



Möglichkeiten der Verbesserung der Behaglichkeit in Pkw-Kabinen

Moderne Pkw werden zunehmend effizienter. Damit sinkt gleichzeitig das für die Beheizung der Fahrzeugkabine und für den Motorwärmelauf zur Verfügung stehende (Ab)wärmedargebot, und es steigt der Bedarf an Zuheizleistung für eine weiterhin komfortable Kabinenkonditionierung. Der nachfolgende Beitrag beschäftigt sich mit möglichen Maßnahmen zur Verbesserung der Behaglichkeit im Winterbetrieb. Dazu werden zunächst die instationären Wärmebilanzen von Motor und Kabine eines Pkw erstellt. Erste beispielhafte Berechnungen zeigen die gute Übereinstimmung der analytischen Modelle mit Literaturveröffentlichungen. Aufbauend auf diesen theoretischen Zusammenhängen werden Möglichkeiten zur Verbesserung der Behaglichkeit betrachtet, so die Regelung der Heizung und die Wärmerückgewinnung aus der Kabinenabluft. Letztere hilft ebenso die Leistung der Klimaanlage im Sommer zu reduzieren und ist damit ganzjährig von Nutzen. Beide Maßnahmen führen zu vermindertem Energieverbrauch und reduzieren die Emissionen bei gleichzeitig gesteigertem Komfort, auch bei Elektromobilen. Die vorliegende Arbeit basiert auf den grundlegenden Betrachtungen in [1] und setzt diese logisch fort.

Possibilities for Improved Comfort Levels in Automobiles

Modern automobiles are becoming increasingly efficient. This means a decrease in the excess heat that has been used for heating the interior and warming up the engine. Thus the demand for heat for continued comfort in the automotive interior is rising. The following article presents possibilities to improve the conditioning of automotive interiors during winter. First, the non-steady thermal balances of the engine and the interior are established. Exemplary calculations demonstrate good agreement between analytical models and published findings. On these theoretical correlations, different possibilities to improve comfort conditions are considered, such as the regulation of the heating system and waste heat recovery from the interior air. The latter also helps reduce the output of the air conditioner in the summer and is thus useful throughout the whole year. Both identified solutions lead to reductions in energy use and emissions while improving the comfort level. This also applies for electrical cars. The following article is based on the fundamental considerations in [1] and is logically continued.

VON
FRANK TRIESCH

I GRUNDLAGEN

1. Wärmebilanz am Motor im instationären Betrieb

Der instationäre Motorwarmlauf wird von folgenden Größen beeinflusst:

- konstruktiver Aufbau
- bei der Verbrennung freiwerdende Wärme
- Außenlufttemperatur

Ohne Berücksichtigung der Strahlungswärme gilt für die Wärmebilanz während des Motorwarmlaufs bei gleichzeitigem Heizbetrieb vor Öffnung des Thermostatventils für Zeitabschnitte, in denen man die Werteänderungen bei vernachlässigbar kleinem Fehler als linear ansehen kann:

$$\dot{Q}_{Zyl} = (k \cdot A)_{Zyl} \cdot (\bar{\vartheta}_{Zyl} - \bar{\vartheta}_{KM}) \approx \sum m c_p \cdot \frac{\Delta \vartheta_{Motor}}{\Delta \tau} + \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\bar{\vartheta}_{VL} - \vartheta_{amb}) + (k \cdot A)_{Motor} \cdot (\bar{\vartheta}_{KM} - \vartheta_{amb}) \quad (1)$$

Erklärung siehe **Tabelle 1**.

Der an das Kühlmittel abgegebene (Ab)wärmestrom des Motors (\dot{Q}_{Zyl}) ist nach [2] von den mittleren Zylinderinnenwand- und Kühlmitteltemperaturen abhängig

$$\dot{Q}_{Zyl} = (k \cdot A)_{Zyl} \cdot (\bar{\vartheta}_{Zyl} - \bar{\vartheta}_{KM}) \quad (2)$$

Ist der maximale (Ab)wärmestrom des Motors bei der Solltemperatur des Kühlmittels bekannt (hier bei 90 °C),

$$\dot{Q}_{Zyl}^{90^\circ C} = (k \cdot A)_{Zyl} \cdot (\bar{\vartheta}_{Zyl} - 90^\circ C) \quad (3)$$

so lässt sich daraus die bei allen Betriebszuständen meist als konstant angenommene, mittlere Zylinderinnenwandtemperatur ermitteln mit

$$\bar{\vartheta}_{Zyl} = \frac{\dot{Q}_{Zyl}^{90^\circ C}}{(k \cdot A)_{Zyl}} + 90^\circ C \quad (4)$$

Da in der Wärmebilanz sowohl die Kühlmittelvorlauftemperatur als auch die Kühlmittelrücklauftemperatur am Ende des betrachteten Zeitabschnittes unbekannt sind, wird zunächst die Kühlmittelrücklauftemperatur ersetzt.

Mit Hilfe der Wärmeabgabe des HWÜ bei Außenluftbetrieb [1], entsprechend dem mittleren Kühlmittelwärmestrom im HWÜ

$$\dot{Q}_{Heizung} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\bar{\vartheta}_{VL} - \vartheta_{amb}) = m \cdot c_{pKM} \cdot \overline{\Delta \vartheta}_{Heizung}$$

mit der mittleren Abkühlung des Kühlmittels über den HWÜ

$$\overline{\Delta \vartheta}_{Heizung} = \frac{1}{2} (\vartheta_{VL2} - \vartheta_{RL2} + \vartheta_{VL1} - \vartheta_{RL1})$$

erhält man die Kühlmittelrücklauftemperatur am Ende des betrachteten Zeitabschnittes mit

$$\vartheta_{RL2} = \vartheta_{VL2} \cdot \left(1 - \frac{\dot{Q}_{100}}{100 \cdot m \cdot c_{pKM}} \right) + \vartheta_{VL1} - \vartheta_{RL1} - \frac{\dot{Q}_{100}}{100 \cdot m \cdot c_{pKM}} (\vartheta_{VL1} - 2 \cdot \vartheta_{amb}) \quad (5)$$

Unter Beachtung von (4) und (5) erhält man

Tabelle 1: Erklärung zu Formel (1)

\dot{Q}_{Zyl}	über die Zylinderwände abgeführter (Ab)wärmestrom [kW]
$(k \cdot A)_{Zyl}$	Wärmedurchgang vom Zylinderinneren an das Kühlmittel [kW/K]
$\bar{\vartheta}_{Zyl}$	mittlere Zylinderinnenwandtemperatur [°C]
$\bar{\vartheta}_{KM} = \frac{\vartheta_{KM I} + \vartheta_{KM II}}{2}$	mittlere Kühlmitteltemperatur im betrachteten Zeitabschnitt [°C]
$\sum m c_p$	thermische Masse des Motors mit angeschlossenem Heizsystem [kJ/K]
$\overline{\Delta \vartheta}_{Motor} = \vartheta_{KM II} - \vartheta_{KM I}$	Veränderung der Motortemperatur im betrachteten Zeitabschnitt [K]
$\Delta \tau = \tau_{II} - \tau_I$	betrachteter Zeitabschnitt [s]
\dot{Q}_{100}	Wärmeabgabe des Heizungswärmeübertragers (HWÜ) bei einer Eintrittstemperaturdifferenz zwischen Kühlmittel- und Luftstrom von 100 Kelvin [kW] [1]
$\bar{\vartheta}_{VL}$	mittlere Kühlmittelvorlauftemperatur [°C]
ϑ_{amb}	Temperatur der Umgebungsluft am HWÜ-Eintritt [°C]
$(k \cdot A)_{Motor}$	Wärmedurchgang vom Motor an die Außenluft [kW/K]

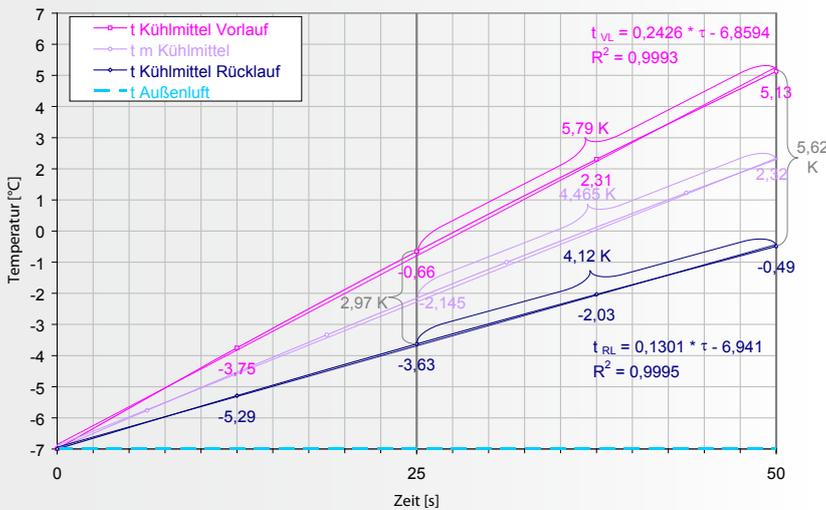


Bild 1: Kühlmitteltemperaturen bei Motorwarmlauf (nach (5) und (6)) für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur -7 °C; Zeitabschnitt bis 50 s.

