETA 4.1" PE-LD und Roheisen.

Möglichkeiten diese Wartezeit zu verkürzen wären vorhanden. Anstelle der Glühbirne könnte eine strahlungsärmere Wärmequelle verwendet werden (Wärmelampe, kleine Form einer Heizdecke, etc.). Dadurch ist kein Absorptionskörper (in diesem Fall die geschlossene Kontur der Puppe aus PE) für die Strahlungsenergie der Glühbirne nötig. Der Einsatz eines Gerüsts (z.B. aus Draht) mit Kleidung, womit die Kontur vorgegeben ist, wäre ausreichend.

Vorteile:

- Realistische Wärmeeinbringung: Die Größe der Oberfläche, die Temperatur und der Einbringungsort sind ähnlich zum realen Menschen.

Nachteile:

- Je nach Bauart ist das System sehr träge und benötigt lange bis zum Betriebszustand. Ebenso ist nach Versuche eine große Wärmemenge in den Puppen gespeichert und diese benötigen Zeit um auszukühlen.
- Für den Einsatz im Großraumwagen oder bei Stehplätzen wären entsprechend viele solcher Puppen oder Gestelle nötig und damit wird dieser dementsprechend teuer in der Anschaffung und Lagerung.

4.1.4.3 Zusammenfassung der Alternativen

Latente Simulation

Der Autor vertritt die Meinung, dass Elektrodendampfbefeuchter sehr gut für die Anforderungen der latenten Simulation geeignet sind. Sie sind leicht zu regeln (Variation der angelegten Spannung ist ausreichend) und liefern, bei ausreichender Wartung, reproduzierbare Ergebnisse. Zusätzlich ist die Beeinflussung der Raumluft auf Grund der dampfförmigen Einbringungsform relativ gering. Diese Geräte werden auch aktuell im Klima-Wind-Kanal verwendet.

Die Oberflächenverdampfer sind, in der theoretischen Betrachtung, für die Simulation gut geeignet. Sie bieten Vorteile im Bezug auf Wartung (keine Entkalkung) und Versuchszeit (kurze Aufwärmzeit). Eine genaue Untersuchung dieser Geräte in Bezug auf Reproduzierbarkeit der Ergebnisse, Strahlungstemperatur, Wartungsfreundlichkeit und Kosten kann Klarheit bringen, ob die theoretischen Vorteile der Realität standhalten.

Sensible Simulation

Die Anforderungen an die sensible Wärmeabgabe können von Heizmatten sehr gut erfüllt werden. Diese sind leicht und schnell installiert und erfüllen, auf Grund der großen Oberfläche, die in der EN 14813 gestellten Vorschriften zur Oberflächentemperatur ($T < 40^{\circ}\text{C}$). Selbst an Stehplätzen wäre der Einsatz von Heizmatten, anstelle der Heizkörper, gut möglich. Die, dann hängenden, Matten wären dem stehenden Menschen im Bezug auf strömungsrichtige Simulation ähnlicher als am Boden stehende Heizkörper.

Sind für strömungstechnische Untersuchungen körperähnliche Konturen nötig, ist der Einsatz einer beheizten Puppe zu empfehlen.

4.2 Strömungsrichtige Simulation

Der Mensch ist für die Luftströmung in der Fahrerkabine ein Hindernis. So können die Arme und Beine des Menschen die Luftströmung signifikant beeinflussen.

In den Vorgaben der EN 14813⁸⁸ und UIC 553⁸⁹, wird der Einsatz von Dummies (Puppen) nicht vorgeschrieben, aber empfohlen. In einem Teil der folgenden Unterpunkte wird nun der Frage nachgegangen, ob der Verzicht auf einen Dummy auch deutliche, und damit zu beachtende, Änderungen in den Messergebnissen verursacht.

Ist die Beeinflussung durch den Menschen ausreichend groß, müsste, um sinnvolle Ergebnisse zu liefern, die Empfehlung durch eine Vorschrift ersetzt werden.

4.2.1 Beeinflussung durch das Strömungshindernis Mensch

Im Zuge des folgenden Kapitels wird demnach festgestellt, in welchem Ausmaß das Fehlen eines menschlichen Körpers das Messergebnis beeinflusst. Anhand zweier Körperbereiche (Knie und Kopf) werden die entstandenen Unterschiede beschrieben.

Beeinflussung im Kniebereich

Der Kniebereich in Fahrerständen mit sitzenden Fahrern kann mit jenem eines normalen Büroarbeitsplatzes verglichen werden. Erst das Fehlen der menschlichen Beine macht eine freie Strömung, zwischen Sitz- und Arbeitsfläche, möglich. Je nach Luftführung des Fahrerstandes, welche bei jedem Fahrzeugtyp individuell ist, entsteht eine, mehr oder weniger, stark ausgeprägte Strömung. Im Klima-Wind-Kanal Wien wurden anhand zweier Testobjekte die entstandenen Unterschiede messtechnisch erfasst. In Abbildung 4.11 ist der verwendete Messaufbau ersichtlich.

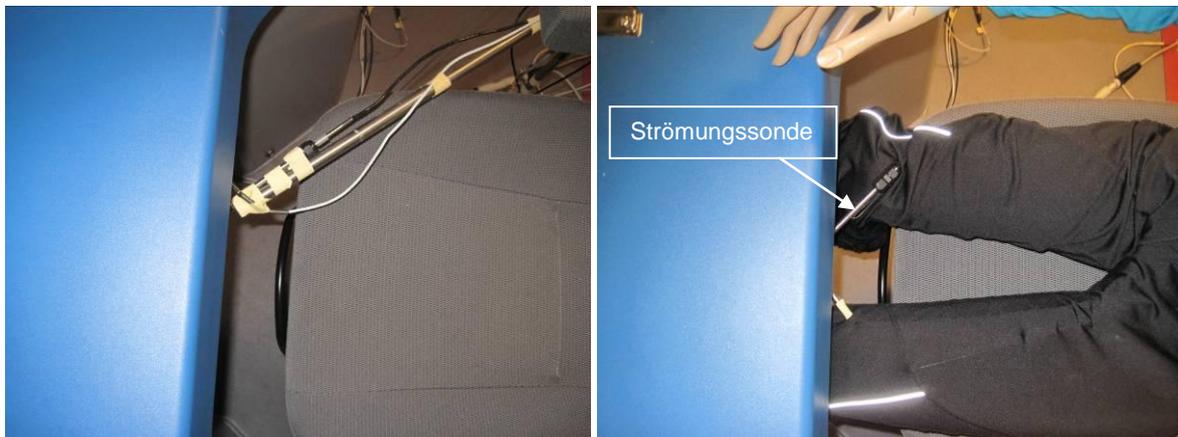


Abbildung 4.11: Messaufbau zur Evaluierung der Strömung im Kniebereich.

Die Strömungssonde wurde bei den Vergleichsmessungen auf gleicher Position und mit gleicher Orientierung installiert um verfälschende Einflüsse zu verhindern. Als menschliche Kontur wurde eine bekleidete Schaufensterpuppe verwendet (rechtes Bild).

Wie erwartet, war die Luftströmung bei den Versuchen mit einer Puppe weniger stark ausgeprägt. Die Messergebnisse am Testobjekt "2" (Abbildung 4.12) zeigen, dass sich, auf Grund der Puppenbeine, die Strömung stark vermindert hat.

⁸⁸ Vgl. CEN, "EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen."

⁸⁹ Vgl. UIC, "UIC 553-1_2.Ausgabe_10_2005: Lüftung, Heizung und Klimatisierung der Reisezugwagen - Typenprüfung."

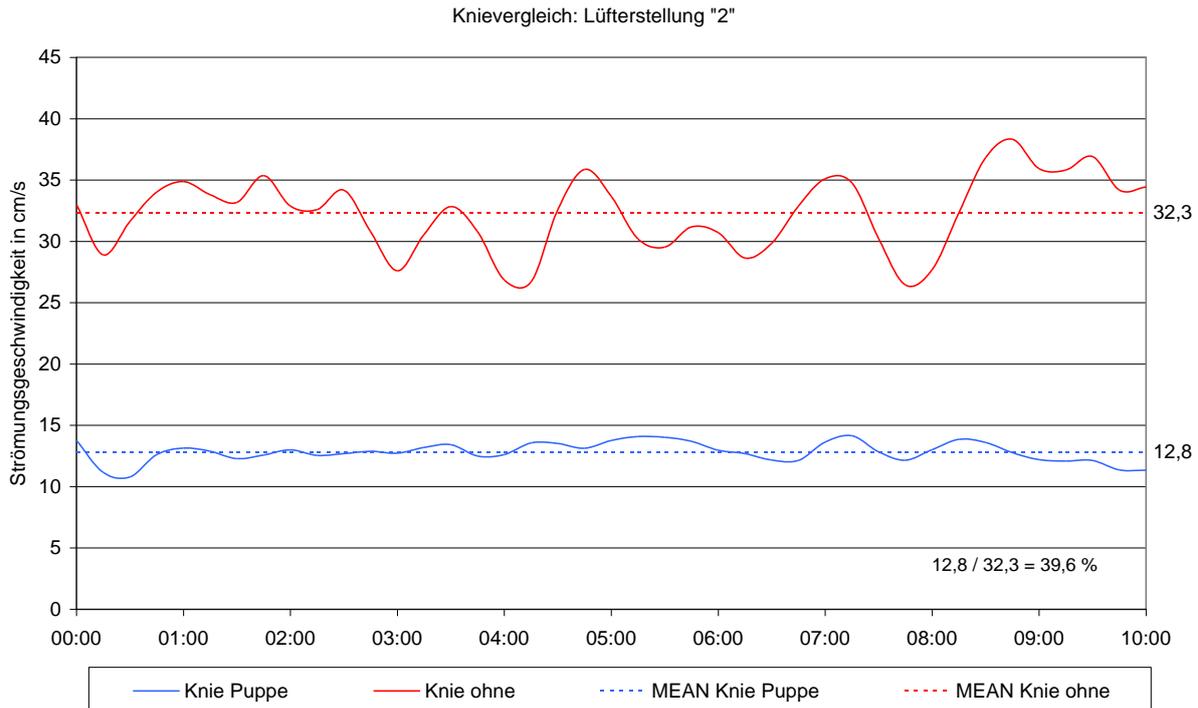


Abbildung 4.12: Vergleich der Strömungen im Kniebereich.

In blau sind die Messwerte mit Puppe und in rot jene ohne Puppe dargestellt. Punktirt ist der arithmetische Mittelwert über die gesamte Messdauer.

Die Messungen wurden bei vier unterschiedlichen Lüftereinstellungen (Variation der Luftereinlassdüsen) vorgenommen. Im Durchschnitt erreichte die Strömung bei den Puppenversuchen nur 49 % vom Referenzwert (Messung ohne Puppe). Dementsprechend kann für diesen Fahrerstand (Testobjekt "2") behauptet werden, dass, durch das Fehlen eines Dummies, die Luftgeschwindigkeit im Kniebereich deutlich erhöht wird.

Da die Luftführung, wie vorhin erwähnt, je nach Fahrerstand individuell gestaltet ist, sind die gemessenen Ergebnisse auch unterschiedlich. So ergab sich die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Testobjekt "1" zu ~ 87 % des Referenzwertes und damit deutlich weniger abgeschwächt. Die Ergebnisse aller Versuche sind im Anhang ersichtlich.

Die Aussage, dass das Fehlen des menschlichen Strömungshindernisses die Strömungsgeschwindigkeiten erhöht, kann auf weitere Bereiche erweitert werden. Dort wo der Mensch die Ausbildung einer Strömung stark behindert, weil er die freie Luftströmung verhindert, sind ähnliche Ergebnisse zu erwarten. In „normal“ aufgebauten Fahrerständen sind dies alle Bereiche innerhalb der Fußnische.

Beeinflussung im Kopfbereich

Ähnlich zu den Messungen im Kniebereich wurde versucht, Messaufbauten für Vergleichsmessungen „mit Dummy“ und „ohne Dummy“ zu installieren. Im Gegensatz zum Kniebereich war es allerdings nicht möglich, die Messsonden an der identen Position zu installieren.

Als Referenz („ohne Dummy“) wurde der Normaufbau für Fahrerstände angewandt (Abbildung 2.4 bzw. Abbildung 4.13). Bei diesem ist die Position der Strömungssonde in der Mitte des virtuellen Gesichtsfeldes und soll das menschliche Strömungsempfinden erfassen. Beim Einsatz eines Kopfes würde diese Messstelle im Gesicht des Dummies liegen und wäre demnach nicht repräsentativ.

Da für Behaglichkeitsversuche die Geschwindigkeit der Strömung ausschlaggebend ist, wurde nun versucht, die Strömung im gesamten Kopfbereich messtechnisch zu erfassen. Dies wurde durch Anordnung von vier Messsonden im Kopfbereich (Gesicht, Links, Rechts und Nacken) möglich. Der direkte Vergleich zwischen den Messaufbauten ist allerdings damit nicht möglich, da weder Position noch Orientierung der Sonden identisch sind.

Im Kopfbereich wurde deshalb der Frage nachgegangen, ob das Ergebnis der Behaglichkeitsversuche (Strömungsgeschwindigkeit im Behaglichkeitsbereich: „Erfüllt“ oder „Nicht Erfüllt“) durch den Einsatz einer Puppe verändert werden kann.



Abbildung 4.13: Messaufbau zur Evaluierung der Strömung im Kopfbereich.

Links ist der Messaufbau ohne Puppe zu sehen und wie er laut Normvorgaben⁹⁰ aussehen könnte. Rechts ist der Aufbau der „Messpuppe“ zu sehen, inklusive mehrerer Strömungssonden. Zusätzlich sind einige Temperaturfühler im Kopfbereich zu erkennen.

Im Gegensatz zu den Umständen im Kniebereich, kann der Kopf „frei“ umströmt werden. Der Kopf selbst wirkt zwar als Hindernis, aber die Strömung wird sich in der Umgebung relativ unbeeinflusst ausbilden können, da die Lufteinlässe im Deckenbereich für eine intensive Anströmung im Kopfbereich sorgen.

Analog zu den Messungen im Kniebereich wurden bei den Versuchen im Testobjekt „2“ vier Lüfterstellungen variiert. In Abbildung 4.14 sind die Ergebnisse eines der Versuche dargestellt. Alle vier Sonden wiesen, zum Teil deutlich, geringere Werte auf. Der Puppenkopf hatte daher erheblichen Einfluss auf die Messergebnisse, wobei bei diesem Versuch der Kopf als Strömungshindernis identifiziert konnte.

⁹⁰ Vgl. CEN, „EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen,“ 24.

Kopfvergleich: Lüfterstellung "3"

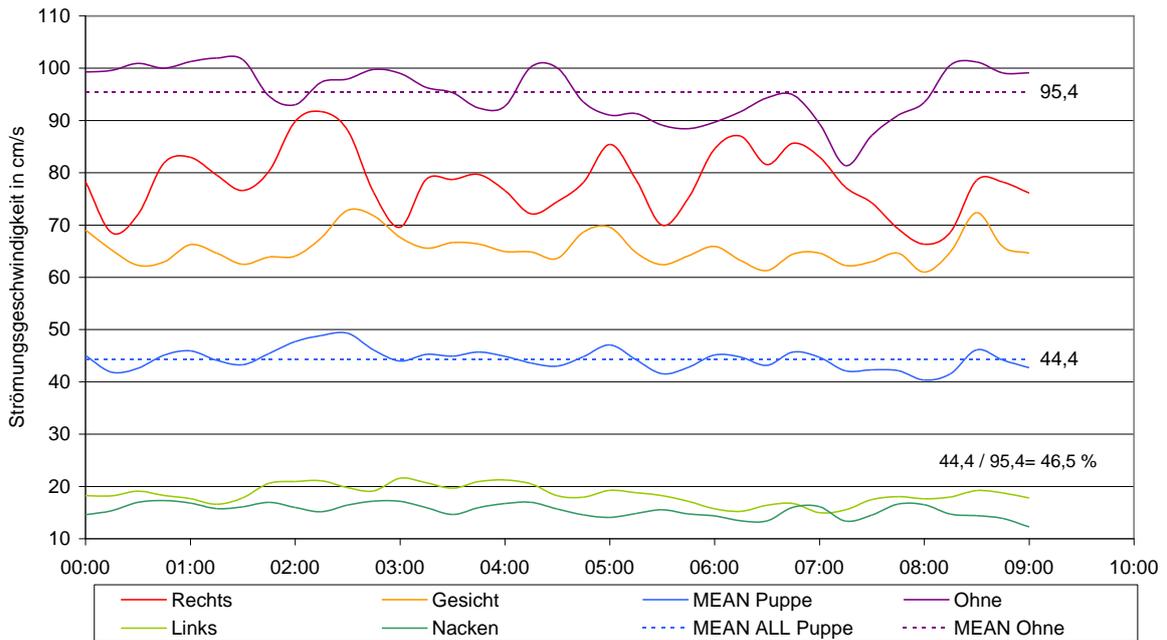


Abbildung 4.14: Vergleich der Strömungen im Kopfbereich (1).

Bei obigen Messergebnissen beschreibt die Linie „Ohne“ (Lila) jene Ergebnisse der Versuche ohne Puppe. Als MEAN wird das arithmetische Mittel der gleichnamigen Linie bezeichnet. MEAN Puppe ist der Mittelwert aller vier Messsonden im Bereich des Puppenkopfes. Die angegebene Prozentangabe ist das Ergebnis der Rechnung mittlere „Kopf“- Strömung“ (MEAN ALL Puppe) durch mittlere „Ohne“- Strömung (MEAN Ohne).

Kopfvergleich: Lüfterstellung "1"

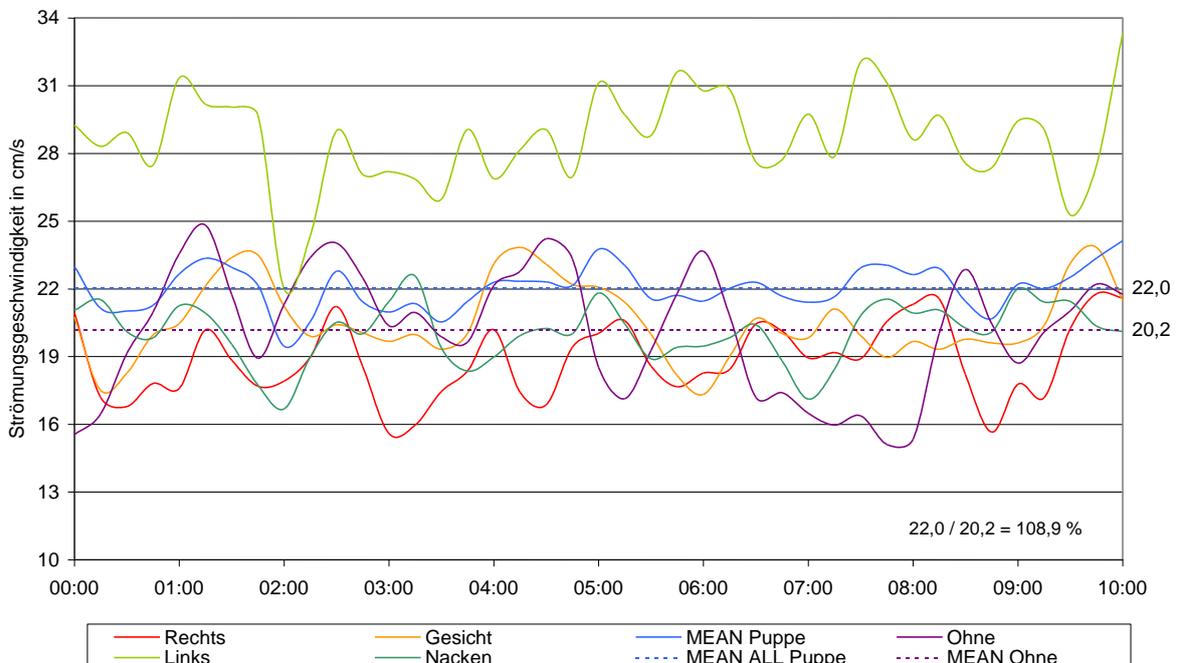


Abbildung 4.15: Vergleich der Strömungen im Kopfbereich (2).