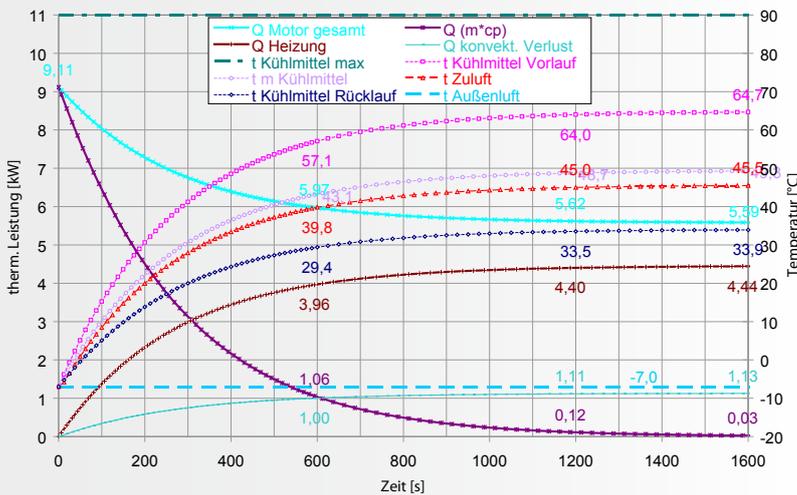


Bild 2: Motorwarmlauf (nach (5) und (6)) für einen Golf TDI 1.9 66 kW mit Werten nach [1], [3] und [4]; Außenlufttemperatur -7 °C.

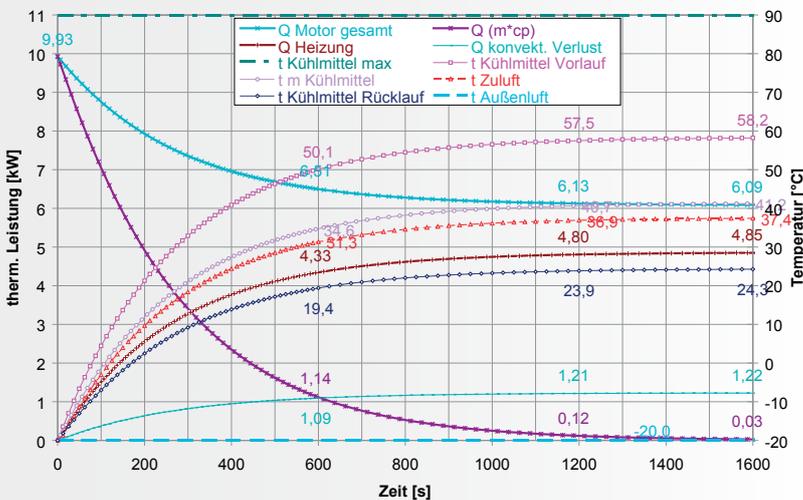


Bild 3: Motorwarmlauf (nach (5) und (6)) für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur -20 °C.

nach Umstellung von (1) die Kühlmittelvorlauf-temperatur am Ende des betrachteten kurzen Zeitabschnitts in der Form

$$\vartheta_{VL2} = \frac{A - B}{C} \quad (6)$$

mit

$$A = \dot{Q}_{Zyl}^{90^\circ C} + (k \cdot A)_{Zyl} \cdot \left(90^\circ C - \frac{1}{4} \cdot (\vartheta_{VL1} + \vartheta_{RL1}) \right) + \frac{\sum m c_p}{2 \cdot (\tau_{II} - \tau_I)} \cdot (\vartheta_{VL1} + \vartheta_{RL1}) - \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot \left(\frac{\vartheta_{VL1}}{2} - \vartheta_{amb} \right) - \frac{(k \cdot A)_{Motor}}{4} \cdot (\vartheta_{VL1} + \vartheta_{RL1} - 4 \cdot \vartheta_{amb})$$

$$B = \left[\vartheta_{VL1} - \vartheta_{RL1} - \frac{\dot{Q}_{100}}{100 \cdot m \cdot c_{pKM}} \cdot (\vartheta_{VL1} - 2 \cdot \vartheta_{amb}) \right] \cdot \left(\frac{(k \cdot A)_{Zyl}}{4} + \frac{\sum m c_p}{2 \cdot (\tau_{II} - \tau_I)} + \frac{(k \cdot A)_{Motor}}{4} \right)$$

$$C = \frac{(k \cdot A)_{Zyl}}{4} + \frac{\sum m c_p}{2 \cdot (\tau_{II} - \tau_I)} + \frac{\dot{Q}_{100}}{200} + \frac{(k \cdot A)_{Motor}}{4} + \left(1 - \frac{\dot{Q}_{100}}{100 \cdot m \cdot c_{pKM}} \right) \cdot \left(\frac{(k \cdot A)_{Zyl}}{4} + \frac{\sum m c_p}{2 \cdot (\tau_{II} - \tau_I)} + \frac{(k \cdot A)_{Motor}}{4} \right)$$

Überprüfung des Modells

Den weiteren Berechnungen zugrunde gelegt wird der in der Literatur breit erörterte, verbrauchoptimierte Motor des Golf TDI 1.9 66 kW mit den folgenden Parametern:

- $(k \cdot A)_{Motor} = 0,02 \text{ kW/K}$ [1]
- $(k \cdot A)_{Zyl} = 0,06265 \text{ kW/K}$ [3]
- $\vartheta_{KMmax} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ [1]
- $\dot{Q}_{100} = 6,19 \text{ kW}$ [1]
- $\dot{m}_{Luft} = 5 \text{ kg/min}$ [4]
- $\vartheta_{amb} = -7 \text{ }^\circ\text{C}$ [4]
- $\dot{Q}_{Zyl}^{90^\circ C} = 3,035 \text{ kW}$
- $\sum m c_p = 44,98 \text{ kJ/K}$.

Zur Abschätzung der möglichen Größe der Berechnungsschritte werden die ersten 50 s des Motorwarmlaufs bei einer Außenlufttemperatur von -7 °C betrachtet. Innerhalb eines Zeitabschnitts von 25 s, von der 25ten bis zur 50ten Sekunde gilt (Bild 1):

- mittlere Kühlmitteltemperatur im betrachteten Zeitabschnitt [°C]

$$\bar{\vartheta}_{KM} = \frac{\frac{\vartheta_{VL2} + \vartheta_{RL2}}{2} + \frac{\vartheta_{VL1} + \vartheta_{RL1}}{2}}{2} = \frac{\frac{5,13 - 0,49}{2} + \frac{-0,66 - 3,63}{2}}{2} = 0,0875 \text{ } ^\circ\text{C},$$

- mittlere Änderung der Motortemperatur im betrachteten Zeitabschnitt [K]

$$\Delta\bar{\vartheta}_{Motor} = \frac{\vartheta_{VL2} + \vartheta_{RL2}}{2} - \frac{\vartheta_{VL1} + \vartheta_{RL1}}{2} = \frac{5,13 - 0,49}{2} - \frac{-0,66 - 3,63}{2} = 2,32 + 2,145 = 4,465 \text{ K},$$

- mittlere Kühlmittelvorlauftemperatur im betrachteten Zeitabschnitt [K]

$$\bar{\vartheta}_{VL} = \frac{\vartheta_{VL1} + \vartheta_{VL2}}{2} = \frac{-0,66 + 5,13}{2} = 2,235 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Aufgrund der deutlichen Nichtlinearität des Kurvenverlaufs und der bedeutenden Temperaturänderungen in dem betrachteten Zeitabschnitt von 25 s (Bild 1) werden im Interesse einer höheren Genauigkeit in einem Bereich bis 600 s des Motorwarmlaufs Zeitabschnitte von 12,5 s betrachtet.

Nach dem oben abgeleiteten Modell erhält man mit guter Genauigkeit die in [4] ermittelten Werte der Kühlmitteltemperaturen und Heizleistungen nach 600 und 1200 s Aufwärmzeit (Bild 2).

Bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C, unter Beibehaltung aller übrigen Parameter, steigt der Heizwärmestrom auf ca. 4,8 kW, was übereinstimmt mit Angaben in [5] (Bild 3).

Die funktionale Abhängigkeit der instationären Wärmeströme von der Kühlmittelvorlauftemperatur ist, den gewählten Modellen entsprechend, nahezu linear (Bild 4).

Bei einer Außenlufttemperatur von +20 °C wird ohne Betrieb der Heizung die Kühlmittelsolltemperatur von 90 °C nach ca. 800 s erreicht (Bild 5).

2. Behaglichkeitsbedingungen in einer Pkw-Kabine

Zur Gewährleistung der Behaglichkeit in der Kabine ist neben der Temperatur der Zuluft in Abhängigkeit von der mittleren Kabinentemperatur auch die Durchsatzmenge der Zuluft in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur zu regeln [6; 7] (Bild 6).

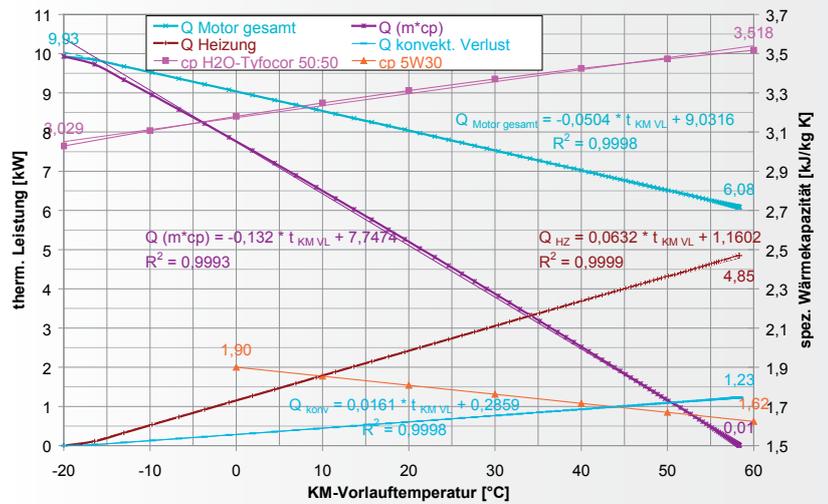


Bild 4: Motorwarmlauf für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur -20 °C; Wärmeströme in Abhängigkeit von der Kühlmittelvorlauftemperatur.

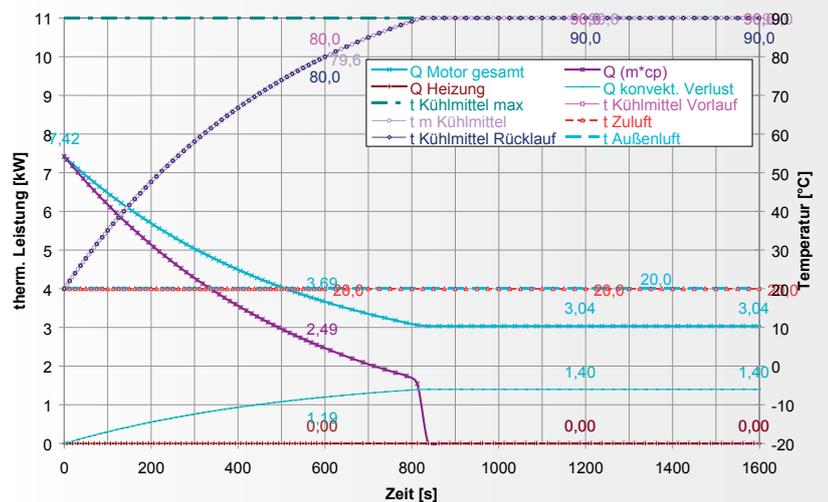


Bild 5: Motorwarmlauf für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur +20 °C; kein Heizbetrieb.

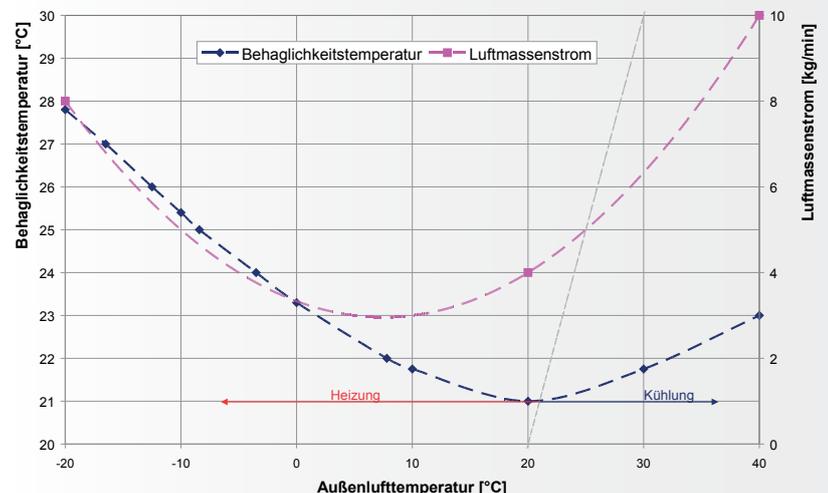


Bild 6: Behaglichkeitsbedingungen in einer Fahrzeugkabine nach [6] bzw. [7].

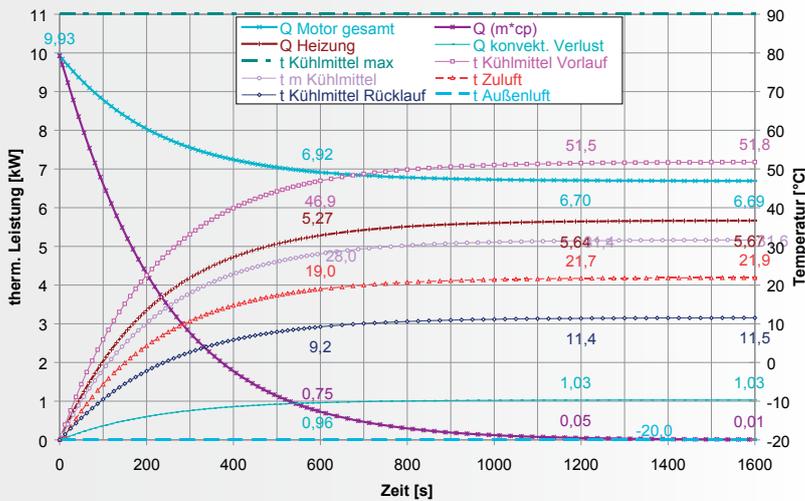


Bild 7: Motorwarmlauf (nach (5) und (6)) für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur -20 °C; Luftdurchsatzmenge 8,0 kg/min.

Demgemäß sind bei Außenlufttemperaturen von -20 °C eine mittlere Kabinenlufttemperatur von ca. 27,8 °C und eine Luftdurchsatzmenge von ca. 8 kg/min zu gewährleisten, anstelle von 5 kg/min nach [4] entspr. +60 % - siehe Bild 7 im Vergleich zu Bild 3.

Während bei niedrigen Umgebungslufttemperaturen ein Behaglichkeitszustand in der Pkw-Kabine eines Golf TDI 1.9 66 kW ohne besondere Maßnahmen offensichtlich nicht erreicht werden kann, ist bei höheren Umgebungslufttemperaturen nach Erreichen des Behaglichkeitszustandes die Heizleistung abzuregulieren, um – neben der Erhaltung der Behaglichkeit – den Motorwarmlauf zu beschleunigen. Dies geschieht per Hand oder automatisch durch Absenkung der Zulufttemperatur, entweder durch luftseitige Umgehung des HWÜ oder durch kühlmittelseitige Drosselung oder Umgehung des HWÜ. In allen Fällen wird der Parameter \dot{Q}_{100} des HWÜ beeinflusst.