Bei obigen Messergebnissen beschreibt die Linie „Ohne“ (Lila) jene Ergebnisse der Versuche ohne Puppe. Als MEAN wird das arithmetische Mittel der gleichnamigen Linie bezeichnet. MEAN Puppe ist der Mittelwert aller vier Messsonden im Bereich des Puppenkopfes. Die angegebene Prozentangabe ist das Ergebnis der Rechnung mittlere „Kopf“- Strömung“ (MEAN ALL Puppe) durch mittlere „Ohne“- Strömung (MEAN Ohne).

Dieses Ergebnis kann aber nicht generalisiert werden. Durch Verstellung der Lüfterdüsen wurden gänzlich andere Ergebnisse erzielt. Bei veränderter Lüfterstellung sind die Messwerte beim Versuch „ohne Kopf“ ähnlich derer „mit Kopf“ (siehe Abbildung 4.15). Es lässt sich auch zeigen, dass durch den Einsatz von mehreren, um den Kopf verteilten Sonden, inhomogene Strömungen erkennbar werden. So war bei diesem Versuch die linke Gesichtshälfte der Luftströmung stärker ausgesetzt als andere Bereiche des Kopfes. Würde die maximale Strömung gemäß Abbildung 2.2 mit $v_{\max} \sim 0,25 \text{ m/s}$ (bei $T_{\text{im}} = 22^\circ\text{C}$) festgelegt werden, so wäre bei der strömungstechnischen Untersuchung „mit Dummy“ die Norm nicht erfüllt gewesen, bei Versuchen „ohne Dummy“ hingegen schon.

Die Behauptung, dass die individuelle Konstruktion der unterschiedlichen Fahrerstände die Unterschiede in den Messergebnissen beeinflusst, lässt sich auch im Kopfbereich bestätigen. Im Testobjekt „1“ wurde die Zuluft nicht durch Düsen geführt, sondern großflächig im Deckenbereich eingeströmt. Eine Verstellung dieser Zuluftschlitzes per Hand war nicht möglich und so wurden innerhalb eines Versuches keine Lüftungsvarianten getestet. Insgesamt wurden für vier Umgebungszustände (Unterschiedlich in T_{im} und T_{em}) Messungen durchgeführt. Der Versuchsaufbau war insgesamt einfacher gehalten und es wurde nur die Strömung im Gesichtsbereich gemessen.

Die Messungen im Testobjekt „1“ zeigten, dass sich dort der Kopf der Puppe generell als „Strömungsbeschleuniger“ erwies (Abbildung 4.16). Es ist leicht zu erkennen, dass die Strömungen im Gesicht deutlich erhöht wurden, wenn eine menschenähnliche Puppe verwendet wurde. Werden alle vier Tests betrachtet, so stieg die Strömungsgeschwindigkeit im Gesichtsbereich, bei Verwendung einer Puppe, im Schnitt um $\sim 60 \%$ an. Durch die Verwendung eines Dummies, konnte die Bewertung der Messergebnisse verändert werden (mit Dummy „Nicht Erfüllt“, ohne Dummy „Erfüllt“).

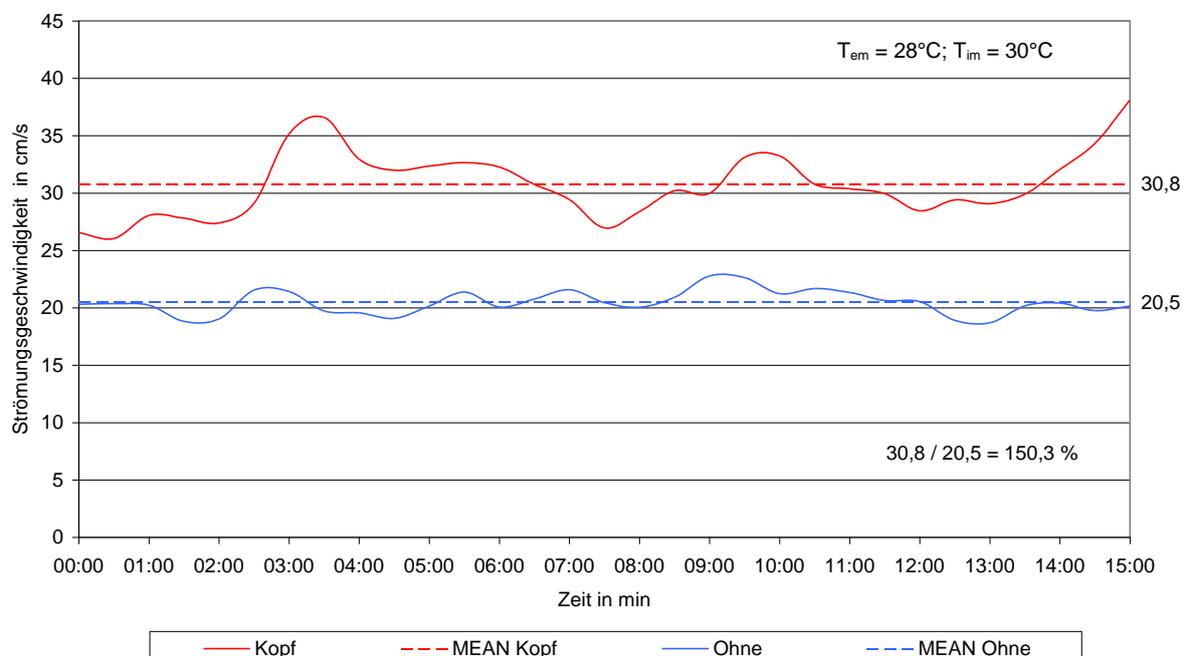


Abbildung 4.16: Vergleich der Strömungen im Kopfbereich (3).

Zusammenfassung

Auf Grund der unterschiedlichen Lüftungssituation in den verschiedenen Testobjekten ist kein genereller Rückschluss auf Unterschiede in der Strömungssituation möglich. Ebenso kann keine, statistisch gestützte, Prognose auf Grund mangelnder Testobjekte getätigt werden.

Dennoch sind unterschiedliche Abweichungen in den Messergebnissen, beim Vergleich „mit Dummy“ und „ohne Dummy“, feststellbar. In Abhängigkeit der individuellen Konstruktionsmerkmale und der Luftführung sind diese mehr oder weniger stark ausgeprägt. Die Messergebnisse haben auch gezeigt, dass eine Messung mit Dummy eine unterschiedliche Bewertung zur Folge haben kann. Es traten in den Versuchen mehrmals Situationen auf, bei denen der unterschiedliche Versuchsaufbau auch unterschiedliche Ergebnisse (z.B. „Erfüllt“ statt „Nicht erfüllt“) zur Folge haben würde.

Die von der Norm gestellte Aussage, dass die „...Verwendung eines Dummy (...) empfohlen wird.“⁹¹, kann durch die in dieser Arbeit festgestellten Ergebnisse eindeutig bestätigt werden.

4.2.2 Beeinflussung durch den warmen Körper

Der reale Mensch gibt über den ganzen Körper verteilt Wärme ab. Dadurch wird auch die, ihn direkt, umgebende Luft erwärmt. Bei entsprechend kühler Raumluft entsteht eine Wärmeglocke, d.h. die erwärmte Luft steigt auf und durchströmt dabei die darüber liegenden Luftschichten, welche dann ebenfalls erwärmt werden. In Abbildung 4.17 ist ein mögliches, menschliches Mikroklima dargestellt. Nach Völker und Konradt wird gezeigt, dass durch die Wärmeabgabe durchaus Strömungen von 0,2 m/s verursacht werden können. Die in Fahrerständen von Reisezügen höchstzulässige Luftströmung beträgt 0,3 m/s (siehe 2.1.1). Es kann daher zu durchaus signifikanten Beeinflussungen der Strömungssituation im Umfeld des Menschen kommen.

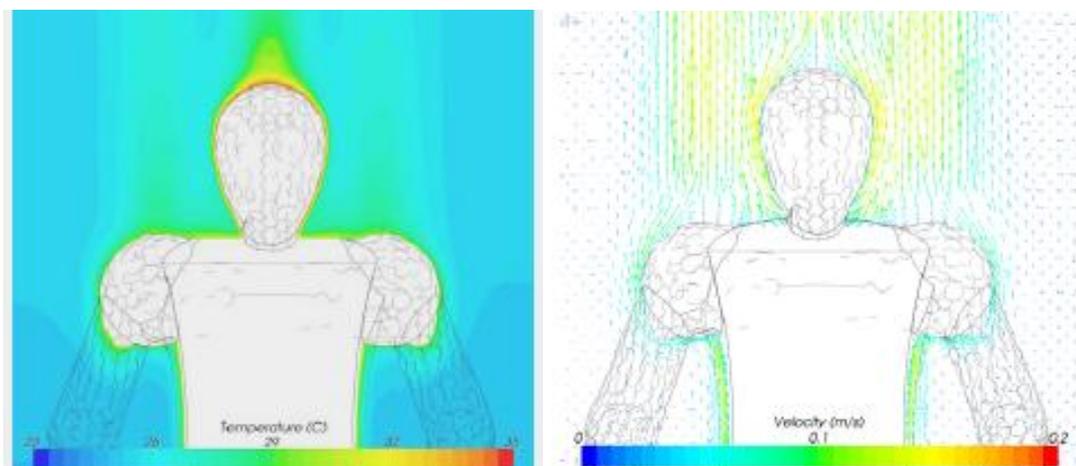


Abbildung 4.17: Beeinflussung der Raumluft durch die menschliche Wärmeglocke⁹².

Obige Bilder entstanden bei der PC-basierten Simulation des menschlichen Mikroklimas durch Völker und Konradt. Die auf der Simulation basierenden Umgebungszustände waren $T_{im} = 24^{\circ}\text{C}$ und $v = 0 \text{ m/s}$ (keine Angaben zu Strahlungstemperatur und relativer Luftfeuchte). Da, im Gegensatz zur Situation im Fahrerstand, keine erzwungene Strömung vorherrscht, sind diese Ergebnisse nicht direkt umlegbar.

⁹¹ Vgl. CEN, "EN 14813-2: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen."

⁹² Völker und Konradt, "Simulation der thermischen Behaglichkeit," 3.

Während der im Klima-Wind-Kanal durchgeführten Versuche waren keine aussagekräftigen Vergleichstests zu diesem Umstand möglich. Es wurde allerdings in mehreren Tests versucht, die Ergebnisse zwischen „realer Mensch“ und „unbeheizte Puppe“ zu vergleichen.

Im Kühlbetrieb waren (Anströmung von der Decke) bei Versuchen mit der unbeheizten Puppe die Strömungsgeschwindigkeiten höher als jene beim realen, warmen Menschen. Ursache könnte die vorhandene Wärmeglocke des Menschen gewesen sein, welche die zuströmende Kühlluft thermisch „gebremst“ hat. Ergänzend muss aber darauf hingewiesen werden, dass Puppe und Mensch unterschiedliche Körperdimensionen aufwiesen und daher systematische Messfehler erwartet werden mussten.

Zusammenfassend kann davon ausgegangen werden, dass, um exakte Aussagen zur Strömungssituation im Behaglichkeitsbereich tätigen zu können, der Einsatz von beheizten Dummies oder eines realen Menschen erforderlich ist.

4.3 Messmittel

Die in Kapitel 2.3.2 vorgestellten Messmittel, welche derzeit im Klima-Wind-Kanal eingesetzt werden, sind ohne Ausnahme für die messtechnische Erfassung der relevanten Parameter geeignet. Gerade im Bezug auf eine strömungsrichtige Simulation sind aber Verbesserungsvorschläge möglich.

Im Kopfbereich des Fahrers sind die Strömungssonden in unmittelbarer Nähe zu einigen Temperaturfühlern anzubringen (siehe auch Abbildung 2.4, S. 10). Der damit verbundene Aufwand an Messtechnik behindert den freien Luftstrom und kann Messfehler verursachen (Windschatteneffekt). Je nach Luftführung im Fahrerstand, kann dieser Fehler die Fahrzeugbewertung signifikant beeinflussen. Ähnliche Effekte sind im Bezug auf den menschlichen Kopf bereits gezeigt worden (siehe 4.2.1).

Das vorrangige Ziel in der Auswahl der Messsensoren muss daher sein, dass diese und deren unmittelbare Messtechnik (Signalverarbeitung, Kabel, Aufhängung, etc.) die Luftströmung nur unwesentlich beeinflussen.

4.3.1 Temperaturmessung

Da in der Behaglichkeitszone des Menschen eine starke Strahlungsbeeinflussung möglich ist (Sonnensimulation), sind Messsonden zu verwenden, welche vor dieser geschützt sind. Im Klima-Wind-Kanal werden daher zur Messung der Lufttemperatur Pt-100-Sonden in strahlungsgeschützter Ausführung verwendet. In Bereichen, wo Strömungssonden und Temperaturfühler in nächster Nähe zueinander installiert werden (z.B. Kopfbereich, siehe Abbildung 2.4), beeinflussen allerdings die relativ großen Temperaturfühler (Abbildung 4.18) die Messergebnisse der Strömungssonden. In diesen Messbereichen sollten zukünftig kleinere Bauformen verwendet werden. Abseits davon sind die aktuell verwendeten Sonden absolut ausreichend.

Nach einer regionalen Marktrecherche durch den Autor (im mitteleuropäischen Raum), konnten leider keine, als strahlungsgeschützt ausgewiesene, kleinere Messfühler gefunden werden. Am globalen Markt sind möglicherweise Bauformen erhältlich, welche signifikant kleiner als die derzeit verwendeten sind. In Abbildung 4.18 ist der aktuell verwendete Messfühler in einer Fotomontage mit der Zielbaugröße dargestellt. Die derzeit im Klima-Wind-Kanal verwendeten Temperaturfühler erfüllen die Genauigkeitsanforderungen der

Norm ($\pm 0,25 \text{ K}$) mit $\pm 0,16 \text{ K}^{93}$ deutlich.

Zur Messung der Oberflächentemperatur kommen im Klima-Wind-Kanal derzeit Pt-100-Sonden zum Einsatz, welche in Harz vergossen wurden. Der Einsatz von Strahlungsthermometern (z.B. Pyranometer), welche berührungslos die Temperatur von Oberflächen messen, ist schwer möglich. Die Gründe dafür sind vielfältig, führen doch z.B. unvermeidbare Reflexionen (bei der Sonnensimulation) zu verfälschten Messergebnissen. Auch der zur Messung erforderliche Emissionsfaktor der Oberfläche (ϵ) ist im Normalfall nicht bekannt und müsste abgeschätzt werden. Zusätzlich stellt sich die Frage, wo diese Sonden installiert werden, da diese „freie Sicht“ auf die Messstelle haben müssen ohne dabei die Luftströmung negativ zu beeinflussen.



Abbildung 4.18: Größenvergleich zweier Pt-100-Messfühler.

Im Bild unten ist ein aktuell im Klima-Wind-Kanal verwendeter Messfühler dargestellt. Im Bild oben ist ein Messfühler der Fa. Omega dargestellt (Fotomontage), welcher einen Schaftdurchmesser von 6mm besitzt. Die perforierte Hülse wirkt als mechanischer Schutz vor Berührungen. Ein vor Strahlung geschützter Temperaturfühler in ähnlicher Baugröße wäre das Ziel, um den Einfluss auf die Luftströmung zu minimieren.

4.3.2 Luftgeschwindigkeit

Wie in Kapitel 2.3.2.2 beschrieben, ist die größte Herausforderung zur Messung der Luftströmung die unbekannt Anströmrichtung. Je nach Belüftungsart (Heizen, Kühlen), kann sich diese um 180° drehen. Um die vorhandene Messmethode zu verbessern, könnte die Ausrichtung der Messsonden verändert werden (siehe Abbildung 4.19).

Im Klima-Wind-Kanal werden die verwendeten Strömungssonden hängend eingesetzt. Das hat den Nachteil, dass Strömungen, welche von oben nach unten strömen automatisch verfälscht erfasst werden, da diese erst das Befestigungsgestell, Kabel usw. umströmen müssen. Daher wird die Luftströmung bereits verfälscht vom Messsensor erfasst. Wird im Vorfeld der Versuche untersucht, aus welcher Richtung mit Sicherheit keine Strömung kommt (z.B. aus dem Sitz oder aus dem Pult), kann diese Fehlerquelle beseitigt werden.

In Abbildung 4.19 ist ein typischer Fahrerstand in schematischer Darstellung ersichtlich, bei dem es sowohl im Boden als auch im Deckenbereich Luftauslässe gibt. Im linken Bild, ist die Sonde hängend installiert und wird bei Deckenbelüftung verfälschte Messergebnisse ausgeben. Im Bild rechts ist die Anströmrichtung verbessert, da die Sonde horizontal befestigt ist. Sowohl bei Anströmung von oben als auch unten sind weniger Strömungshindernisse zu erwarten. Erst bei Ausbildung einer unerwarteten Strömung von rechts werden verfälschte Werte gemessen.

Durch diese einfache Maßnahme, können mögliche, systematische Fehler minimiert werden.

⁹³ Vgl. RTA, Prüfbericht Messunsicherheiten, S. 1.

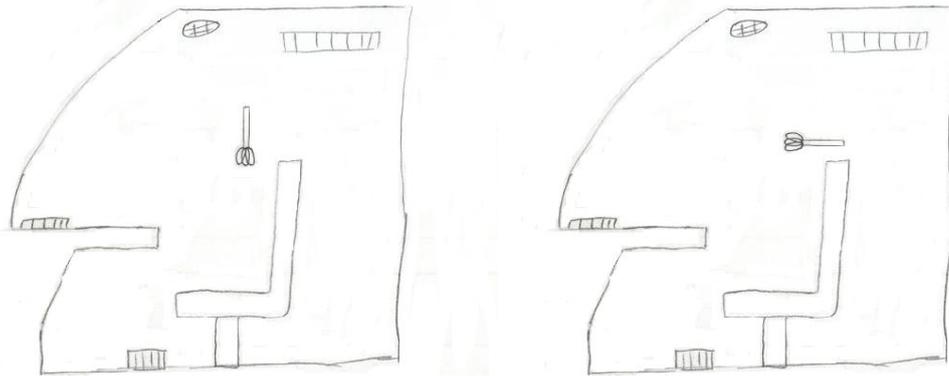


Abbildung 4.19: Verbesserte Aufhängungsart einer Strömungssonde.

Schematische Darstellung eines typischen Fahrerstandes. Die Lufteinlässe sind im Decken-, Boden- und Windschutzscheibenbereich. Die Strömungssonde ist im Bereich des Kopfes eingezeichnet. Im Bild links sind Strömungen verfälscht zu erwarten, da die Strömung durch den Messfühler selbst und dessen Messtechnik behindert wird. Im Bild rechts ist diese Gefahr vermindert.

4.3.3 Messung der relativen Luftfeuchte

Die im Klima-Wind-Kanal eingesetzten Absorptionshygrometer mit kapazitiven Sensoren (z.B. HMP45A der Fa. Vaisala) sind absolut ausreichend, um diesen Parameter messtechnisch zu erfassen. Die Anforderungen an die Genauigkeit des Messwertes (je nach T_{im} : $\pm 4\%$ bis $\pm 7\%$) sind relativ gering. Die verwendeten Messfühler erreichen eine Genauigkeit von $\pm 3,5\%$.

4.3.4 Messung mit RST-Meter

Eine Möglichkeit die Behaglichkeit des Menschen zu beurteilen bietet sich auch mit alternativen Messmitteln. Eines davon ist das RST-Meter⁹⁴. Dieses Messsystem, welches vom Fraunhofer Institut für Bauphysik entwickelt wurde, misst die Resultant Surface Temperature (resultierende Oberflächentemperatur).

Diese Methode versucht die Wärmeabgabe der menschlichen Haut nachzuahmen und dadurch direkte Rückschlüsse auf die Behaglichkeit zu ermöglichen (siehe Abbildung 4.20). Hierbei wird die Messfläche des Sensors beheizt und die sich einstellende Temperatur gemessen. Durch eine Gegen- und Seitenheizung wird eine Wärmeabstrahlung ausschließlich nach vorne garantiert. Die vorhandene, thermische Umgebung (Lufttemperatur, Luftgeschwindigkeit und Strahlungstemperatur) beeinflusst die Wärmeabgabe des Sensors, welche durch die sich einstellende Oberflächentemperatur quantifiziert werden kann. Bei den Forschungen durch Mayer wurde eine konstante Wärmestromdichte von 120 W/m^2 (entspricht jener der menschlichen Stirn) verwendet.

⁹⁴ Vgl. Erhard Mayer, Rudolf Schwab, "Bewährt sich die neue Klimasummengröße "Äquivalenttemperatur" bei der Beurteilung des Innenraumklimas.".

Die sich einstellende Temperatur folgt dem in Gl. 4.10 dargestellten Zusammenhang.

$$120 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = \alpha_K \cdot (\text{RST} - T_L) + \alpha_R \cdot \left[\left(\frac{\text{RST} + 273,15}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{HR}} + 273,15}{100} \right)^4 \right] \quad \text{Gl. 4.10}^{95}$$

- α_K Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion in W/m^2
- α_R Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung für RST-Meter: $\alpha_R = 4,9 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^4$
- T_L lokale Lufttemperatur in $^\circ\text{C}$
- T_{HR} Strahlungstemperatur des Halbraumes in $^\circ\text{C}$

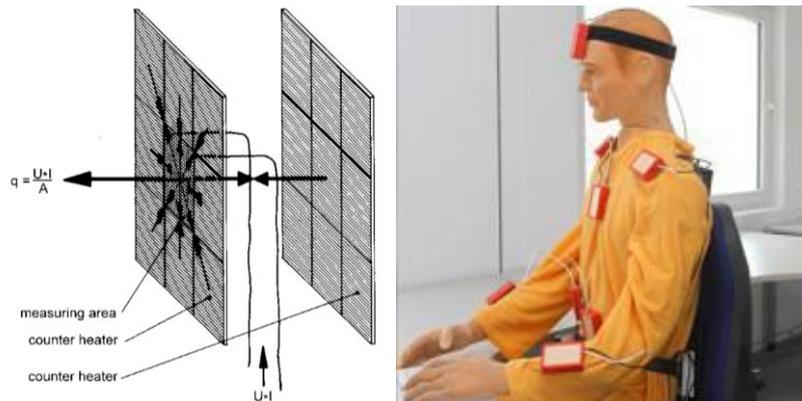


Abbildung 4.20: Messsystem RST-Meter⁹⁶

Die Messfläche des RST-Meters (schwarzes Quadrat im linken Bild) wird durch umgebende, thermische Einflüsse abgekühlt. Die zugeführte Heizleistung bleibt konstant und es stellt sich die Resultant Surface Temperature ein. Die Messfläche wird von der Seite und von Hinten gegengeheizt, damit keine unerwünschte Wärmeabstrahlung in diese Richtung möglich ist. Am rechten Bild sind mehrere dieser Sensoren an einer Puppe verteilt zu sehen.

Die Messung des RST-Wertes an einer Vielzahl von Probanden lässt, nach Rückfrage über deren persönliches Befinden, Rückschlüsse auf einen Behaglichkeitsbereich zu. Forschungen durch Nilsson haben gezeigt, welcher Temperaturbereich für einen definierten Wärmestrom als behaglich empfunden wird⁹⁷.

Durch den Einsatz mehrerer Messsysteme, welche am ganzen Körper verteilt werden, können auch lokale Unbehaglichkeiten erkannt werden. Eine Ganzkörpererfassung mit ca. 20 Sensoren erfüllt diese Aufgabe nach Nilsson ausreichend. Die einzelnen Sensoren werden entsprechend ihrer Position mehr oder weniger stark beheizt (die Stirn ist beim Menschen auch stärker durchblutet als die Füße) und fordern für Behaglichkeit auch andere Temperaturen.

Für den Einsatz im Klima-Wind-Kanal wären Puppen, welche mit diesen Sensoren bestückt werden, ausgezeichnet geeignet. Dadurch wird eine direkte Messung der Behaglichkeit möglich und diese muss nicht über den Umweg einzelner thermischer Parameter bewertet werden. Da allerdings, für die Beurteilung von Oberflächentemperatur und Strömungsgeschwindigkeiten, weiterhin eine zusätzliche messtechnische Ausstattung nötig wäre, ist keine komplette Ersetzung der aktuellen Messtechnik möglich. Die Vorteile kommen somit nicht zur Gänze zum Tragen.

⁹⁵ Vgl. Erhard Mayer, Rudolf Schwab, "Bewährt sich die neue Klimasummengröße "Äquivalenttemperatur" bei der Beurteilung des Innenraumklimas." S.3.

⁹⁶ "Produktentwicklung Dressman."

⁹⁷ Vgl. Nilsson, *Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods*.

4.4 Thermal Mannequin

Unter dem Begriff „Thermal Mannequin“ verbirgt sich ein Simulationssystem, welches die Aufgaben der Personensimulation und der Messtechnik in einer Hülle vereinen soll. Um verfälschte Ergebnisse auf Grund unrealistischer Strömungen zu vermeiden, hat ein Thermal Mannequin die äußere Form eines Menschen.

Eine solche Puppe kann (theoretisch) mit allen, zur Simulation notwendigen, Gerätschaften ausgerüstet werden, um den menschlichen Körper bestmöglich nachzubilden. Dazu gehören:

- Hauttemperaturregelung (sensible Wärmeabgabe),
- Feuchteabgabe durch die Haut (Diffusion und Schwitzen),
- Atmung,
- gelenkige Extremitäten, um die notwendige Körperposition nachzubilden.

Des Weiteren kann innerhalb der Puppe die Messtechnik zur Erfassung der Umgebungsparameter integriert sein. Die Daten von und zur Puppe können bei Bedarf auch online oder über Funk, ausgetauscht werden.

Die Vorteile, welche solch eine Puppe bietet, sind:

- Reale, weil menschenähnliche Beeinflussung der Raumströmung.
- Integrierte Messung der thermischen Umgebung.
- Gleichzeitige Simulation der Wärmelasten und Messung der Behaglichkeitsparameter.

Die Nachteile sind:

- Der finanzieller Aufwand und das wirtschaftliche Risiko sind ungleich höher im Vergleich zu weniger komplexen Methoden.
- Der Einbau der Puppen in komplizierte, enge Fahrerstände ist nicht immer unproblematisch. Thermal Mannequins wiegen bis zu 80 kg und müssen vorsichtig gehandhabt werden.
- Der Wartungsaufwand solch komplizierter Messmittel benötigt entsprechendes Knowhow und kann, bei Problemen, durchaus zu längeren Ausfällen führen.

Aufbau einer Simulationspuppe

Eine, für den Fahrerstand in Schienenfahrzeugen, funktionelle Simulationspuppe vereint einige grundlegende Fähigkeiten.

Sie

- misst:
 - Umgebungsparameter, welche benötigt werden um das menschliche Wärmeabgabeverhalten zu simulieren (T_{im}).
 - die Behaglichkeitsparameter, welche durch die Norm vorgegeben werden (siehe auch Abbildung 2.4, S. 10). Es liegt nahe, dass in die Puppe nur jene Messstellen integriert werden können, welche auch im Bereich der menschlichen Kontur liegen.
- simuliert die Wärmeabgabe in der Form, wie es ein Mensch bei gleicher thermischer Umgebung auch tun würde.
- verursacht geringe Wechselwirkungen zwischen Simulationstechnik und Messtechnik und sorgt somit für realistische Messergebnisse.
- ermöglicht einfache Positionsanpassungen der Messmittel bzw. Simulationstechnik,
 - um spezielle Personengrößen berücksichtigen zu können.
 - um zukünftigen Änderungen diverser Normen bzw. Kundenwünschen flexibel gegenüberzustehen.
- gewährt leichten Zugang zur Technik um Wartung und Instandhaltung zu vereinfachen.
- ist unanfällig für extreme Temperaturen. Im Zuge der Versuchsreihe sind im Fahrzeuginneren Temperaturen von $T_{im} = -20^{\circ}\text{C}$ zu erwarten. Alternativ müsste die Puppe leicht und schnell deinstallierbar sein.

Eine vollständig ausgestattete Puppe hat somit viele Aufgaben zu erfüllen. Die oben genannten, allgemeinen Anforderungen ergeben, für den hier betrachteten Fall im Fahrerstand, folgende Messstellen.

- Messung der Lufttemperatur im Bereich Gesicht, Schultern, Knie und Fuß
- Messung der Oberflächentemperatur an, vom Fahrer, berührten Stellen (Hand, Fuß)
- Messung der Luftgeschwindigkeit im Bereich Kopf, Hand, Knie und Fuß
- Messung der relativen Luftfeuchte im Bereich des Kopfes.

Die Oberflächentemperatur im Bereich der Armauflage ist in der Puppe nicht realisierbar, da dauerhafter, flächiger Kontakt gewährleistet sein muss. Die entsprechenden Messfühler sind somit weiterhin separat am Testobjekt anzubringen.

Die am Markt vorhandenen Thermal Mannequins wurden, ohne Ausnahme, für einen ganz spezifischen Einsatzzweck konzipiert (z.B. Brandversuche, etc.). Viele dieser Systeme sind für den hier benötigten Zweck ungeeignet, da diese für andere Aufgaben speziell konzipiert wurden. Weltweit gibt es nur wenige Anbieter von Thermal Mannequins, deren Produkte unterschiedlich ausgestattet und damit leistungsfähig sind.

Folgend wird eine Auswahl an Thermal Mannequins vorgestellt, welche zumindest Teile der notwendigen Vorgaben erfüllen.

NEWTON



Abbildung 4.21: Thermal Manikin NEWTON⁹⁸

Diese Ganzkörperpuppe der Firma Measurement Technology Northwest erfüllt viele der Aufgaben, welche oben als notwendig erachtet wurden. Die Puppe besitzt bis zu 45 separate Zonen, welche individuell beheizt werden können. Damit wäre die sensible Wärmeabgabe des Menschen sehr exakt simulierbar, da sogar auf Unterschiede in der Hauttemperatur (Stirn – Fuß) eingegangen werden könnte.

Die latente Wärmeabgabe kann über das Feuchtesimulationstool „Sweating Skin System“ simuliert werden. Wie ein Overall wird dieses der Puppe übergezogen um Wasser an die (beheizte) Haut abzugeben wo es verdunstet (ähnlich dem Schwitzen).

Als Messpuppe ist NEWTON allerdings nicht ausreichend. Es sind nur 4 Messsensoren vorhanden ($2 \times T, v, \varphi$), welche im Kopfbereich installiert und somit für die Anforderungen der Norm nicht ausreichend sind. Die gelenkige Bauart erlaubt es Anpassungen für jeden Fahrerstand vorzunehmen und das gesamte Manikin wiegt trotzdem nur 30 kg.

HVAC:

Dieses System ist eine, ursprünglich für den Automobilbau gebaute, reine Messpuppe (Abbildung 4.22). Sie kann im Hüftbereich zweigeteilt werden und ist somit leichter platzierbar. Die Messstellen sind flächendeckend angebracht und vermeiden zusätzliche Messstellen in der Behaglichkeitszone (mit Ausnahme der Oberflächenfühler). Ein schneller Auf- bzw. Abbau der Messtechnik scheint mit dieser Puppe möglich.

Seitens des Herstellers ist allerdings keine Simulationstechnik integrierbar.

⁹⁸ Measurement Technology Northwest, "Full Body Thermal Manikin Testing System" NEWTON.

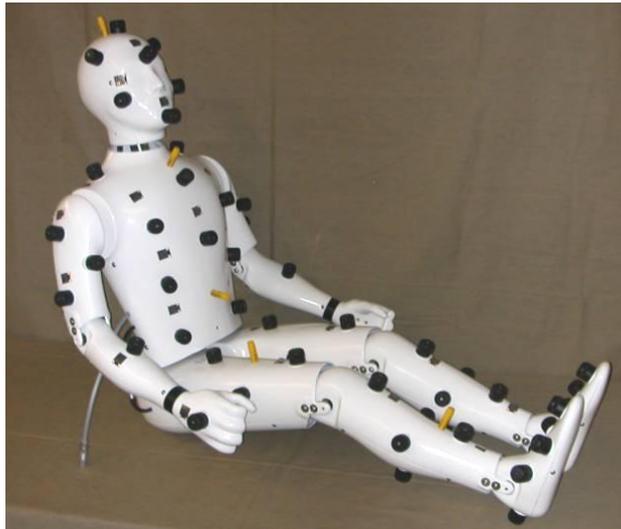


Abbildung 4.22: Messpuppe HVAC⁹⁹

ADAM

ADAM (Abbildung 4.23) kann als der „Rolls Royce“ der Simulationspuppen mit integrierter Wärmeabgabe bezeichnet werden. Die Puppe ist mit 126 individuellen Zonen sehr detailliert regelbar. Im Gegensatz zu anderen Systemen, ist die latente Simulationstechnik innerhalb der Puppe integriert. Die poröse Metallhaut ist beheizbar und wird von innen mit dem zu verdunstenden Wasser versorgt (Abbildung 4.23 rechts und Abbildung 4.24).

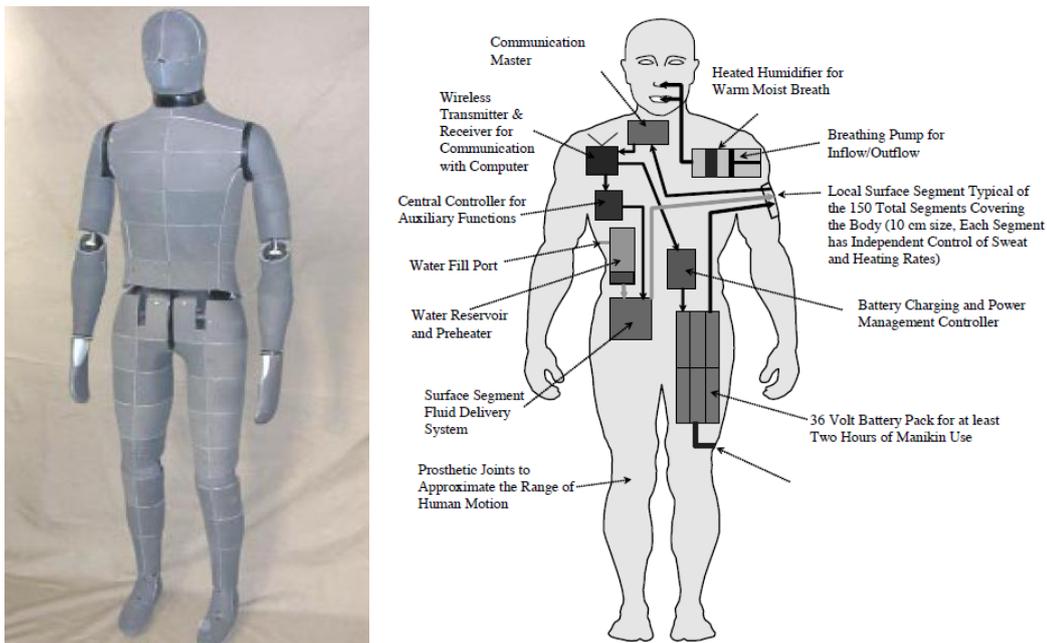


Abbildung 4.23: Thermal Manikin ADAM¹⁰⁰

⁹⁹ Measurement Technology Northwest, "Full Body Thermal Manikin Testing System." HVAC

¹⁰⁰ Measurement Technology Northwest, "Full Body Thermal Manikin Testing System." ADAM



Abbildung 4.24: Thermal Manikin ADAM bei latenter Feuchteabgabe¹⁰¹

Die erforderliche Messtechnik wird auch bei diesem System nicht angeboten. Das Gewicht wird mit 61 kg angegeben.

Dressman:

Der Dressman (Abbildung 4.25), vom Fraunhofer-Institut für Bauphysik (IBP), ist eine Messpuppe, welche mit Hilfe intern verlegter Heizspiralen beheizt wird und damit auch sensible Wärme abgeben kann. Der Dressman selbst wurde für Behaglichkeitsuntersuchungen entworfen und arbeitet mit RST-Sensoren (siehe auch 4.3.4). An der Kleidung werden bis zu 32 Sensoren angebracht, welche dadurch auch direkt die lokale Behaglichkeit anzeigen können. Für normrelevante Messungen (Messung von T_{im} , v , φ) müsste das Messsystem adaptiert werden.



Abbildung 4.25: Behaglichkeitsmesssystem DRESSMAN¹⁰²

¹⁰¹ Measurement Technology Northwest, "Full Body Thermal Manikin Testing System." ADAM

¹⁰² Mayer Erhard, "Evaluation of thermal comfort by a Dummy Representing Suit for Simulation of huMAN heatloss (DRESSMAN)."

WALTER

Einen sehr realitätsnahen Ansatz zur Nachbildung der menschlichen Wärmeabgabe entwickelten Techniker des „Hongkong Research Institute of Textiles and Apparel“. Die Hülle der Puppe Walter besteht aus einer porösen Membran, welche für Wasserdampf durchlässig ist. Im Inneren wird die Hülle mit Wasser befeuchtet, welcher, durch die Haut, nach außen diffundiert. Unterstützt wird dieser Vorgang durch eine interne Heizung (Abbildung 4.26). Wird die zugeführte Energie- bzw. Wassermenge entsprechend der Normvorgaben durchgeführt, erfolgt eine, dem realen Menschen sehr ähnliche, Wärmeabgabe.

Die Puppe selbst wurde für die Entwicklung moderner Textilstoffe entwickelt und ist, auf Grund mangelnder Messtechnik, nur begrenzt für den Einsatz als Thermal Mannequin in Schienenfahrzeugen geeignet.



Abbildung 4.26: Thermal Manikin WALTER¹⁰³

¹⁰³ HKRITA, "Thermal Manikin Walter."

Selbstbau eines Thermal Mannequin

Keine der oben gezeigten Thermal Mannequins ist für die Simulation in Fahrerständen ausreichend ausgestattet. Entweder fehlt es an Messtechnik oder an ausreichender Simulationstechnik. Es wären also, trotz großem, finanziellem Aufwand, weitere Umbaumaßnahmen an den Puppen nötig. An dieser Stelle wird nun gezeigt, wie eine Simulationspuppe im Selbstbau aussehen könnte.