3. Wärmebilanz einer Pkw-Kabine im instationären Betrieb

Für die Berechnung des instationären, geregelten Heizbetriebs ist das instationäre Motormodell nach (5) und (6) mit einem instationären Kabinenmodell über die gemeinsame Kühlmittelvorlauf- und -rücklauf-temperatur zu koppeln.

In die Wärmebilanz einer PKW-Kabine fließen neben der Wärmeabgabe der Passagiere die Heizwärme des HWÜ positiv, die konvektive Wärme-

abgabe der Kabine, der Wärmeverlust mit der Abluft der Kabine und die Wärmeaufnahme des Interieurs negativ ein. Bei den weiteren Betrachtungen wird vereinfachend die Wärmestrahlung in die und aus der Kabine vernachlässigt.

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{Pass} + \dot{Q}_{Heizung} = \dot{Q}_{Konvektion} + \dot{Q}_{Abluft} + \dot{Q}_{Interieur} \quad (7)$$

Weiterhin wird davon ausgegangen, dass die Aufwärmung des Interieurs die zugeführte Wärmemenge unmittelbar reduziert.

$$\dot{Q}_{zu}^* = \dot{Q}_{Pass} + \dot{Q}_{Heizung} - \dot{Q}_{Interieur} = \dot{Q}_{Konvektion} + \dot{Q}_{Abluft} \quad (8)$$

Dies ermöglicht, aufbauend auf dem Kabinenmodell aus [8]

$$\bar{\vartheta}_i = \dot{Q}_{zu} \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{k \cdot A}{m \cdot c_{pL}}\right)}{k \cdot A} + \vartheta_{amb}$$

die mittlere instationäre Kabinenlufttemperatur für einen kurzen Zeitabschnitt zu ermitteln

$$\bar{\vartheta}_i = \vartheta_{amb} + \frac{\dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_{Interieur}}{k \cdot A} \left[1 - \exp\left(-\frac{k \cdot A}{m \cdot c_{pL}}\right) \right] \quad (9)$$

Aus der mittleren Kabinentemperatur

$$\bar{\vartheta}_i = \frac{\vartheta_{i1} + \vartheta_{i2}}{2} \quad (10)$$

wird die Kabinentemperatur am Ende des betrachteten Zeitabschnitts ermittelt

$$\vartheta_{i2} = 2 \cdot \bar{\vartheta}_i - \vartheta_{i1} \quad (11)$$

Durch Einsetzen des Konvektions-

$$\dot{Q}_{Konvektion} = k \cdot A \cdot (\bar{\vartheta}_i - \vartheta_{amb}) \quad (12)$$

und des Abluftwärmeverluststroms

$$\dot{Q}_{Abluft} = m \cdot c_{pL} \cdot (\bar{\vartheta}_{Abluft} - \vartheta_{amb}) \quad (13)$$

in die Wärmebilanz nach (7) wird die mittlere Ablufttemperatur ermittelt

$$\bar{\vartheta}_{Abluft} = \vartheta_{amb} + \frac{\dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_{Interieur} - k \cdot A \cdot (\bar{\vartheta}_i - \vartheta_{amb})}{m \cdot c_{pL}} \quad (14)$$

Aus der mittleren Ablufttemperatur des betrachteten, kurzen Zeitabschnitts

$$\bar{\vartheta}_{Abluft} = \frac{\vartheta_{Abluft1} + \vartheta_{Abluft2}}{2}$$

wird die Ablufttemperatur am Ende des betrachteten Zeitabschnitts ermittelt

$$\vartheta_{Abluft2} = 2 \cdot \bar{\vartheta}_{Abluft} - \vartheta_{Abluft1} \quad (15)$$

Der mittlere Wärmestrom in das Interieur entspricht der Wärmeaufnahme des Interieurs in einem begrenzten Zeitabschnitt

$$\dot{Q}_{Interieur} = \frac{m \cdot c_{pInterieur} \cdot (\vartheta_{Interieur2} - \vartheta_{Interieur1})}{\tau_2 - \tau_1} \quad (16)$$

bedingt durch den mittleren konvektiven Wärmeübergang aus der Kabinenluft an das Interieur

$$\dot{Q}_{Interieur} = k \cdot A_{Interieur} \cdot (\bar{\vartheta}_i - \bar{\vartheta}_{Interieur}) \quad (17)$$

mit der mittleren Interieurtemperatur

$$\bar{\vartheta}_{Interieur} = \frac{\vartheta_{Interieur1} + \vartheta_{Interieur2}}{2} \quad (18)$$

Stellt man (16) nach der Interieurtemperatur am Ende des Zeitabschnitts um

$$\vartheta_{Interieur2} = \vartheta_{Interieur1} + \frac{\dot{Q}_{Interieur} \cdot (\tau_2 - \tau_1)}{m \cdot c_{pInterieur}}$$

und setzt das Ergebnis in (17) ein, so erhält man nach weiterem Umstellen von

$$\dot{Q}_{Interieur} = k \cdot A_{Interieur} \cdot \left[\bar{\vartheta}_i - \vartheta_{Interieur1} - \frac{\dot{Q}_{Interieur} \cdot (\tau_2 - \tau_1)}{2 \cdot m \cdot c_{pInterieur}} \right]$$

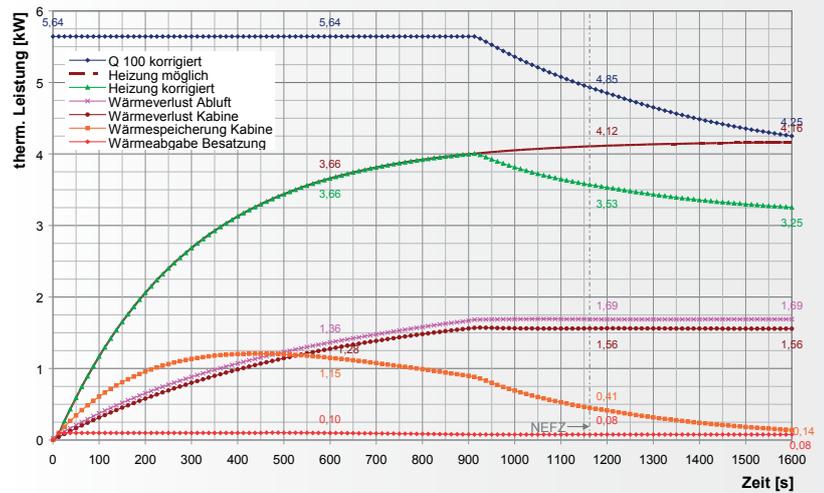


Bild 8: Motorwarmlauf für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur -7 °C; geregelte Heizleistung.

den mittleren Wärmestrom an das Interieur in einem begrenzten Zeitabschnitt

$$\dot{Q}_{Interieur} = \frac{\bar{\vartheta}_i - \vartheta_{Interieur1}}{\frac{1}{k \cdot A_{Interieur}} + \frac{(\tau_2 - \tau_1)}{2 \cdot m \cdot c_{pInterieur}}} \quad (19)$$

Überprüfung des Modells

Als Basisfahrzeug den weiteren Berechnungen zugrunde gelegt wird auch hier der in der Literatur breit erörterte Golf TDI 1.9 66 kW. Unter anderem mit den Parametern und Annahmen in **Tabelle 2** wird der geregelte Heizbetrieb betrachtet.