Grundlage einer guten Simulationspuppe ist, dass diese die richtige Größe besitzt, um als realistisches Strömungshindernis vergleichbare Ergebnisse zu liefern. Des Weiteren muss diese praktikabel sein und sollte zu diesem Zweck schnell in- und deinstallierbar sein. Zu diesem Zweck ist es günstig, wenn die Puppe teilbar wäre (z.B. in Oberkörper und Unterkörper).

Die notwendigen Messstellen sind bereits zu Beginn dieses Kapitels (Seite 87) beschrieben worden und sollten dementsprechend installiert werden. Bei den Strömungssonden ist besonders auf mögliche Anströmrichtungen zu achten.

Für die sensible Simulation:

- In der „Haut“ der Puppe verlegte Heizspiralen werden elektrisch erwärmt (Leistung leicht regelbar). Bei menschenähnlicher Oberfläche können auch menschenähnliche „Hauttemperaturen“ (~ 34°C) realisiert werden.
- Beheizen des Puppenkörpers im Inneren mit Hilfe von Wärmequellen (z.B. Wärmelampe).

Im Bezug auf die sensible Wärmeabgabe ist darauf zu achten, dass die Puppe selbst eine möglichst geringe Wärmekapazität besitzt. Wie bereits in Kapitel 4.1.4.2 beschrieben, benötigt eine Schaufensterpuppe aus Kunststoff ~ 30 Minuten um eine konstante Temperatur zu erreichen. Diese Zeitspanne sollte durch einen alternativen Aufbau (z.B. Drahtgerüst mit Kleidung) verkürzt werden.

Für die latente Simulation:

- Der Einsatz eines Befeuchters (z.B. der im Klima-Wind-Kanal übliche Boneco 1331), welcher die Feuchte im Bereich des Schoßes abgibt, ist für die latente Simulation gut geeignet. Der Feuchteintrag geschieht in der Nähe des Oberkörpers, wo, insbesondere bei warmen thermischen Bedingungen, auch beim Menschen viel Feuchte abgegeben werden würde (Schweißfluss). Da keine Messtechnik im Bauchbereich zu installieren ist, sind keine Verfälschungen der Messergebnisse zu erwarten.
- Eine gleichmäßige Verteilung der latenten Wärmeabgabe ist nur mit deutlich größerem Aufwand möglich. Nach OTT¹⁰⁴ besteht eine Möglichkeit darin, die Puppenhaut aus mehreren Schichten aufzubauen. Eine hydrophile Innenschicht (LD-PE mit 50 µm Porengröße) zieht das Wasser (bzw. Dampf) wie ein Schwamm an und die poröse Oberschicht (HD-PE mit 10 µm Porengröße) lässt die Feuchte nach außen verdampfen. Die Feuchtemenge selbst erzeugt ein Befeuchter im Inneren der Puppe.
- Atemsimulationssystem: Soll auch die Atmung simuliert werden (für den Einsatz im Fahrerstand nicht notwendig), so schlägt OTT vor, eine kompakte Hubkolbenpumpe einzubauen, welche den Luftaustausch vollbringt. Ein kleiner Befeuchter und eine Heizspirale sorgen für den korrekten Zustand der Atemluft.

¹⁰⁴ „NIH Office of Technology Transfer (OTT),“ Product Development Pipeline.

Zusätzlich wäre es wünschenswert, wenn ein Großteil der notwendigen Mess- und Simulationstechnik im Inneren der Puppe befestigt werden kann. Dadurch wird der störende Einfluss durch Kabel, Messboxen, usw. zusätzlich minimiert.

Im folgenden Bild zeigt der Autor eine schematische Darstellung einer Simulationspuppe, welche einen Kompromiss zwischen Genauigkeit der Ergebnisse und Kosten darstellt.

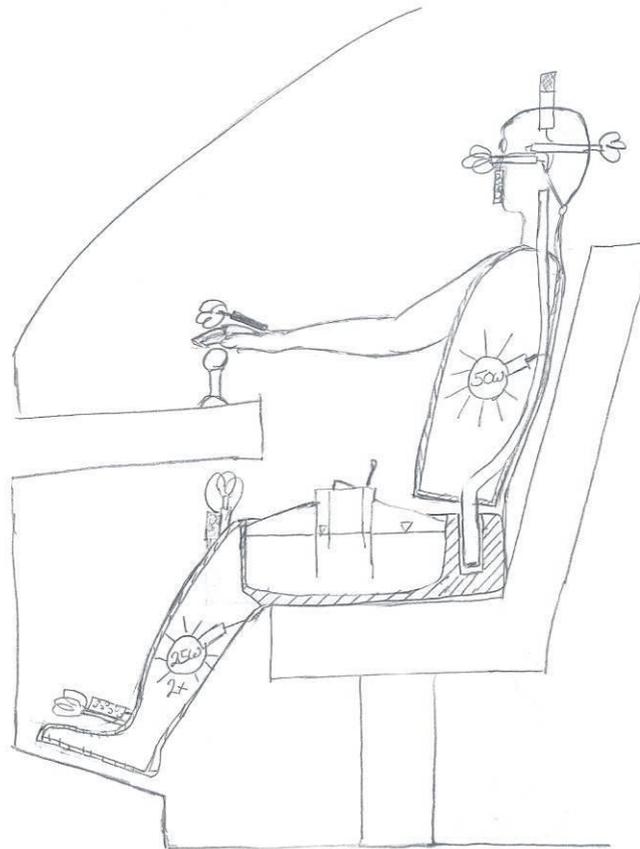


Abbildung 4.27: Schematische Darstellung einer Simulationspuppe im Eigenbau.

Zu erkennen sind, neben einigen Messstellen, auch die Simulationsgeräte (Befeuchter im Schoß, Wärmequellen in Beinen und Oberkörper) und die teilbare Ausführung (im Hüftbereich).

Zusammenfassung

Einige Puppen sind grundsätzlich geeignet, um den Versuchsaufbau der sensiblen und latenten Wärmelast zu vereinfachen. Die Messung der Luftgeschwindigkeit kann allerdings von kaum einer Puppe angeboten werden. Für viele relevante Messstellen müssten weiterhin zusätzliche Sensoren angebracht werden.

Für alle hier präsentierten, käuflichen Puppen gilt, dass sie für den Einsatz im Klima-Wind-Kanal auch aus ökonomischen Gründen nicht geeignet wären. Die notwendigen finanziellen Ausgaben stehen in keiner Relation zu den dadurch erzielbaren, verbesserten Simulationsergebnissen.

Als Alternative wird vom Autor der Selbstbau einer Simulationspuppe empfohlen. Mit relativ geringem, finanziellem Einsatz könnte ein Puppengestell gefertigt und in dem Maße angepasst werden, dass ein Gutteil der Messstellen und die gesamte Simulationstechnik integriert wäre.

5 Fazit

Im Klima-Wind-Kanal Wien werden, für die zukünftige Behaglichkeit in Schienenfahrzeugen, wichtige Versuche durchgeführt. Die Ergebnisse der Klimaversuche sind wichtige Anhaltspunkte für die Vorgaben der Regelparameter der Klimaanlage. Umso wichtiger ist es daher, dass bei den klimatischen Tests möglichst realitätsnahe Bedingungen simuliert werden.

Die Ergebnisse im Kapitel „Die Wärmeabgabe des Menschen in Schienenfahrzeugen“ haben gezeigt, dass es nicht unerheblich ist, in welchem Land das Testobjekt zukünftig verkehren soll. Die dort zu erwartende Körpergröße des Menschen hat ebenso wie das wahrscheinliche Umgebungsklima erheblichen Einfluss auf die menschlichen Wärmeverluste. Um eine exakte und realistische Besetzungsvorgabe für Fahrer von Schienenfahrzeugen zu nennen, wären auch zusätzliche Forschungen und Versuche in Bezug auf das Aktivitätsniveau von Zugführern nötig.

In Kapitel 4.1 wurden alternative Simulationsmethoden erläutert. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass die derzeit im Fahrerstand verwendeten Geräte die Wärmeabgabe in guter Weise nachbilden. Ergänzungen, wie die veränderte Berechnung des Umsetzfaktors von Befeuchtungsgeräten, könnten die zukünftige Simulation in Richtung menschenähnlichere Wärmeabgabe verbessern.

Um eine realitätsnahe Strömungssituation in Fahrerständen zu schaffen wird seitens der einschlägigen Normen der Einsatz von Dummies empfohlen. Die Verwendung eines Dummies hatte, in Abhängigkeit der konstruktiven Merkmale eines Fahrerstandes, unterschiedlichste Auswirkungen auf die Luftführung. Generelle, und damit berechenbare, Unterschiede in den Messergebnissen, im Vergleich Simulation „mit Dummy“ bzw. „ohne Dummy“, konnten nicht angegeben werden. Um realitätsnähere Ergebnisse zu erhalten, sollten daher Dummies verwendet werden.

Der Einsatz eines so genannten Thermal Mannequin könnte zusätzlich den Einsatz von Simulations- und Messtechnik vereinfachen. Leider sind am Markt keine zufriedenstellenden Produkte erhältlich. Diese sind meist im Bereich der sensiblen Wärmeabgabe überqualifiziert und im Bezug auf Messtechnik und latenter Wärmeabgabe unterqualifiziert. Im Kapitel 4.4 wurden zudem Hinweise zum Selbstbau einer Simulationspuppe gegeben, welche auf die speziellen Anforderungen des Klima-Wind-Kanals ausgelegt wäre.

Für das grundlegende Ziel von möglichst hohem thermischen Komfort, wäre auch eine alternative Messmethode möglich. Das RST-Meter wird in 4.3.4 erläutert und liefert einen Messwert, welcher direkt zur Bewertung des thermischen Komforts geeignet ist.

Zusammenfassend wurde demnach festgestellt, dass bei der Simulation von Menschen im Klima-Wind-Kanal Anpassungen möglich sind. Gerade im Bezug auf die strömungsrichtige Simulation und bei der Berechnung der Wärmelasten wurden Optimierungsansätze aufgezeigt.

Aus Sicht des Autors sind Klimaversuche im Klima-Wind-Kanal eine sehr sinnvolle Investition. Wird bereits in der Konstruktionsphase von Schienenfahrzeugen auf mögliche, klimatische Extremzustände eingegangen, sind diese Versuche eine gute Möglichkeit um eine bestmögliche, regelungstechnische Einstellung an den Klimageräten vorzunehmen. Schienenfahrzeuge, welche im Sommer unerträglich kalt sind und im Winter als Sauna fungieren, könnten in Zukunft Geschichte sein.

6 Literaturverzeichnis

- (1) Amtsblatt der Europäischen Union L235. *EG-Richtlinie 96/48/EG*, 1996.
- (2) ASHRAE. *1997 ASHRAE Handbook Fundamentals*, 1997.
- (3) Baumgarth, Hörner, und Reeker. *Handbuch für Klimatechnik*. Bd. 1. 4. Aufl. Heidelberg: C.F. Müller Verlag, 2000.
- (4) CEN. "DIN EN ISO 7730_Analyt. Bestimmung und Interpretation der therm. Behaglichkeit," November 2005.
- (5) CEN. "DIN EN ISO 7933 2004D: Analytische Bestimmung und Interpretation der Wärmebelastung," März 2009.
- (6) CEN. "EN 13129-1:2002 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Schienenfahrzeugen des Fernverkehrs - Teil 1: Behaglichkeitsparameter," September 2002.
- (7) CEN. "EN 14750-1: 2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlungen in Schienenfahrzeugen des innerstädtischen und regionalen Nahverkehrs- Teil 1: Behaglichkeitsparameter," Juni 2006.
- (8) CEN. "EN 14813-1:2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 1: Behaglichkeitsparameter," August 2006.
- (9) CEN. "EN 14813-2:2006 (D): Bahnanwendungen - Luftbehandlung in Führerräumen - Teil 2: Typprüfungen," August 2006.
- (10) DIN. "DIN 1946 Teil 2: Raumluftechnik. Gesundheitstechnische Anforderungen," 1994.
- (11) DIN / FNErg. "DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes," 2004.
- (12) DIN. "DIN EN ISO 8996 Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes," 2004.
- (13) DuBois, D and DuBois E.F. *Achieves of internal medicin*, 1916.
- (14) Erhard Mayer, Rudolf Schwab. "Bewährt sich die neue Klimasummengröße "Äquivalenttemperatur" bei der Beurteilung des Innenraumklimas." *Bauphysik*, 1998.
- (15) Glück, B. *Zustands- und Stoffwerte (Wasser, Dampf, Luft), Verbrennungsrechnung*. Bd. 2. Berlin: Verlag für Bauwesen, 1991.
- (16) HKRITA. "Thermal Manikin Walter," 2006.
- (17) Klimanovum. "BONECO 1331," 2010.
<http://www.klimanovum.hu/pics/termekeink/kicsi/parasitas/1331.jpg>.
- (18) Mayer Erhard. "Evaluation of thermal comfort by a Dummy Representing Suit for Simulation of huMAN heatloss (DRESSMAN)," *Bauphysik*, 1994.
- (19) Mc Guffin, Rom, und Rick Burke. "Human Thermal Comfort Model and Manikin," 2002.
- (20) Measurement Technology Northwest. "Full Body Thermal Manikin Testing System," Oktober 15, 2010. http://www.mtnw-usa.com/thermalsystems/fullbody_manikins.php.
- (21) "NIH Office of Technology Transfer (OTT)," 1, 2011. <http://www.ott.nih.gov/>.
- (22) Nilsson, Hakan. *Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods*, 2004.
- (23) Norbert Zietmann. "Vermutung zum Wärmeabgabeverhalten des Menschen." Wien: HTW Dresden, 2009.
- (24) ÖBB-Personenverkehr AG PR & Öffentlichkeitsarbeit / Thomas Berger. Brief. "Anteil der weiblichen Zugführer bei den ÖBB," Januar 19, 2011.
- (25) "Oberflächenverdampfer der Fa. Quarzglas," 1, 2010. <http://www.quarzglas-qcs.de/index.php/GE/Oberflächenverdampfer/Oberflächenverdampfer.html>.

- (26) P.O. Fanger. *Thermal Comfort*. Kopenhagen: Danish Technical Press, 1970.
- (27) Pharmpedia. "Thermoregulation, temperature and disorders - Pharmpedia," Juli 26, 2010.
http://www.pharmpedia.com/Physiology_And_Pathophysiology_text_book/Thermoregulation,_temperature_and_disorders.
- (28) Plaston Group. "Rotationsluftwäscher," 2010.
<http://www.plaston.com/de/ats/produkte/luftwaescher/>.
- (29) Plaston Group. "Ultraschallvernebler: Schema," 2010.
<http://www.plaston.com/de/ats/produkte/ultraschallvernebler/>.
- (30) "Produktentwicklung Dressman," 1, 2011.
www.ibp.fraunhofer.de/produktentwicklungen/dressman/.
- (31) Recknagel, Sprenger, Schramek, Schramek, und Sprenger. *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 88/89*. 64. Aufl. München: Oldenburg Verlag.
- (32) Siemens AG. "Siemens AG - Mumbai Delhi Bangalore," Juli 22, 2010.
http://www.siemens.com/innovation/de/publikationen/zeitschriften_pictures_of_the_future/pof_herbst_2006/nachhaltige_stadtentwicklung/mumbai_delhi_bangalore.htm.
- (33) Sorgalla, Uwe. "Prüfbericht_SLT." RTA, Juli 15, 2008. RTA.
- (34) TUT/ENER. "PIV-Analyse," o. J. <http://www.tut.fi/units/me/ener/laitteistot/EFD/PIV.html>.
- (35) UIC. "UIC 553-1_2.Ausgabe_10_2005: Lüftung, Heizung und Klimatisierung der Reisezugwagen - Typenprüfung," 2005.
- (36) VDI. "VDI 2078; Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume," Juli 2007.
- (37) Voelker, Conrad, und Edward Arens. "Heat and moisture transfer through clothing," 2009.
- (38) Völker, Conrad, und Oliver Konradt. "Simulation der thermischen Behaglichkeit," 2010.
- (39) "Werkstoffdatenbank RIWETA 4.1," Oktober 2010.
- (40) Wikipedia. "Particle Image Velocimetry," o. J.
http://de.wikipedia.org/wiki/Particle_Image_Velocimetry.
- (41) Wikipedia. "U-Bahn Wien: Typ V," Juli 30, 2010. http://de.wikipedia.org/wiki/U-Bahn_Wien#Typ_V.
- (42) Wolfgang Kremser. "Statistik: Körpergröße in Österreich," 2009.
<http://kremser.wonne.cc/statistik/koerpergroesse.html>.
- (43) Wozniak, Günter. *Zerstäubungstechnik: Prinzipien, Verfahren, Geräte*. Springer, 2003.

ANHANG

A	Berechnungen zum wahrscheinlichen Raumklima in Schienenfahrzeugen	98
A.1.	Strahlungstemperatur.....	98
A.2.	relative Luftfeuchte.....	101
B	Vergleichsmessungen in Fahrerständen zur Strömungsthematik	102
B.1.	Kopfbereich im Testobjekt 1.....	102
B.2.	Kopfbereich im Testobjekt 2.....	104
B.3.	Kniebereich im Testobjekt 1	106
B.4.	Kniebereich im Testobjekt 2.....	108
C	Erwärmungsversuche an einer Schaufensterpuppe aus PE.....	110
D	Befeuchterleistungsmessung am Ultraschallbefeuchter Boneco 7131	114

A Berechnungen zum wahrscheinlichen Raumklima in Schienenfahrzeugen

A.1. Strahlungstemperatur

In der folgenden Tabelle 6.1 ist ein Schema angegeben, wie die Strahlungstemperatur am Bsp. eines Fahrerstandes in einem Fernverkehrszug berechnet werden kann.

$$T_{mrt} = \frac{A_1 \cdot T_1 + A_2 \cdot T_2 + \dots + A_n \cdot T_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \cdot T_i}{A_{ges.}} = \sum_{i=1}^n A_{\%i} \cdot T_i$$

Bezeichnung	Decke	Boden	Fußnische	Steuerpult	Seitenwand links	Seitenwand rechts	Rückwand	Windschutzscheibe	Fenster links	Fenster rechts			
Anteil	0,12	0,12	0,10	0,10	0,12	0,12	0,12	0,17	0,015	0,015	Σ	1,0	
Temperaturwerte in °C	17,1	14,1	31,3	19,0	27,2	26,9	23,1	-1,7	7,3	6,5	-20°C		
	18,2	18,2	31,9	20,1	25,7	25,4	23,0	4,0	10,4	9,8	-10°C		
	18,3	14,7	31,6	20,0	25,3	25,0	22,8	10,7	14,3	14,1	+0°C		
	20,1	22,3	30,9	22,8	23,9	22,5	23,5	13,1	16,1	15,4	+5°C		
	20,2	20,1	32,3	21,5	23,3	23,2	22,4	15,3	17,4	17,2	+10°C		
	23,0	21,7	32,5	23,3	23,7	22,4	24,4	23,4	23,5	23,1	+22°C		
	26,6	25,5	33,3	26,6	24,9	24,5	26,7	26,7	26,3	26,3	+28°C		
	31,4	30,0	30,9	31,2	28,3	27,5	30,9	31,6	31,5	30,6	+35°C		
											T _{mrt}	T _{im}	T _{em}
Anteilstemperatur in °C	2,2	1,2	2,0	0,7	3,5	3,5	4,0	-0,3	0,0	0,0	18,4	22,0	-20,0
	2,4	1,6	2,1	0,7	3,3	3,3	4,0	0,6	0,1	0,1	19,7	22,0	-10,0
	2,4	1,3	2,0	0,7	3,3	3,3	3,9	1,6	0,1	0,1	20,1	22,0	0,0
	2,6	1,9	2,0	0,8	3,1	2,9	4,1	2,0	0,1	0,1	21,5	22,0	5,0
	2,6	1,7	2,1	0,7	3,0	3,0	3,9	2,3	0,1	0,1	21,5	22,0	10,0
	3,0	1,9	2,1	0,8	3,1	2,9	4,2	3,5	0,1	0,1	23,7	23,0	22,0
	3,5	2,2	2,2	0,9	3,2	3,2	4,6	4,0	0,1	0,1	26,4	26,0	28,0
	4,1	2,6	2,0	1,1	3,7	3,6	5,3	4,8	0,2	0,2	30,1	29,5	35,0

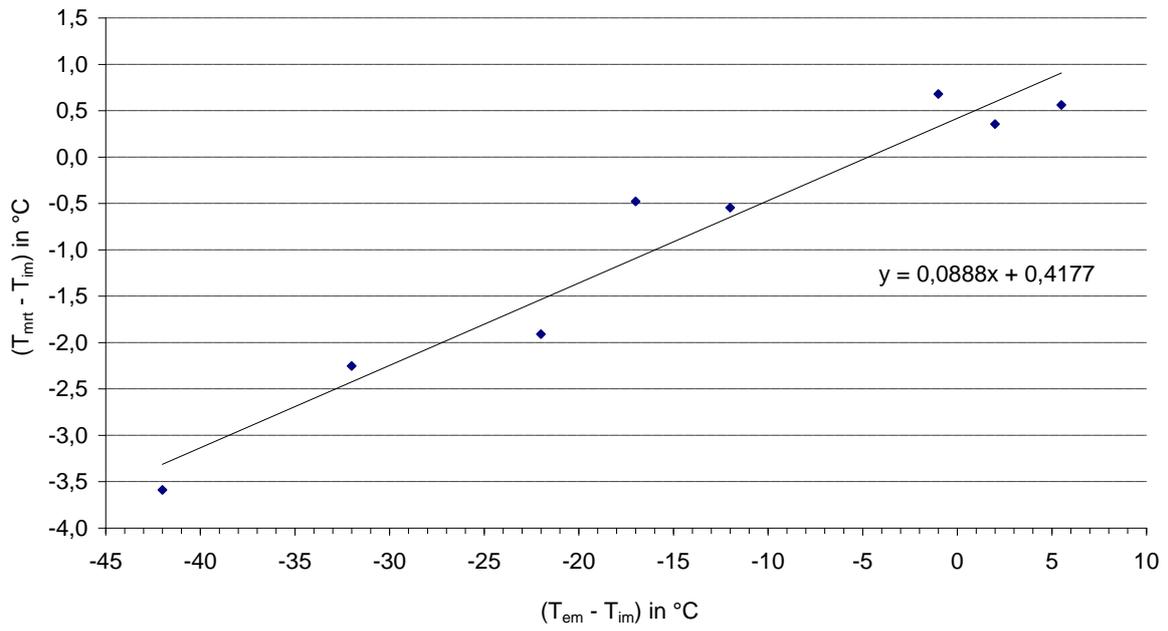
Tabelle 6.1: Vereinfachte Berechnung der Strahlungstemperatur am Bsp. eines Fahrerstandes.

Die obersten Zeilen geben den Flächenanteil der 10 verwendeten Einzelflächen an. Die Oberflächentemperaturwerte zu verschiedensten T_{em} folgen. Als Anteilstemperatur wird die Wirktemperatur auf die Person in Abhängigkeit der Strahlungsfläche bezeichnet. Alle Flächen aufsummiert ergibt die vereinfachte Strahlungstemperatur bei entsprechendem Umgebungsklima (T_{im}, T_{em})

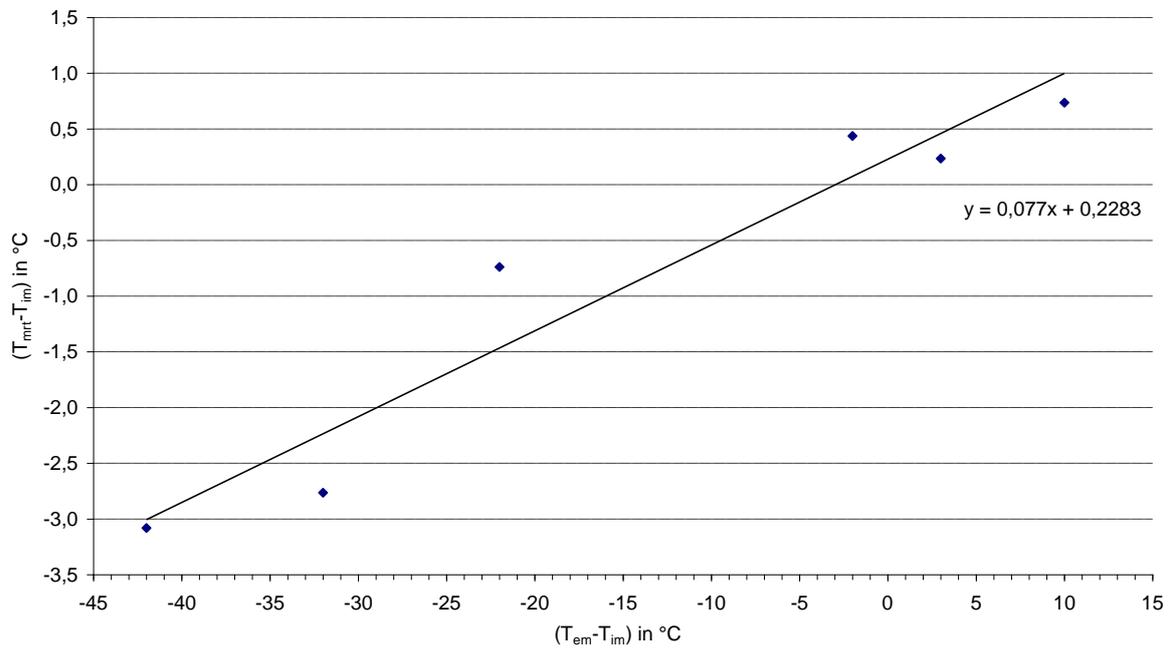
Die Ergebnisse der Tabelle können in Diagrammform gebracht werden um die Zusammenhänge zu verdeutlichen. Die Annäherung der Einzelpunkte durch eine lineare Funktion ergibt nun den Zusammenhang zwischen T_{mrt} und T_{em} bzw. T_{im}.

Im Folgenden werden die entsprechenden Diagramme für die vier bearbeiteten Testobjekte angegeben.

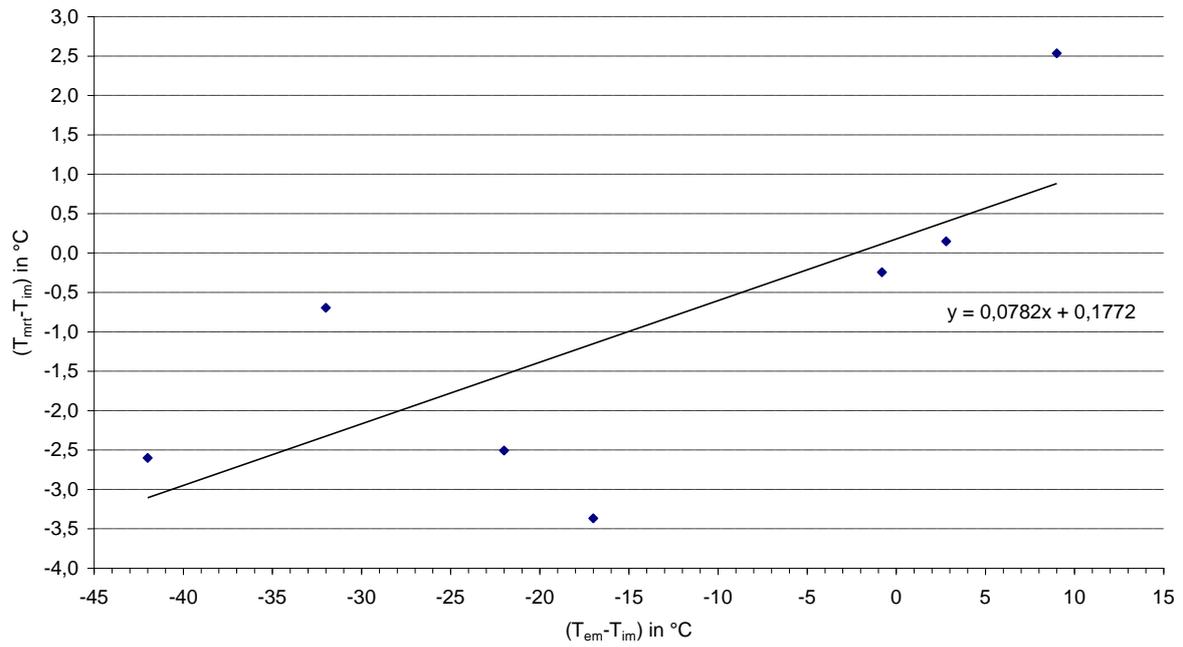
Testobjekt "A"



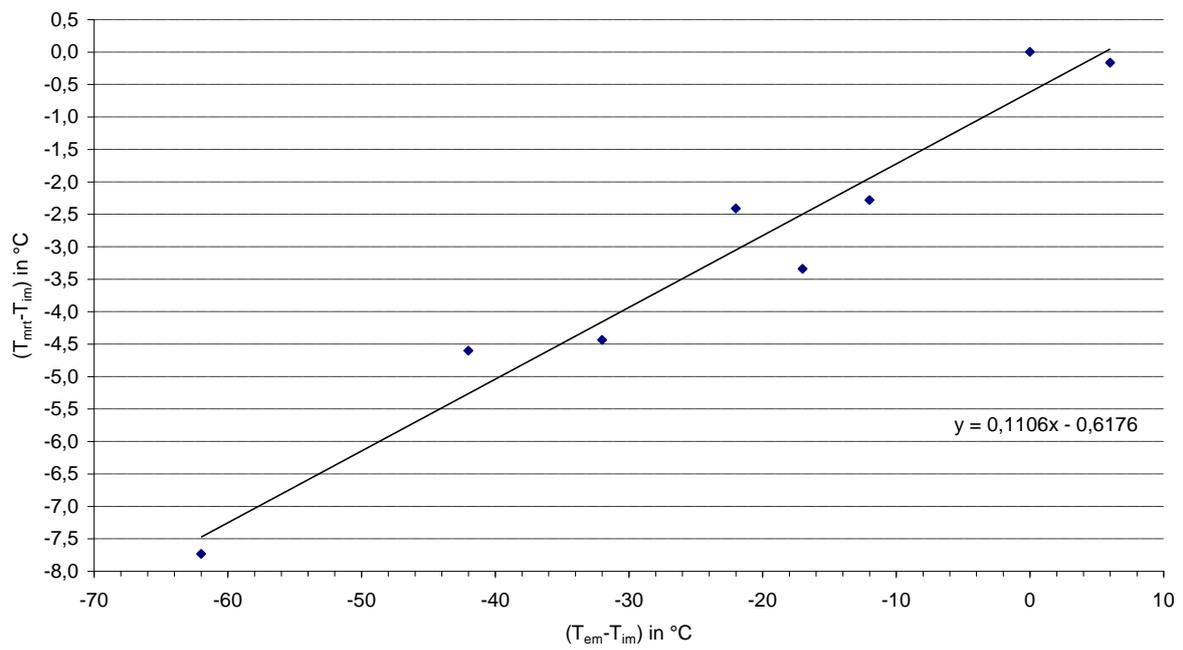
Testobjekt "B"



Testobjekt "C"



Testobjekt "D"



A.2. Relative Luftfeuchte

Die der Berechnung zu Grunde liegenden Messwerte sind in der folgenden Tabelle angegeben.

Testobjekt "1"			Testobjekt "2"			Testobjekt "3"			Testobjekt "4"		
T_{em} in °C	T_{im} in °C	rH in %	T_{em} in °C	T_{im} in °C	rH in %	T_{em} in °C	T_{im} in °C	rH in %	T_{em} in °C	T_{im} in °C	rH in %
-20,0	22,0	3,6	-20,0	22,0	2,1	-40,0	22,0	0,1	-20,0	22,0	0,9
-10,0	22,0	8,1	-10,0	22,0	6,8	-20,0	22,0	1,0	-10,0	22,0	6,6
0,0	22,0	6,2	0,0	22,0	7,9	-10,0	22,0	4,5	0,0	22,0	4,9
5,0	22,0	40,5	20,0	22,0	69,9	0,0	22,0	27,5	5,0	22,0	14,9
10,0	22,0	45,1	28,0	25,0	68,6	5,0	22,0	46,8	22,0	22,8	63,9
22,0	23,0	63,1	40,0	30,0	61,7	22,0	22,0	66,2	28,0	25,2	63,4
28,0	26,0	73,9				28,0	22,0	60,7			
35,0	29,5	63,7									

Tabelle 6.2: Messergebnisse von vier Testobjekten zur Berechnung der wahrscheinlichen Luftfeuchte in Abhängigkeit der Außentemperatur.

Diese Ergebnisse wurden in Diagrammform gebracht und durch eine Approximation angenähert (schwarze Linie). Da die Unterschiede zwischen den Testobjekten zum Teil nicht unerheblich sind und der Einfluss der Raumtemperatur (T_{im}) nicht berücksichtigt wurde, ist diese Näherung als eben solche zu nehmen.

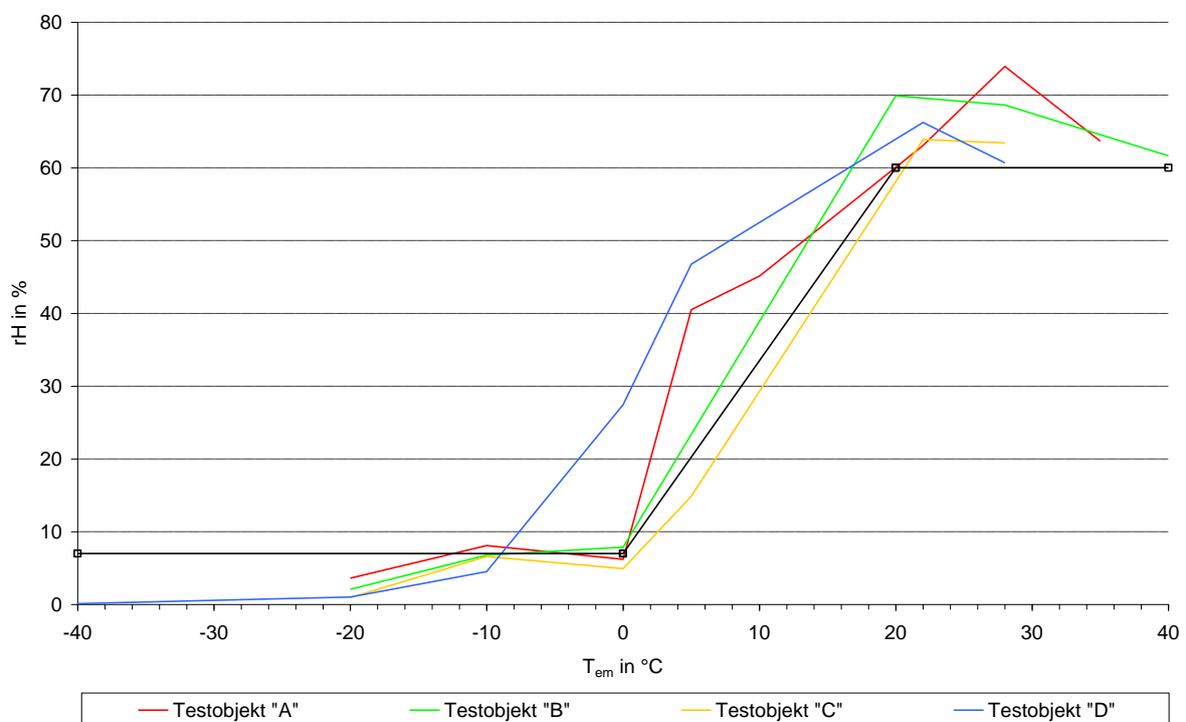
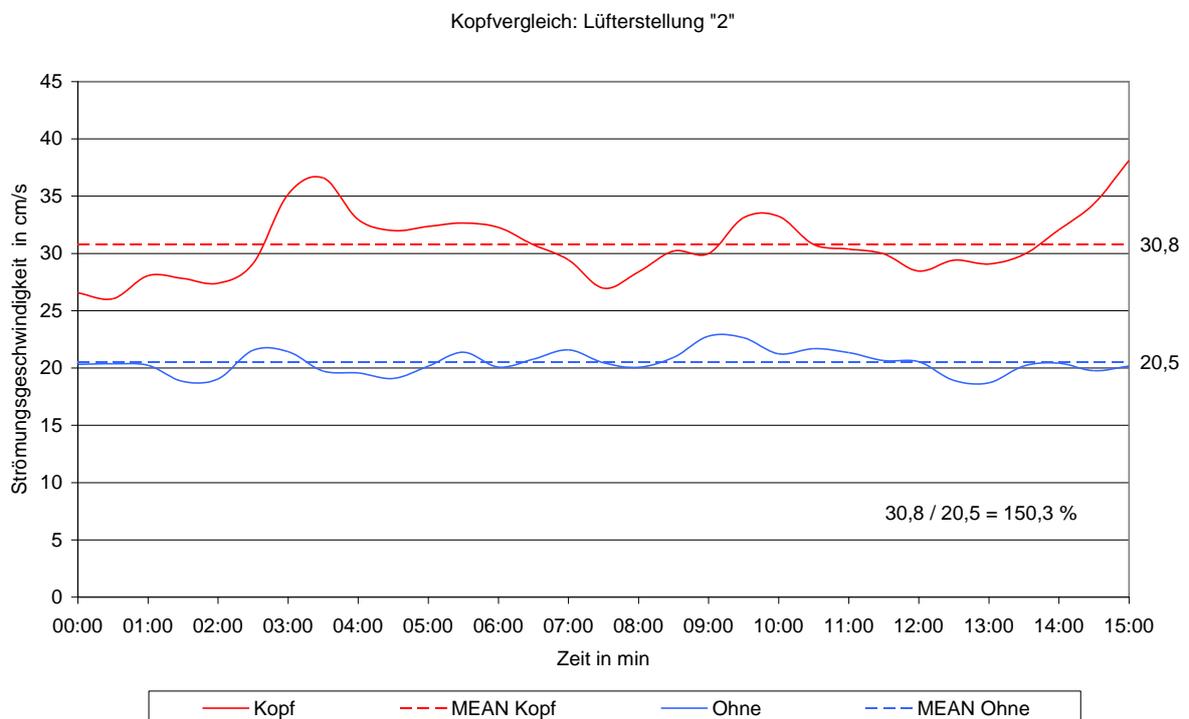
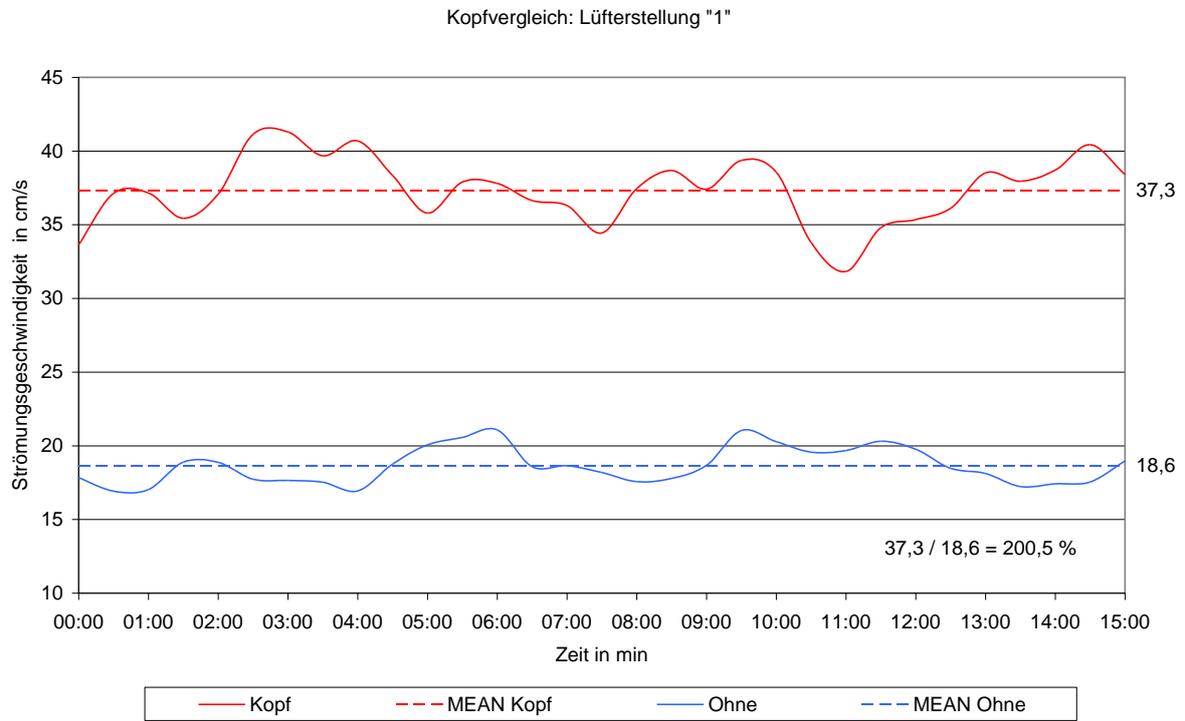