Bei einer Außenlufttemperatur von -7 °C werden nach ca. 900 s in der Kabine behagliche

Tabelle 2: Parameter und Annahmen für die Berechnung des geregelten Heizbetriebs

Parameter	FZ	Index	Quelle	ME	Wert
Lufttemperatur außen	θ	amb	[4]	°C	-7
Luftdruck außen	P	amb		Pa	101325
Luftfeuchte außen	φ	amb		%	100
Passagiere	n	Pass		Pers.	1
Behaglichkeitstemperatur	θ	Behaglichkeit	[6]	°C	24,8
Fahrzeuggeschwindigkeit	w	Fahrzeug	[9]	km/h	33,58
Luftdurchsatz Heizung	m	Luft Heizung	[4]	kg f L/min	5,00
Mengenstrom Kühlmittel	m	KM	[1]	kg/h	150
Wärmeleistung HWÜ Q100	Q	100	[1]	kW	6,19
Kabinenoberfläche außen	A	Kabine		m ²	15
spez. thermische Masse Interieur	m · c _p	Interieur	[10]	kJ/K	38,48
Wärmeübergang an das Interieur	k · A	Interieur	[10]	W/K	105

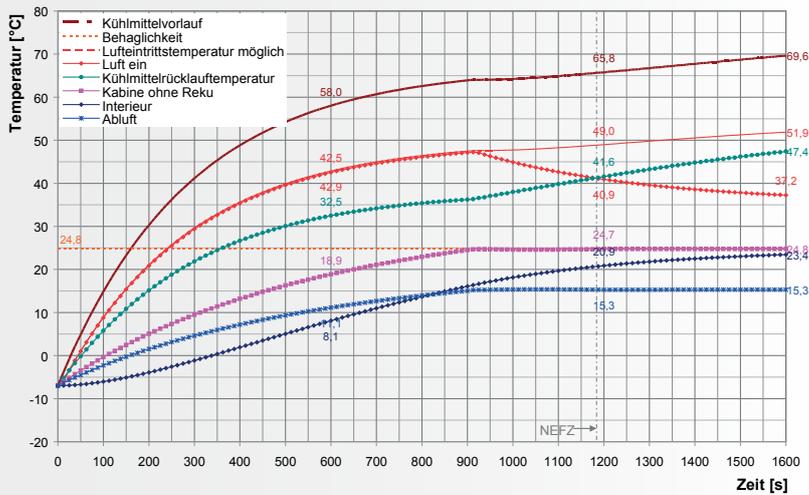


Bild 9: Motorwarmlauf für einen Golf TDI 1.9 66 kW; Außenlufttemperatur -7 °C; geregelte Zulufttemperatur.

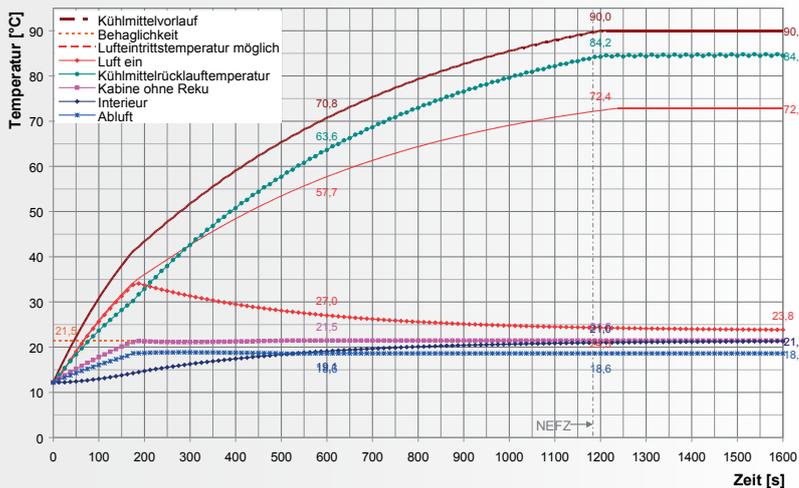


Bild 10: Kabinenaufheizung in einem sparsamen Diesel-Pkw (Golf TDI 1.9, 66 kW; 4,1 kg/min).

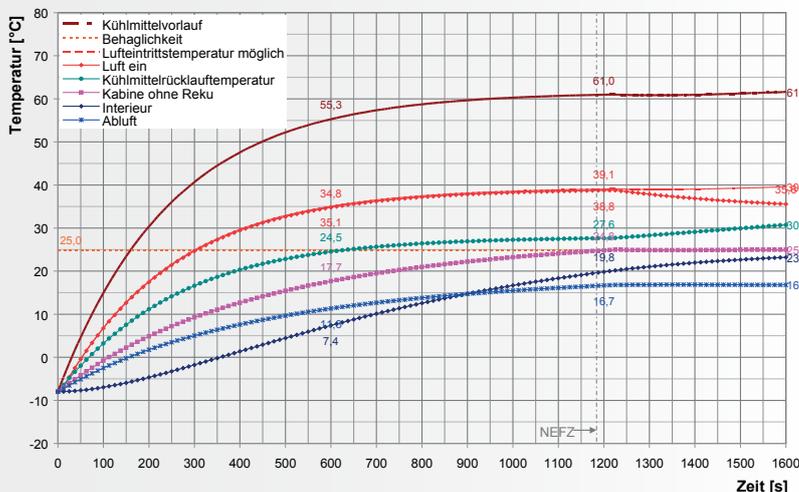


Bild 11: Kabinenaufheizung in einem sparsamen Diesel-Pkw (Golf TDI 1.9, 66 kW; 6 kg/min).

Verhältnisse erreicht. Danach ist die Heizleistung kontinuierlich abzuregeln, bis nach ca. 1.600 s auch das Interieur die gewünschte Temperatur erreicht hat (Bild 8).

Eine Absenkung der Heizleistung bedingt einen Anstieg der Kühlmitteltemperatur (Bild 9), in der Folge sinkt der Kraftstoffverbrauch.

Zur Erreichung der Komfortbedingungen und der Motorsolltemperatur unter allen Betriebsbedingungen sind weitere Maßnahmen erforderlich. Nachfolgend werden insbesondere die Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung aus der Abluft der Kabine näher betrachtet.

II DER NUTZEN DER WÄRMERÜCKGEWINNUNG AUS DER ABLUFT AN PKW

Zunächst soll zur Verschaffung eines Überblicks [11] über den aktuellen Stand der Kabinenheizung in modernen, verbrauchsoptimierten Pkw die Heizung eines Golf TDI 1.9, 66 kW betrachtet werden. Für dieses Fahrzeug wurden in der Literatur bereits sehr intensiv diverse Möglichkeiten zur Verbesserung der Heizsituation diskutiert [z. B. 13; 14]. Dies lässt darauf schließen, dass schon das (Ab)wärmedargebot eines sparsamen Dieselmotors nicht immer den Wärmebedarf eines universellen Kompaktwagens mit einer Heizung herkömmlichen Konzeptes zufrieden stellend decken kann.

1. Stand der Kabinenheizung an sparsamen Diesel-Pkw

Die Berechnungen erfolgten für die instationäre Aufwärmung der Kabine aus dem Stand, bei einer Besetzung mit einem Passagier, bei Außenluftbetrieb mit Wasserdampf-gesättigter Außenluft bei der Durchschnittsgeschwindigkeit im NEFZ-Zyklus [9]. Mit dem serienmäßig zur Verfügung stehenden (Ab)wärmedargebot des Basisfahrzeugs können behagliche Verhältnisse in der Kabine vorn innerhalb von fünf Minuten lediglich bis zu einer Außenlufttemperatur von ca. 8 °C gewährleistet werden, innerhalb von zehn Minuten bis ca. -1 °C. Das Kabineninterieur nähert sich nur langsam der Behaglichkeitstemperatur. Mit Hilfe einer genauen Regelung der Heizleistung wird bis zum Ende eines NEFZ die Motortemperatur von 90 °C nur bei Außenlufttemperaturen oberhalb von 12 °C erreicht (Bild 10).

Bei Außenlufttemperaturen unterhalb von ca. -8 °C stellen sich innerhalb eines NEFZ mit der Motor(ab)wärme keine komfortablen Innenraumverhältnisse ein. Zudem wird nur eine Motortemperatur bis etwa 61 °C erreicht (**Bild 11**).

Da das (Ab)wärmedargebot von Fahrzeugen mit Hybrid- und Elektroantrieb konzeptbedingt noch geringer ausfällt, wird allgemein nach Lösungen gesucht, die den erforderlichen Heizwärmebedarf minimieren. Dies käme folglich allen modernen Antriebskonzepten den Komfort steigernd und den Verbrauch senkend zugute.

2. Reduzierung des Wärmebedarfs für die Heizung

Zur Temperierung von PKW werden derzeit grundsätzlich Luftheizsysteme genutzt, d.h. als Wärmeträger dient die zwangsgeführte Luft in der Kabine. Damit ist es erforderlich, zunächst die Kabine selbst mit einem warmen Luftstrom von der Stillstands- auf die Komforttemperatur zu erwärmen, d.h. die Umfassungswände - den sog. Himmel, die Fenster, die Türverkleidungen, die Teppichböden, und die Einbauten - die Sitze, das Armaturenbrett etc. Je höher die thermische Masse der Kabine $\Sigma m_i \cdot c_{pi}$, desto mehr Energie ist für die Aufwärmung erforderlich. Je geringer die Heizleistung des Fahrzeugs, die für diesen Prozess zur Verfügung steht - desto länger die Dauer des Aufwärmprozesses. Der geringe Wärmeübergang von der mit vergleichsweise niedriger Geschwindigkeit ungleichmäßig durch die Kabine strömenden Luft kann nur begrenzt durch höhere Übertemperaturen der Luft kompensiert werden und verzögert den Prozess zusätzlich, ebenso wie die meist schlechte Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Materialien und die Wärmeabgabe der Karosserie an die Umgebung bei der Fahrt.

Direkt abhängig von der Kabinentemperierung ist die erreichbare Motortemperatur. Der Heizungswärmeübertrager (HWÜ) tritt in der Heizperiode an die Stelle des Hauptkühlers des Motors. Im Heizkreis ist jedoch kein die Kühlmitteltemperatur beeinflussendes Thermostatventil integriert. Die abgenommene Heizleistung beeinflusst deshalb direkt die Kühlmitteltemperatur, und in der Folge mittelbar den Verbrauch und die Emissionen des Motors. Eine Minderung der Heizlast beeinflusst diese Parameter daher positiv.

Für eine Minderung der Heizlast sind folgende Ziele anzustreben:

- Minimierung der Wärmeverluste mit der Abluft
- Minimierung der Wärmeverluste per Konvektion und Strahlung an die Umgebung
- optimale Nutzung der solaren Einstrahlung
- schnelle Erhöhung der Oberflächentemperaturen zur Verbesserung des Wärmeempfindens

Zur Erreichung dieser Ziele sind folgende Maßnahmen förderlich:

- gesteuerte Minimierung des Außenluftanteils/ Maximierung des Umluftanteils unter Einhaltung der höchstzulässigen Luftfeuchte im Fenster- und der Hygieneanforderungen im Kopfbereich
- Begrenzung der mittleren Kabinenlufttemperatur im Behaglichkeitsbereich
- Wärmerückgewinnung aus der Abluft
- Verwendung sämtlicher (Ab)wärmeströme für die Kabinenheizung
- Verwendung dünner und leichter Materialien geringer Wärmekapazität und hoher Wärmeleitfähigkeit für die Innenausstattung (Sitze etc.)
- Übergang von einer Luft- zur Strahlungs-/ Flächenheizung
- Verbesserung der Transmission und Verringerung der Emission durch die Scheiben (im Heizfall).

3. Außenluftbedarf – Umluftbetrieb – Luftwechsel – Abluftverluste

In der Literatur gibt es immer wieder abweichende Angaben zu dem erforderlichen minimalen Außenluftbedarf für die Aufrechterhaltung hygienischer Kabinenluftverhältnisse. Dieser ermittelt sich u.a. in Abhängigkeit von der CO_2 -Konzentration in der Außenluft, der zulässigen CO_2 -Konzentration in der Kabinenluft, der Anzahl der beförderten Passagiere und ihrem CO_2 -Ausstoß. Nimmt man letzteren mit vergleichsweise hohen $25\text{ Ltr. CO}_2/(\text{h} \cdot \text{Pers.})$ an [14], so ergibt sich in Abhängigkeit von der Außenluftqualität für ein bis fünf Personen nachfolgend dargestellter minimaler Außenluftbedarf von $0,4$ bis $3,1\text{ kg/min}$ für eine „ideal vermischte“ Fahrzeugkabine (**Bild 12**).

Schon eine Anhebung des Komforts durch Herabsetzung der zulässigen Kabinenluftkonzentration von $0,15$ auf $0,1\text{ Vol.-% CO}_2$ entsprechend der s. g. „Pettenkofer-Zahl“ führt zu einem $1,8$ -, $2,0$ - bzw. $2,7$ -fach höheren

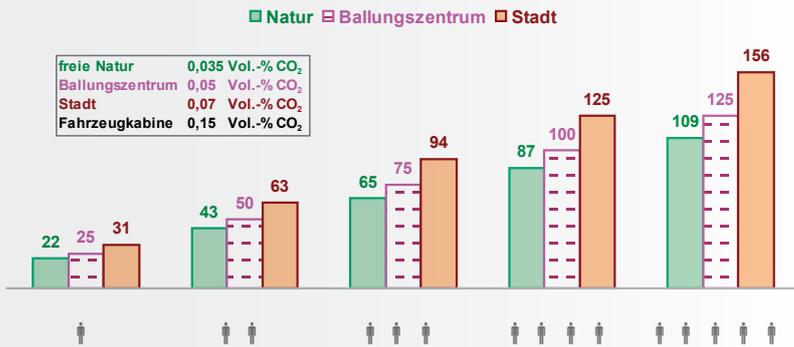


Bild 12: Minimal erforderlicher Außenluftstrom [m³/h] für PKW-Fahrzeugkabinen zur Gewährleistung hygienischer Kabinenluftbedingungen in Abhängigkeit von Außenluftqualität und Besetzung.

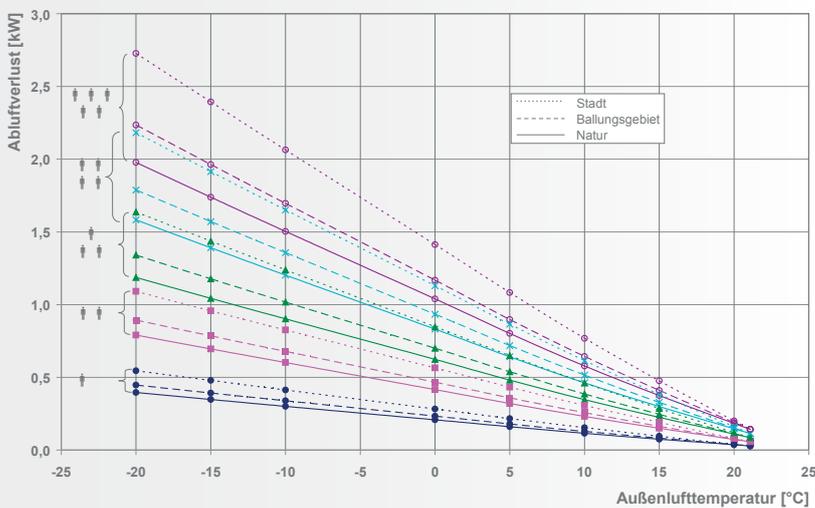


Bild 13: Wärmeverlust mit der Abluft bei hygienisch mindestens erforderlichem Außenluftstrom in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur und der Besetzung.

Außenluftbedarf (entspr. Natur; Ballungszentrum; Stadt – **Bild 12**). Zum Vergleich: In Aufenthaltsräumen der Raumluftkategorien IDA 1 bzw. 4 (hohe bzw. niedrige Raumluftqualität) gelten Standardwerte für einen CO₂-Gehalt über dem Gehalt in der Außenluft von 350 bzw. 1200 ppm [15]. Die aufgezeigten minimalen Außenluftströme von 22 bis 31 m³/(h · Pers.) fallen in die Raumluftkategorie IDA 3 – „mäßige Raumluftqualität“. In PKW werden CO₂-Konzentrationen von 0,4 Vol.-% gemessen [16]. In Passagierflugzeugen ist ein erhöhter Grenzwert von 0,5 Vol.-% nicht zu überschreiten [17].

Allein hygienebedingt ist ein 100%iger Umluftbetrieb bei einer Kabinengröße von 2,5 m³ also nur für längstens ein bis sieben Minuten nach Fahrtantritt und vorheriger vollständiger Durchlüftung zulässig – meist zu kurz für eine Aufheizung oder Abkühlung der Kabine aus dem

Stand auf Komfortbedingungen. Sehr schnell ist auf einen mindestens 9- bis 63fachen stündlichen Luftwechsel umzustellen.