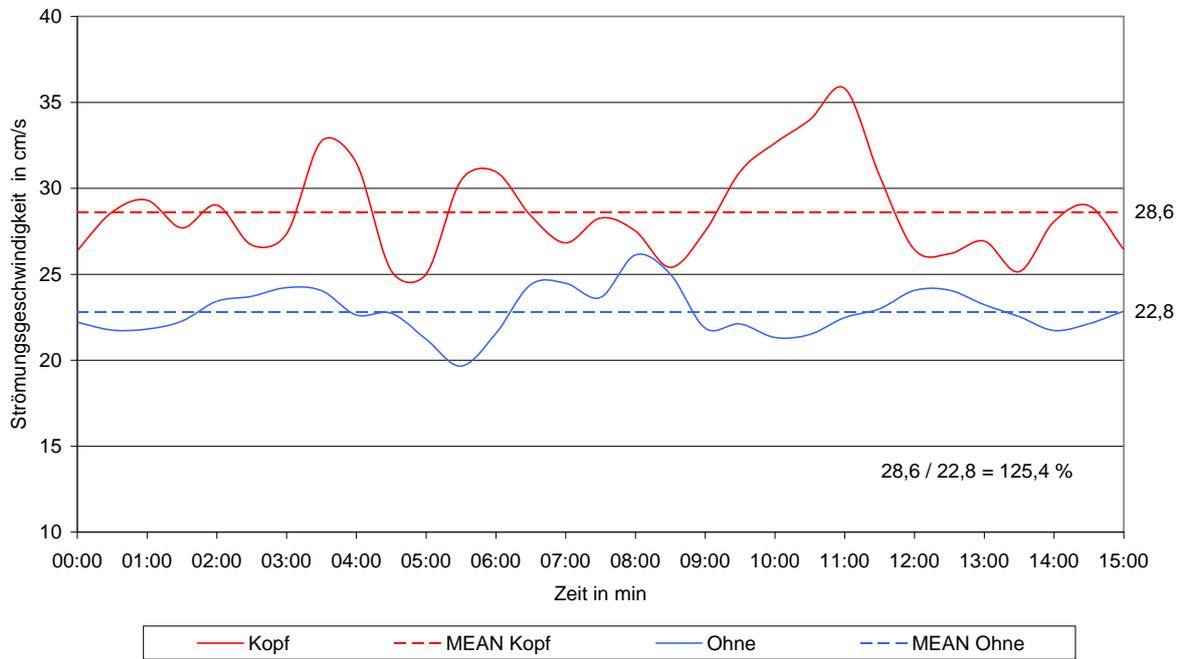
Abbildung 6.1: Relative Luftfeuchte in Abhängigkeit der Außentemperatur.

B Vergleichsmessungen in Fahrerständen zur Strömungsthematik

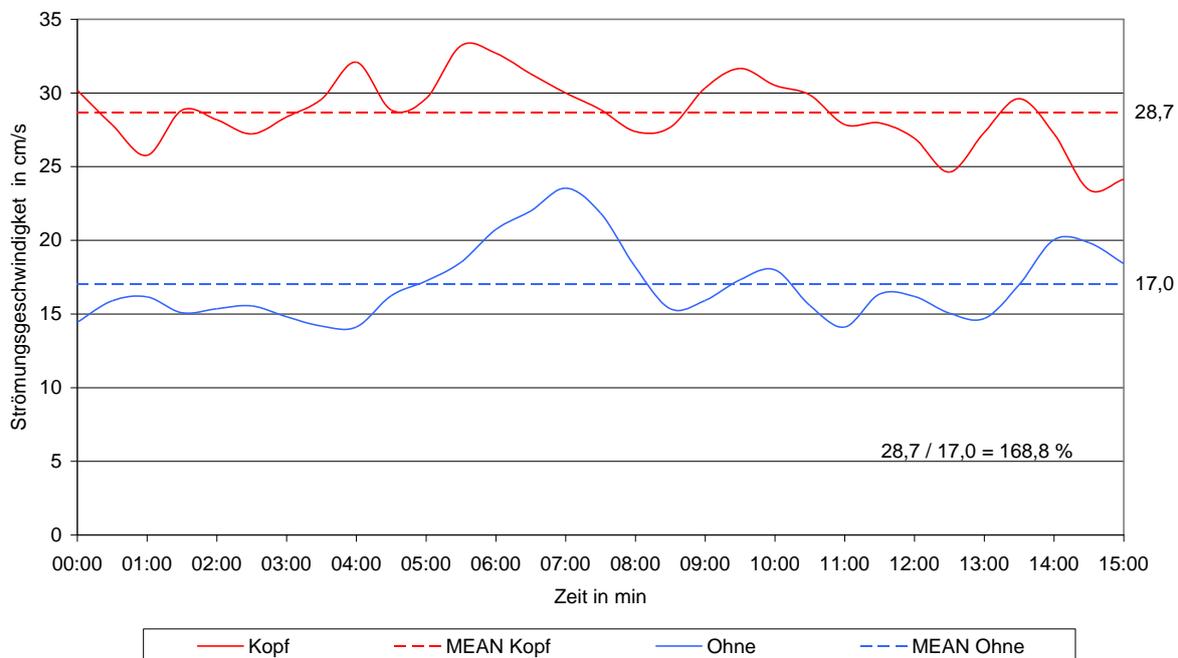
B.1. Kopfbereich im Testobjekt 1



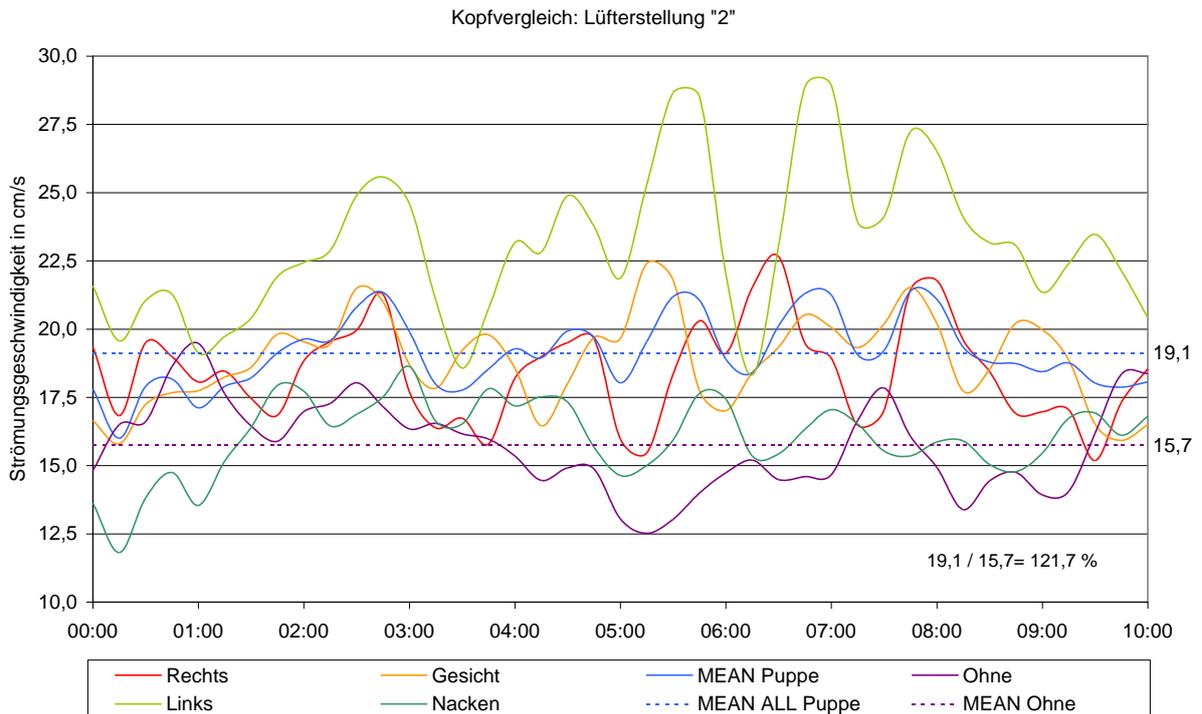
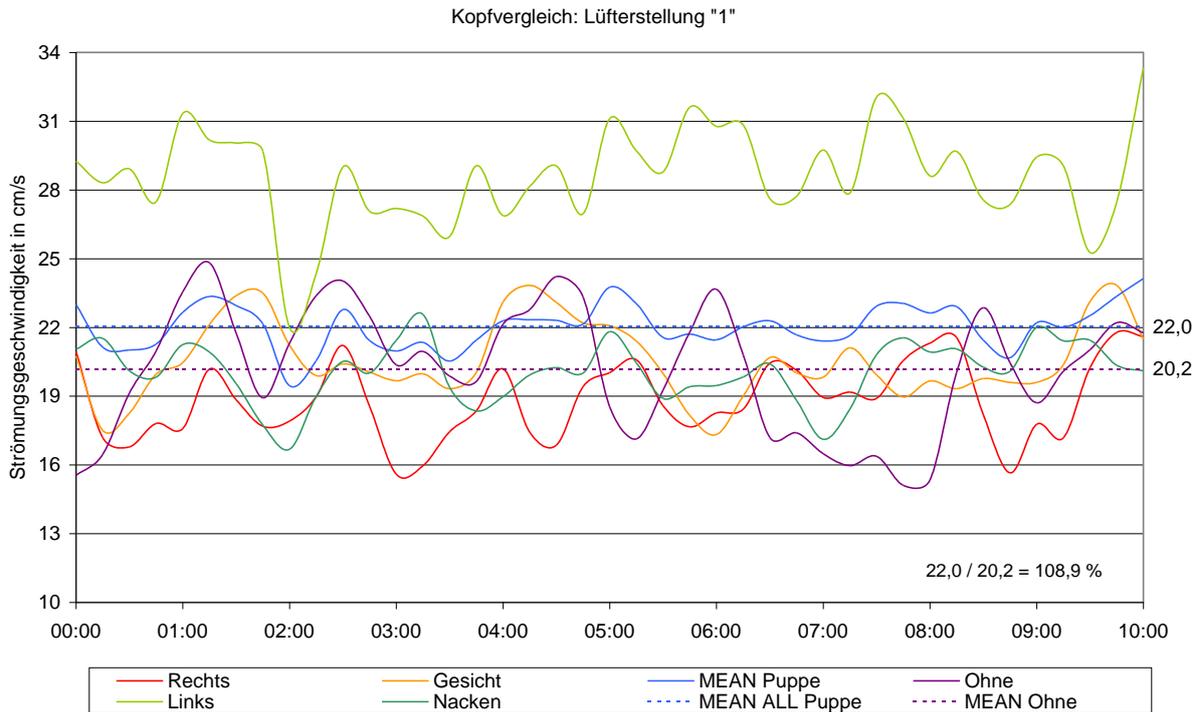
Kopfvergleich: Lüfterstellung "3"



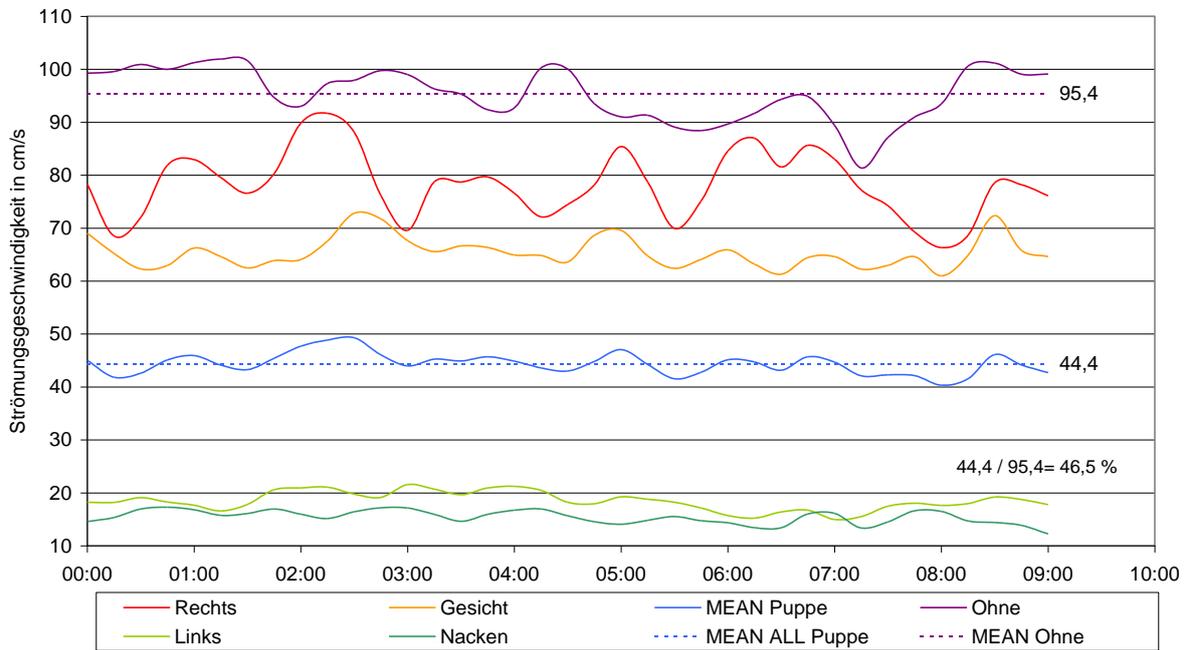
Kopfvergleich: Lüfterstellung "4"



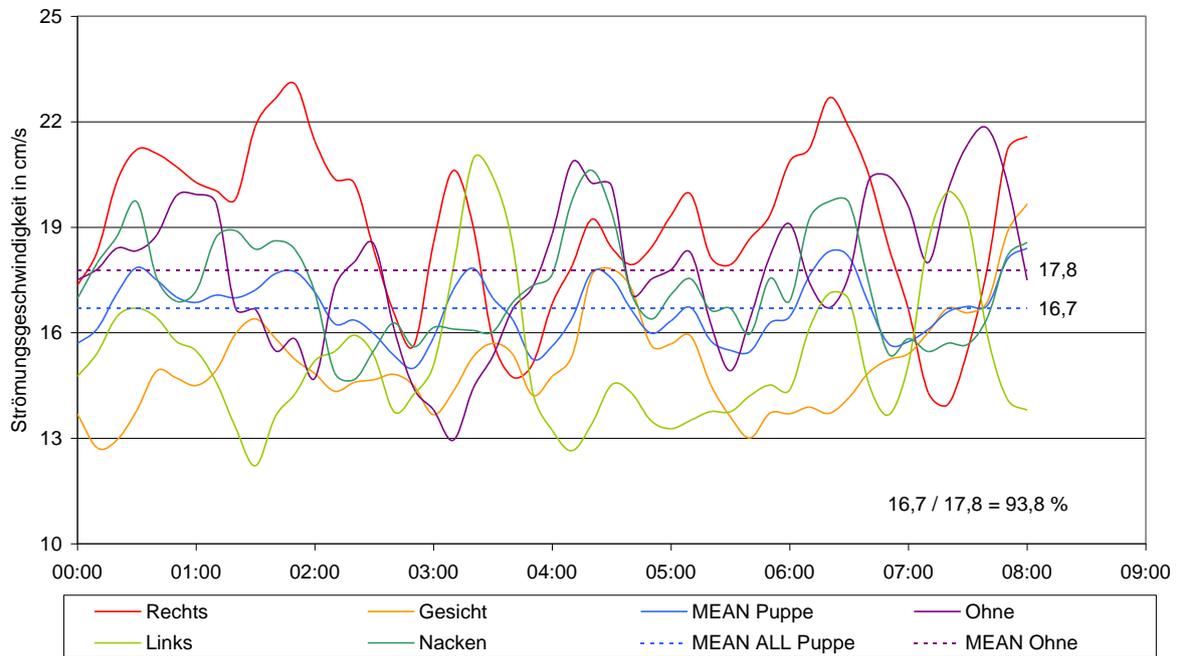
B.2. Kopfbereich im Testobjekt 2



Kopfvergleich: Lüfterstellung "3"

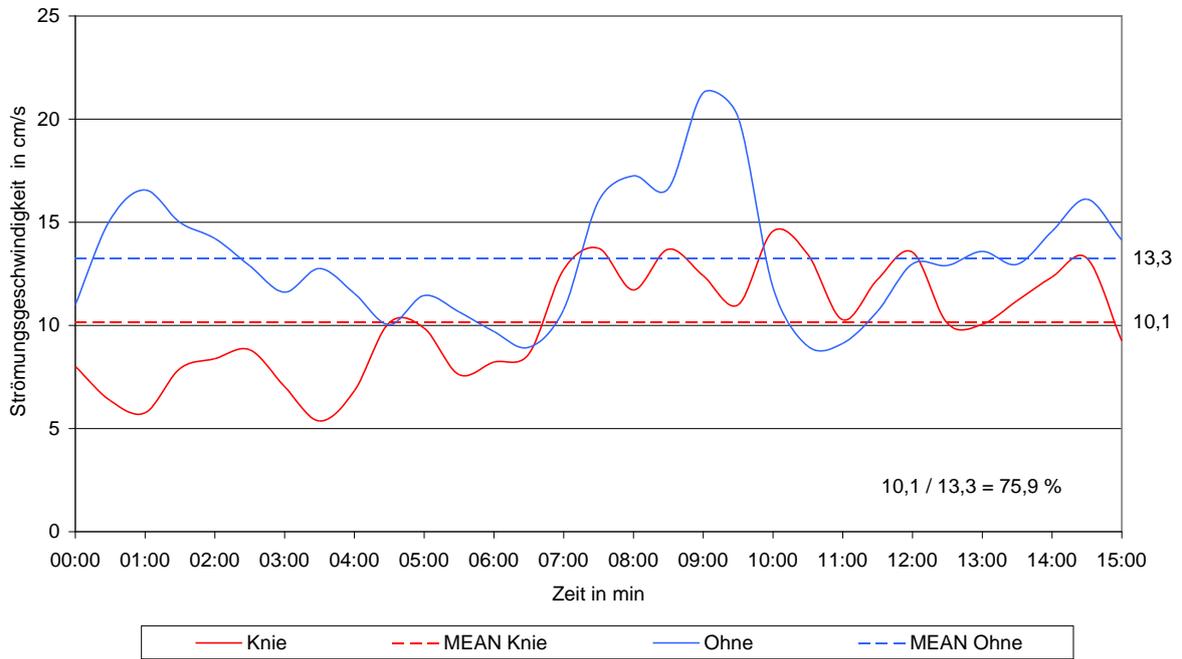


Kopfvergleich: Lüfterstellung "4"