Ein Außenluftanteil von minimal 6 % bei einer Kabinenbesetzung mit einem Passagier/Natur bis maximal 45 % bei fünf Passagieren/Stadt bedingt bei einer Umgebungstemperatur von -20 °C und behaglichen Verhältnissen in der Kabine immer noch erhebliche energetische Verluste mit der Abluft von 0,4 bis 2,7 kW (**Bild 13**).

Bei einer Herabsetzung der zulässigen Kabinenluftkonzentration auf 0,1 Vol. % CO₂ steigt der Fortluftverlust entsprechend auf 1,4 bis 6,8 kW.

Der Luftmassenstrom in der Kabine ist in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur konstant zu halten [6]. Eine Herabsetzung des Außenluftanteils erfordert für eine behagliche Kabinenklimatisierung einen erhöhten Umluftanteil. Zum einen kann die Zulufttemperatur nur in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur und den Möglichkeiten des HWÜ angehoben werden, um den erforderlichen Wärmestrom an einen verringerten Luftstrom zu übertragen. Zum anderen würde bei einem zu geringen Luftmassenstrom der hintere Kabinenbereich unbehaglich bleiben. Und nicht zuletzt dient der warme Luftstrom als Gegenpol zu den kalten Oberflächen der Fenster und Umfassungswände.

Der in **Bild 12** gezeigte hygienisch bedingte Mindestvolumenstrom ist in derzeitigen Kfz jedoch nicht immer einzuhalten. So kann der Außenluftanteil nur dann soweit reduziert werden, wenn die Außenluftfeuchte relativ gering ist. Ansonsten führt diese zusammen mit der von der Kabinenbesetzung abgegebenen Luftfeuchte zu einem starken Anstieg des fahrzeuginternen Luftfeuchtetaupunktes (s. **Bild 14**). In der Folge beschlagen bzw. vereisen insbesondere einfach verglaste Seitenscheiben. Zudem ist die Gefahr des Scheibenbeschlags sehr stark von der gefahrenen Geschwindigkeit abhängig. Je höher diese, desto höher der erforderliche Außenluftstrom zur Gewährleistung der Beschlagfreiheit (**Bild 15**).

Entsprechend steigen auch die auftretenden Wärmeverluste mit der Abluft gegenüber den in **Bild 13** dargestellten. Deutlich wird auch, dass bei marktüblichen PKW nicht bei allen Witterungslagen die Beschlagfreiheit der Scheiben gewährleistet werden kann. In diesen Fällen sind eine Reduzierung der Geschwindigkeit bzw. ein regelmäßiges Wischen der Scheiben von innen

durch die Beifahrer – nicht zuletzt aus Sicherheitsgründen unvermeidlich.

Abgebildet ist auch die erstmals in [6] angegebene, für einen bestimmten Fahrzeugtyp empirisch ermittelte, behagliche Luftmenge in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur. Diese wird den eigenen Berechnungen zugrunde gelegt.

4. Maßnahmen zur Verbesserung der Behaglichkeit und des Motorwarmlaufs

4.1 Alternative Heizkonzepte

Um in PKW mit verbrauchsoptimierten Motoren die Behaglichkeit in Fahrzeugkabinen und den Motorwarmlauf zu verbessern, wurden seit deren Entwicklung zahlreiche technische Möglichkeiten der Zuheizung untersucht und realisiert:

- Wärmespeicher
- Abgaswärmenutzung
- Brennstoffzuheizung
 - des Kühlmittels
 - im Stand
 - während der Fahrt
 - der Luft
- Elektrische Zuheizung
 - des Kühlmittels
 - im Stand
 - während der Fahrt
 - der Luft.

Zuheizkonzepte führen in jedem Fall zu einem erhöhten Energieaufwand, meist auch zu Mehrmissionen. So steigern nach [12] bei einem Golf TDI 1,9 l, 66 kW die hier serienmäßig vorgesehenen drei elektrischen Glühkerzen a 400 W als Zusatzheizung im Kühlsystem den Durchschnittsverbrauch und die Emissionen um ca. 2,5 %, und nach [13] bei einem Kaltstart bei -7 °C – um 25,6 % gegenüber der Basisvariante, entspr. um 2,37 l/100 km auf 11,64 l/100 km, wenn der elektrische Generator die benötigten 1,2 kW zur Verfügung stellen kann.

Nachfolgend wird untersucht, welchen Beitrag eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft der Kabine zur Verbesserung der Behaglichkeit und des Motorwarmlaufs leisten kann.

4.2 Wärmerückgewinnung aus der Abluft

Im Interesse eines ganzjährig minimalen Energieverbrauchs für die Heizung und auch für die

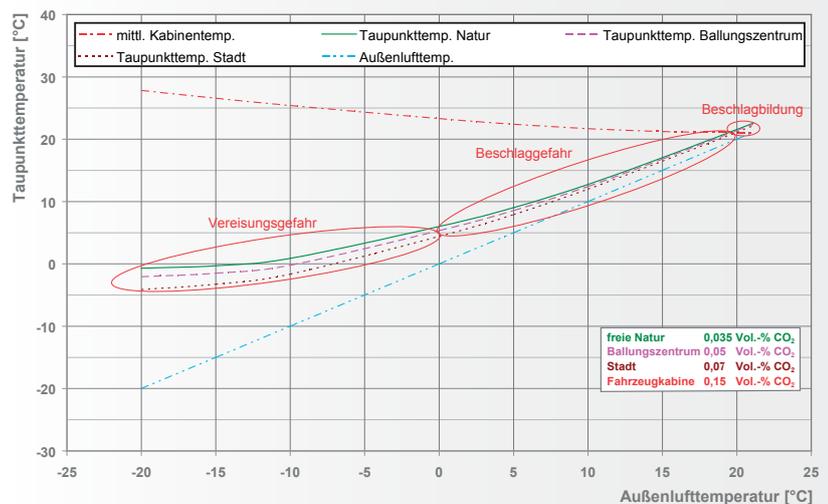


Bild 14: Taupunkttemperatur der Abluft bei hygienisch mindestens erforderlichem Außenluftstrom in Abhängigkeit von der Temperatur und der CO₂-Konzentration der gesättigten Außenluft.

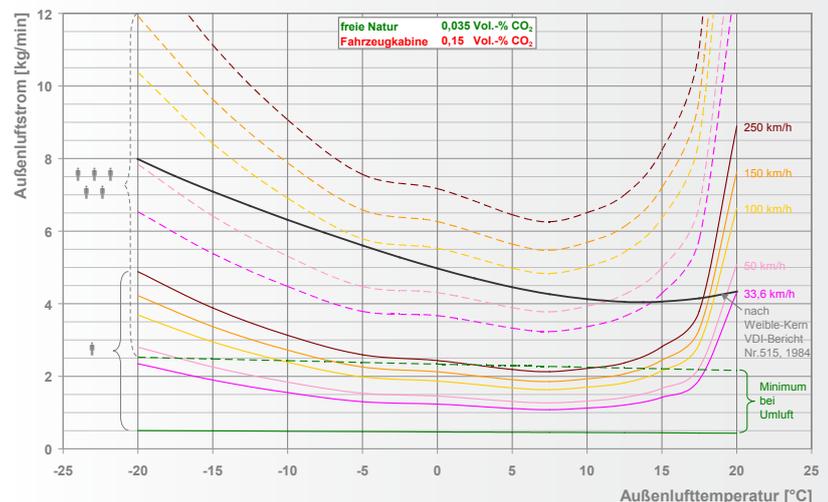


Bild 15: Mindest erforderlicher Außenluftstrom zur Vermeidung des Scheibenbeschlags bei wasserdampf-gesättigter Außenluft für eine einfach verglaste Fahrzeugkabine mit einem bzw. fünf Passagieren.