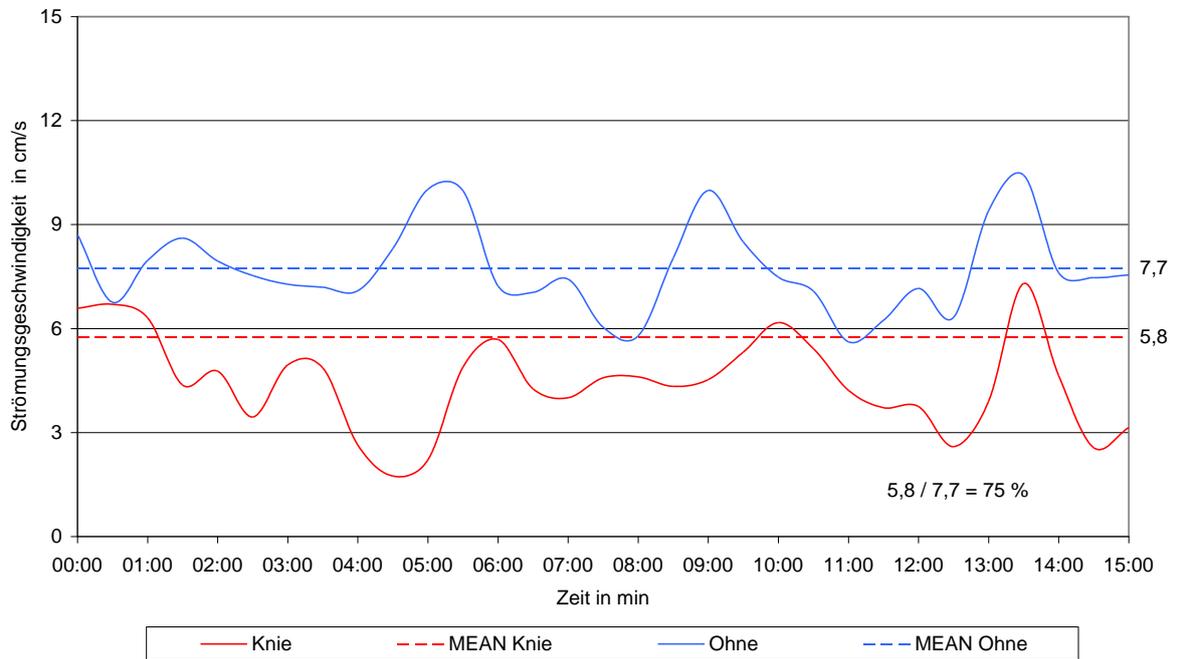


B.3. Kniebereich im Testobjekt 1

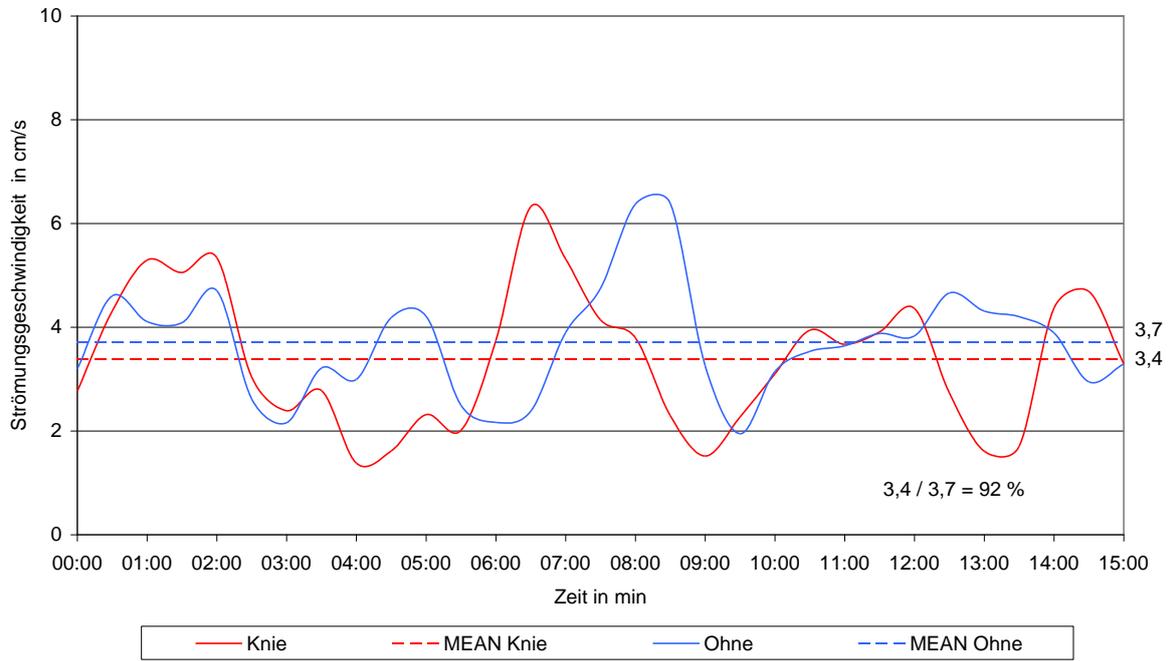
Knievergleich: Lüfterstellung "1"



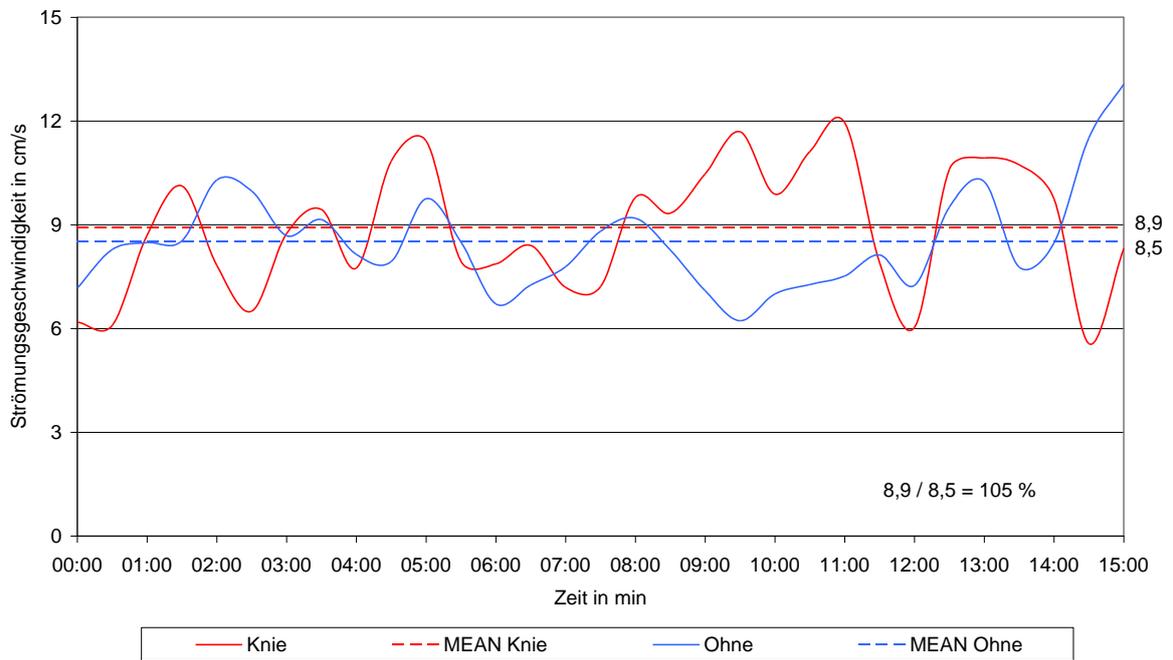
Knievergleich: Lüfterstellung "2"



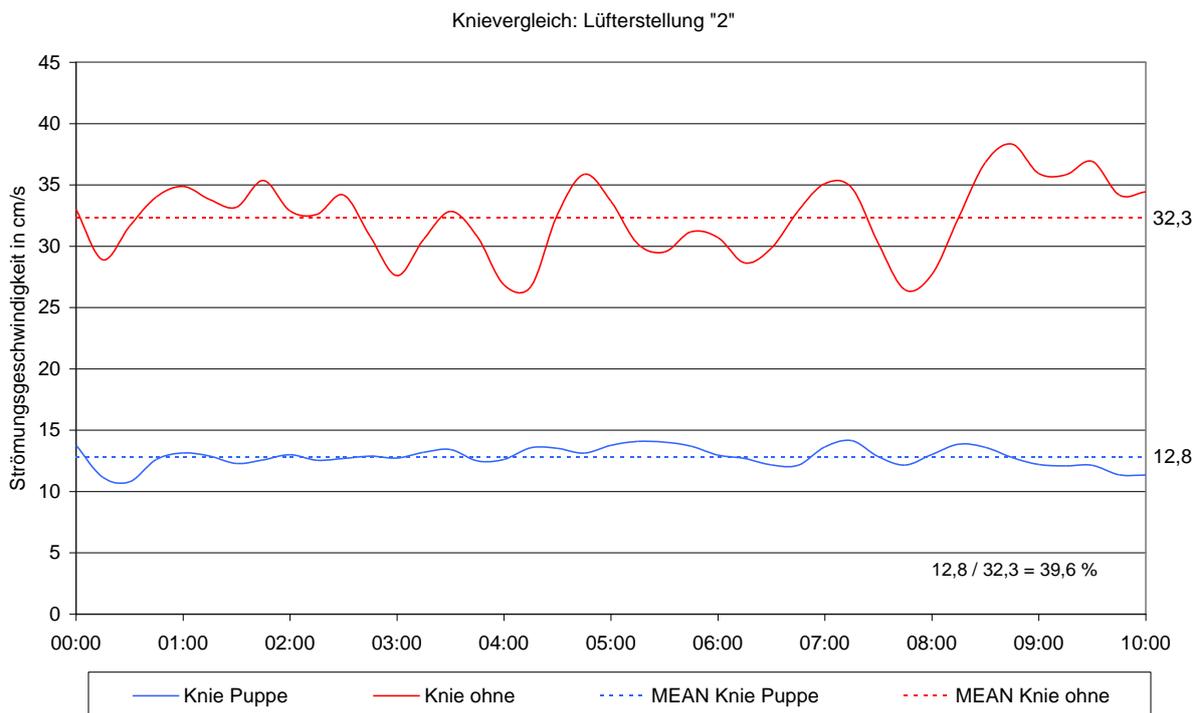
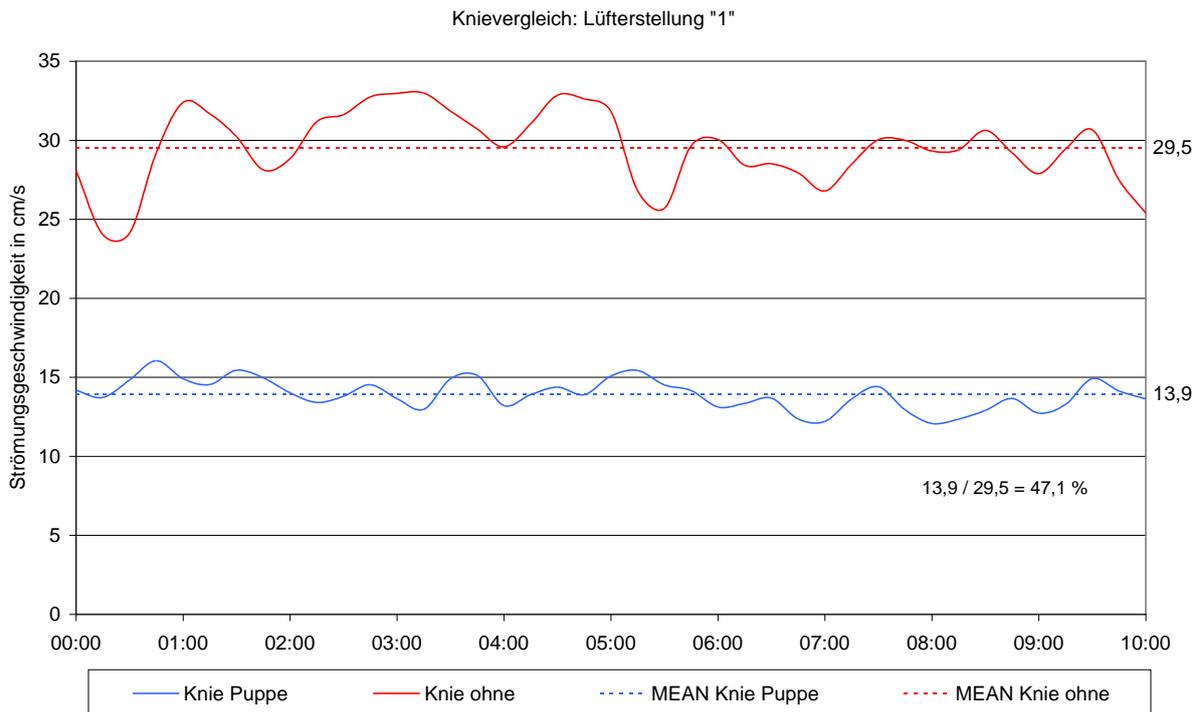
Knievergleich: Lüfterstellung "3"

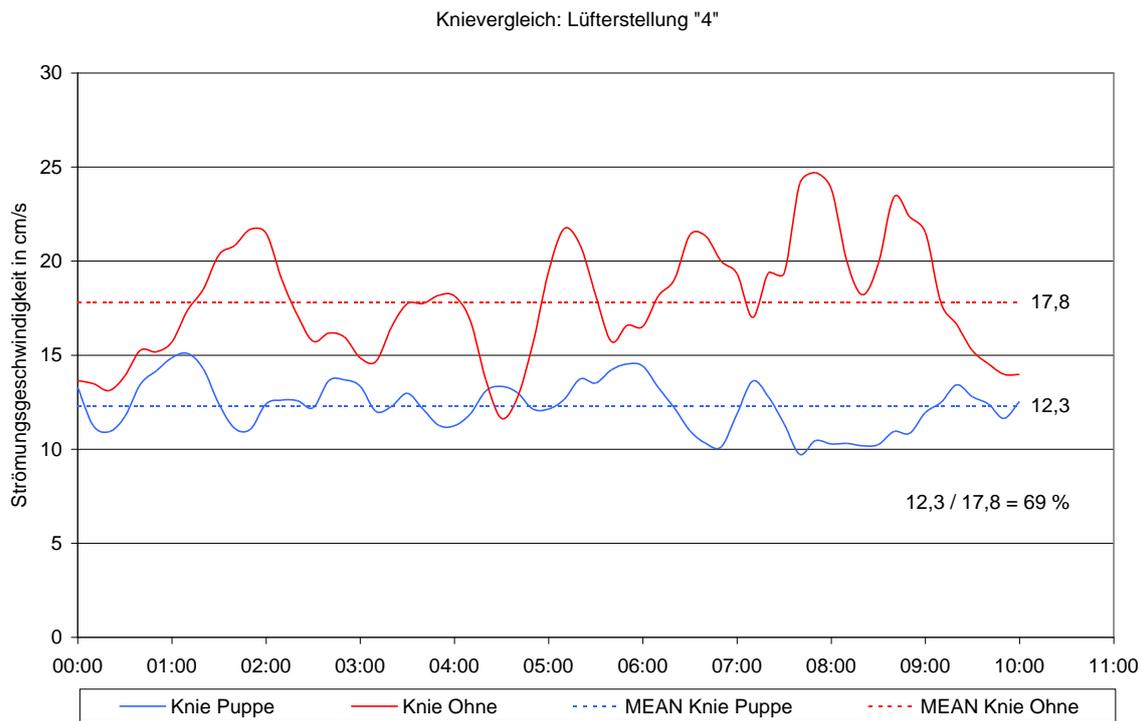
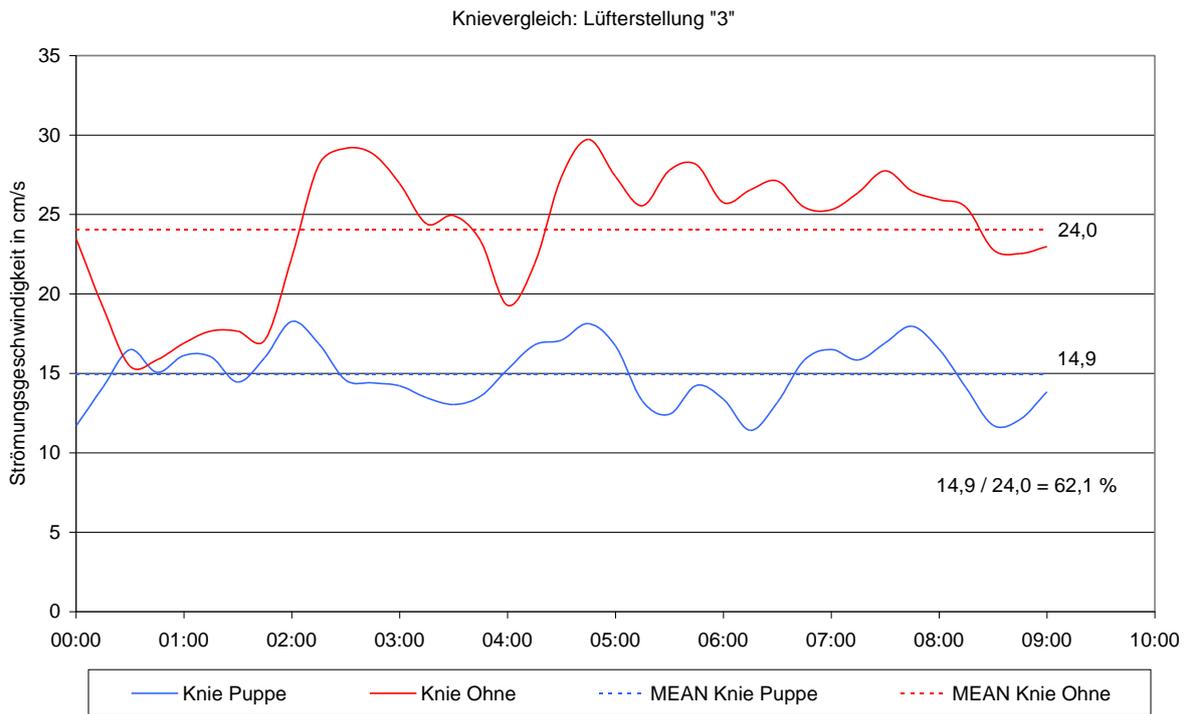


Knievergleich: Lüfterstellung "4"



B.4. Kniebereich im Testobjekt 2





C Erwärmungsversuche an einer Schaufensterpuppe aus PE

Zur Evaluierung der auftretenden Temperaturverteilung an einer von innen beheizten Puppe, wurden entsprechende Versuche an einer Schaufensterpuppe aus PE vorgenommen. Die nachfolgenden Bilder unterstützen die Beschreibung zum Messaufbau.

Mittels eines Handregeltransformators wurde die zugeführte Leistung eingestellt. Als Wärmequelle diente eine handelsübliche 100 W Glühbirne, welche im Inneren des hohlen Puppenkörpers installiert wurde.

Der Versuchsablauf sah vor, dass im Abstand von zwei Minuten ein Wärmebild aufgenommen wurde. Die Nennleistung wurde mit 85 W gewählt, da die vorhandene Raumtemperatur (21,7°C), gemäß sensibler Besetzungsvorgabe, einen solchen Wert vorschreibt. Zu Beginn blieb die Puppe unbekleidet.

Sobald die Oberflächentemperatur konstant war, wurde die Puppe angekleidet, um entsprechende Unterschiede zu erfassen.

Der letzte Versuchsabschnitt sollte zeigen, dass, bei großer Leistung (106 W), die auftretenden Temperaturen ausreichend gering bleiben, dass keine Gefahr für Mensch und Fahrzeug besteht.



Abbildung 6.2: Messaufbau zu Erwärmungsversuchen einer Schaufensterpuppe aus PE.

In nachfolgender Tabelle sind die gemessenen Werte dargestellt.

In späterer Folge ist eine Auswahl an Wärmebildern, welche die auftretende Temperaturverteilung am Oberkörper verdeutlichen sollen, dargestellt.

Bild Nr.	Zeitverlauf	Bekleidung	Leistung	max. Temperatur in °C	Raumtemperatur	Info
01		Keine			21,7°C	Testbild
02		Keine			21,7°C	Testbild
03		Keine			21,7°C	Testbild
04		Keine			21,7°C	Testbild
05	0:00:00	Keine	85 W	22,6	21,7°C	
06	0:02:00	Keine	85 W	28,6	21,7°C	
07	0:04:00	Keine	85 W	33,5	21,7°C	
08	0:06:00	Keine	85 W	36,5	21,7°C	
09	0:08:00	Keine	85 W	39,2	21,7°C	
10	0:10:00	Keine	85 W	41,2	21,7°C	
11	0:12:00	Keine	85 W	43,1	21,7°C	
12	0:14:00	Keine	85 W	44,3	21,7°C	
13	0:16:00	Keine	85 W	45,0	21,7°C	
14	0:18:00	Keine	85 W	46,3	21,7°C	
15	0:20:00	Keine	85 W	46,6	21,7°C	
16	0:22:00	Keine	85 W	47,2	21,7°C	
17	0:24:00	Keine	85 W	47,8	21,7°C	
18	0:26:00	Keine	85 W	48,2	21,7°C	
19	0:28:00	Keine	85 W	48,3	21,7°C	
20	0:30:00	Keine	85 W	48,5	21,7°C	
21	0:32:00	Keine	85 W	48,4	21,7°C	
22	0:34:00	Keine	85 W	48,7	21,7°C	
23	0:36:00	Keine	85 W	49,0	21,7°C	
24	0:38:00	Keine	85 W	49,0	21,7°C	
25	0:40:00	Keine	85 W	49,3	21,7°C	
26	0:42:00	Keine	85 W	49,2	21,7°C	
27	0:44:00	Leibchen	85 W	45,0	21,7°C	
28	0:46:00	Leibchen	85 W	42,5	21,7°C	
29	0:48:00	Leibchen	85 W	45,9	21,7°C	
30	0:50:00	Leibchen	85 W	47,5	21,7°C	
31	0:52:00	Leibchen	85 W	48,1	21,7°C	
32	0:54:00	Leibchen	85 W	49,1	21,7°C	
33	0:56:00	Leibchen	85 W	52,5	21,7°C	
34	0:58:00	Leibchen	85 W	51,8	21,7°C	
35	1:00:00	Leibchen	85 W	51,5	21,7°C	
36	1:02:00	Leib., Perü.	85 W	50,9	21,7°C	
37	1:04:00	Leib., Perü.	85 W	52,5	21,7°C	
38	1:06:00	Leib., Perü.	85 W	54,5	21,7°C	
39	1:08:00	Leib., Perü.	85 W	55,2	21,7°C	
40	1:10:00	Leib., Perü.	85 W	56,3	21,7°C	
41	1:12:00	Leib., Perü.	85 W	56,6	21,7°C	
42	1:12:00	Perücke	85 W	64,4	21,7°C	Vorderans.
43	1:14:00	Leib., Perü.	85 W	57,4	21,7°C	
44	1:16:00	Leib., Perü.	85 W	58,8	21,7°C	
45	1:20:00	Leib., Perü.	85 W	59,8	21,7°C	
46	1:24:00	Leib., Perü.	85 W	61,0	21,7°C	
47	1:28:00	Leib., Perü.	85 W	60,5	21,7°C	
48	1:33:00	Leib., Perü.	106 W	61,0	21,7°C	
49	1:38:00	Leib., Perü.	106 W	62,2	21,7°C	
50	1:43:00	Leib., Perü.	106 W	62,8	21,7°C	
51	1:49:00	Leib., Perü.	106 W	63,0	21,7°C	
52	1:55:00	Leib., Perü.	106 W	63,2	21,7°C	
53	1:56:00	Perücke	106 W	68,7	21,7°C	Vorderans.
54	1:56:00	Perücke	106 W	67,4	21,7°C	Rückenans.

Tabelle 6.3: Übersicht über die Temperaturentwicklung einer beheizten Puppe aus PE während der Versuchsdauer.

Bild 05:



Bild 16:

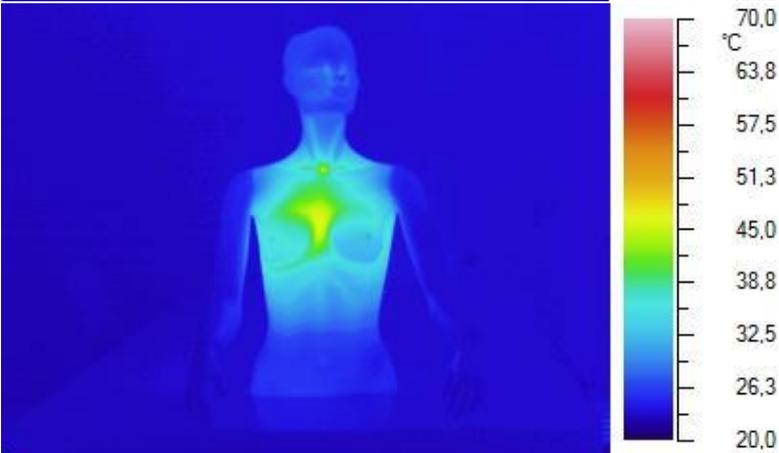


Bild 21:

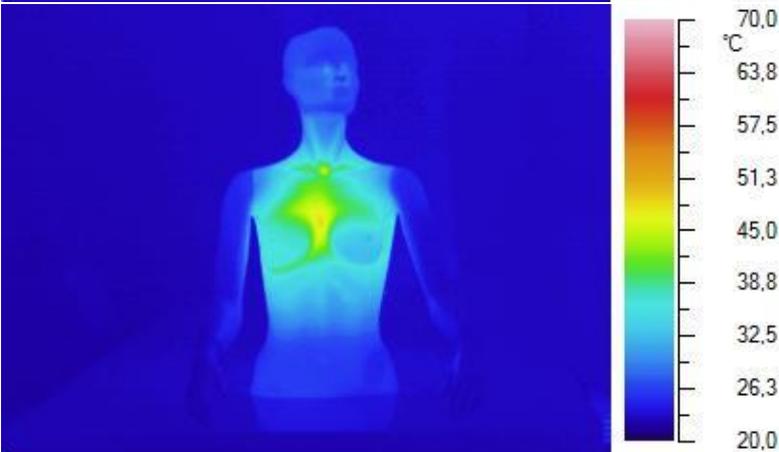


Bild 26:

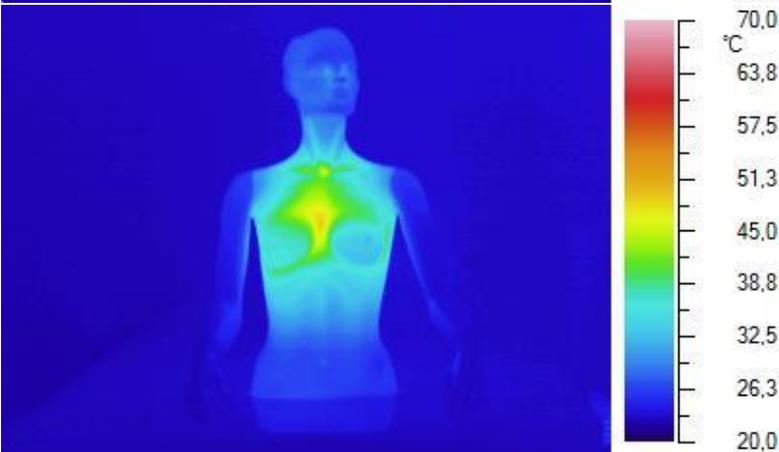


Bild 35:

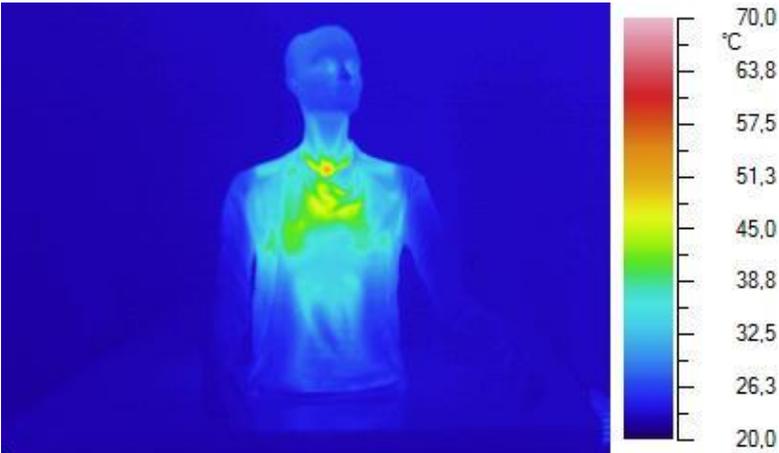


Bild 47:

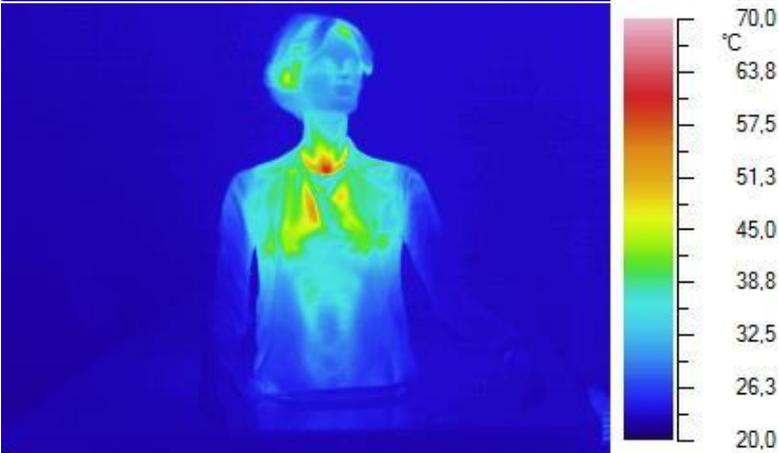


Bild 52:

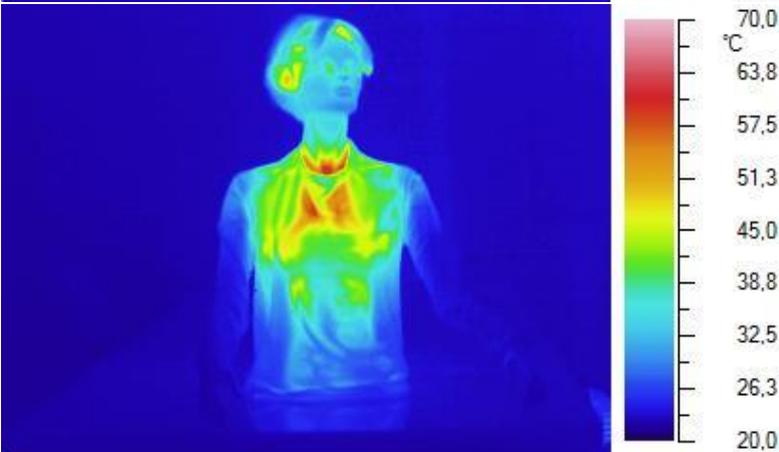
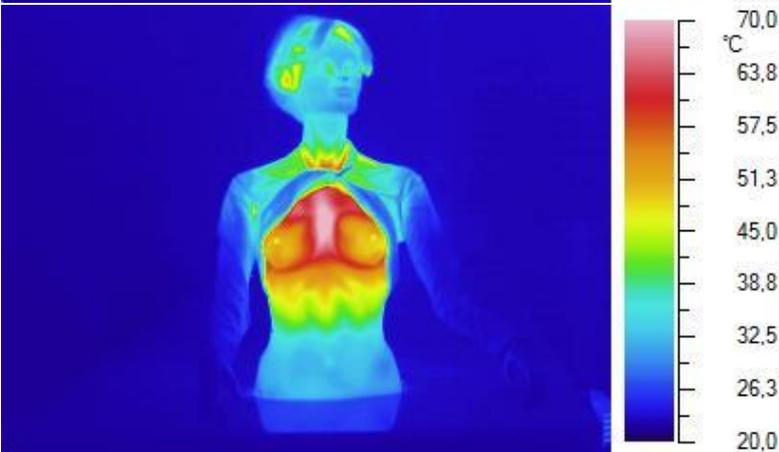


Bild 53:



D Befeuchterleistungsmessung am Ultraschallbefeuchter Boneco 7131

Der Messaufbau gestaltete sich folgendermaßen (Abbildung 6.3).

Durch Vorschalten eines Handregeltransformators konnten, ohne das Befeuchtungsgerät selbst berühren zu müssen, eine unterschiedliche Spannungsversorgung eingestellt und somit die Leistungsaufnahme gesteuert werden. Durch gleichzeitiges wägen des Befeuchters kann die effektiv abgegebene Wassermenge quantifiziert werden. Mit Hilfe des Stelltransformators und eines digitalen Vielfachmessgerätes (zur Leistungsmessung) konnte die Wasserabgabe bei definierter Leistung gemessen werden.



Abbildung 6.3: Versuchsaufbau zur Kalibrierung des Boneco 7131.

Dieser Vernebler beginnt binnen Sekunden mit Nennlast zu arbeiten. Nach einer Minute wurde die digitale Waage (Genauigkeit $\pm 0,05$ g) auf Null gesetzt und mit der Gewichtsmessung begonnen. Alle ~ 20 Minuten wurde die verstrichene Zeit und die vernebelte Wassermenge notiert.

Diese Messungen wurden für Spannungen von 150 V – 240 V in 10 V-Schritten durchgeführt.

Eine Übersicht der Ergebnisse ist auf der folgenden Seite dargestellt.

	P ₁ in W	Wasserausstoß in g/h			R _i in kJ/kg	Ø R _i in kJ/kg
		Periode 1	Periode 2	Mittel		
1. Versuchsreihe	41,4	377,38	381,24	379,31	392,54	434,03
	37,0	319,65	386,28	352,97	376,96	
	32,8	313,30	320,97	317,14	372,33	
	29,3	263,60	261,55	262,58	401,16	
	25,9	216,70	222,90	219,80	424,54	
	22,9	193,85	182,46	188,15	437,49	
	20,0	134,57	146,36	140,46	513,01	
	17,4	108,07	117,58	112,82	554,24	
2. Versuchsreihe	41,0	424,24	430,83	427,54	345,23	385,09
	38,0	396,08	393,65	394,87	346,45	
	35,0	363,36	365,63	364,49	345,69	
	32,0	327,71	330,19	328,95	350,21	
	29,0	278,16	288,00	283,08	368,80	
	26,0	224,48	232,64	228,56	409,52	
	23,0	153,00	159,62	156,31	529,71	

Tabelle 6.4: Messergebnisse der Kalibrierungsversuche am Boneco 7131.

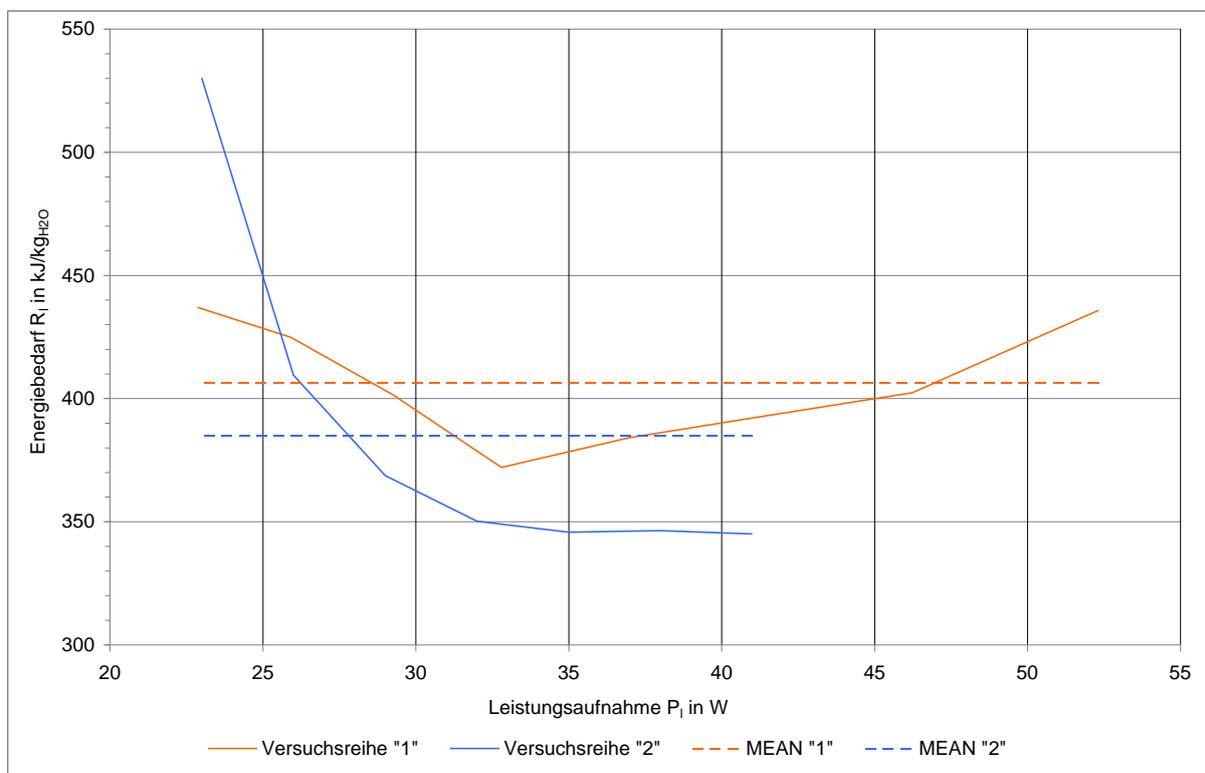


Abbildung 6.4: Energiebedarf des Boneco 7131 in Abhängigkeit der momentanen Leistungsaufnahme. Der mittlere Energiebedarf wird in der Abbildung strichliert dargestellt.