Kühlung der Fahrzeugkabine aller modernen Fahrzeugkonzepte ist die Einführung einer Wärmerückgewinnung aus der Abluft unumgänglich. Diese ist in der technischen Gebäudeausrüstung bereits obligatorisch und führt – wie nachfolgend zu zeigen ist – auch im Kraftfahrzeug zur Senkung der Kosten, des Verbrauchs und der CO₂-Emissionen und nicht zuletzt zu einer wesentlichen Steigerung des Komforts. Sie verringert nicht nur die Wärmeverluste mit der Abluft, sondern verkürzt auch die Aufheiz- bzw. Abkühlzeit der Kabine von Kraftfahrzeugen eindrucksvoll. Mit ihr werden Zuheizlösungen überflüssig und die Leistung einer Klimaanlage kann wesentlich reduziert werden.

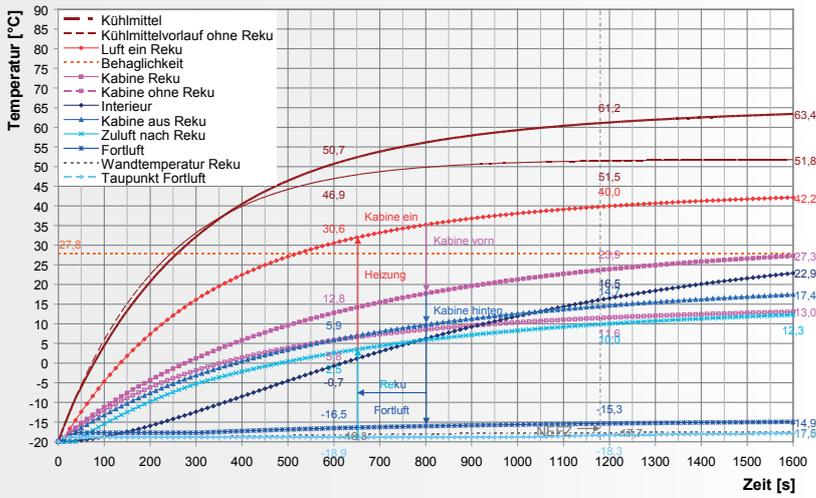


Bild 16: Kabinenaufheizung ohnelmit Rekuperator (Golf TDI 1.9, 66 kW; 8 kg/min; $\Phi = 0,866$).

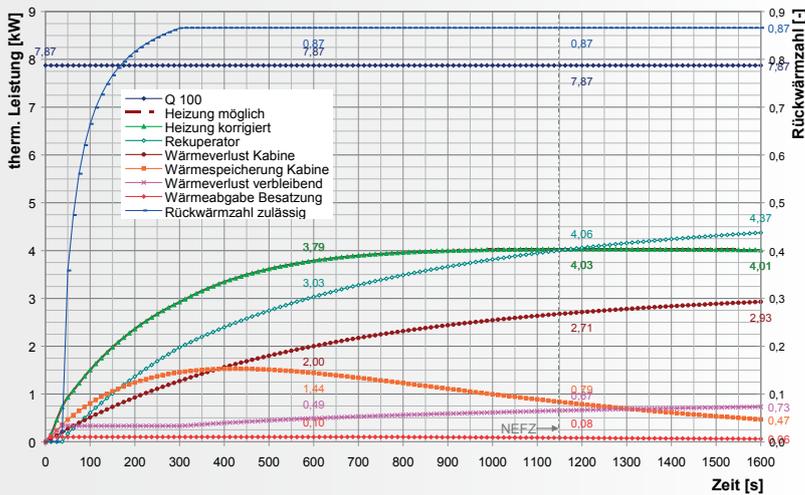


Bild 17: Kabinenaufheizung mit Rekuperator (Golf TDI 1.9, 66 kW; -20 °C; 8 kg/min; $\Phi = 0,866$).

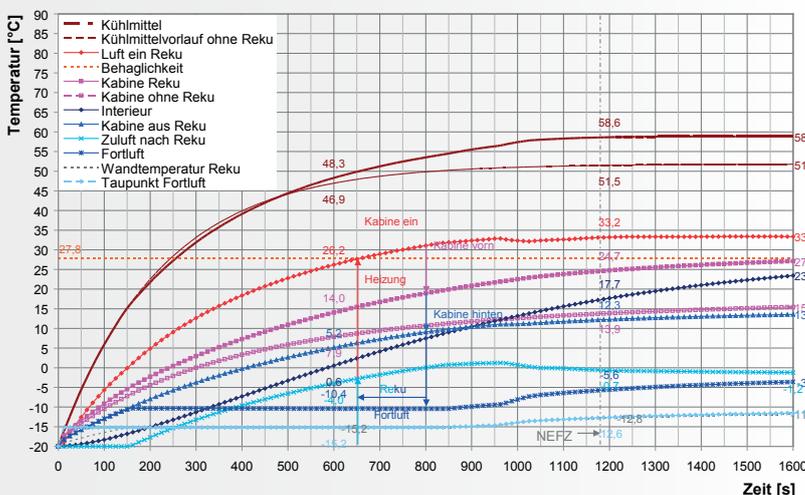


Bild 18: Kabinenaufheizung mit geregelterm Rekuperator (Golf TDI 1.9, 66 kW; 8 kg/min; fünf Pers.).

Am Beispiel eines Golf TDI 1.9, 66 kW bewirkt ein Rekuperator mit einer Rückwärmzahl von $\Phi = 0,866$, bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C und einem Außenluftdurchsatz von 8 kg/min, nach einem NEFZ-Zyklus eine um ca. 12,3 K höhere mittlere Innenlufttemperatur. Ohne Rekuperator und Zuheizung erreicht die mittlere Kabinenlufttemperatur bei denselben Bedingungen lediglich ca. 11,6 °C, mit Rekuperator ca. 23,9 °C (Bild 16).

Da der serienmäßige HWÜ die zur Verfügung stehende Motor(ab)wärme in den vom Rekuperator vorgewärmten Luftstrom nur bei einer entsprechend höheren Kühlmittelvorlauftemperatur übertragen kann, geht eine verkürzte Aufwärmzeit der Kabine mit einer beschleunigten Aufwärmung des Motors einher. Dieser erreicht nach 25 Minuten eine Betriebstemperatur von ca. 63 °C; ohne Rekuperator bleibt sie bei ca. 52 °C. In der Folge sinken mit einem Rekuperator auch der Kraftstoffverbrauch und die Emissionen in der Warmlaufphase.

Bei einer Rückwärmzahl von $\Phi = 0,866$ kann die Außenluft im stationären Betrieb im Rekuperator von -20 °C auf ca. 12,3 °C vorgewärmt werden. So lassen sich annähernd 4,4 kW Abluftverluste ohne Vereisung des Rekuperators zurück gewinnen (Bild 17).

Diese Aussagen gelten für eine Besetzung mit einem Passagier.

Regelung der Wärmerückgewinnung aus der Abluft

Bei einer Besetzung mit fünf Passagieren und bei gesättigter Außenluft muss bei unverändertem Außenluftdurchsatz die Rückwärmzahl reduziert werden, um bei dem entsprechend höheren Taupunkt der Fortluft eine Vereisung des Rekuperators zu vermeiden. Die mittlere Lufttemperatur in der Kabine eines Golf 1.9 TDI, 66 kW verändert sich jedoch durch den gestiegenen Wärmeeintrag der Passagiere kaum, die Motortemperatur sinkt um 3,6 K auf ca. 59 °C (Bild 18).

Eine Reduzierung der Rückwärmzahl unter $\Phi = 0,866$ ist nicht erforderlich bei Außenluftfeuchten unterhalb von ca. 8,3 % r. F. bei fünf Passagieren, unterhalb von 38 % r. F. bei vier Passagieren, unterhalb von 66,8 % r. F. bei drei Passagieren und unterhalb von 88 % r. F. bei zwei Passagieren, oder bei regenerativ arbeitenden Wärmerückgewinnungskonzepten.

Damit wird deutlich, dass eine Rekuperationslösung zumindest in größeren Fahrzeugen zur Optimierung der Aufwärmung regelbar sein sollte.

Vergleich der Wärmerückgewinnung mit Zuheizkonzepten

Zum Vergleich mit anderen Heizlösungen nach [13; 18] wird abschließend die Wärmerückgewinnung aus der Abluft bei einer Außenlufttemperatur von -7 °C und einem Luftdurchsatz von 5 kg/s betrachtet. Der Wärmeeintrag der Heizung in die Kabine beträgt bei einer geregelten Basislösung ohne Zuheizung nach 1.600 s ca. 5.585 kJ, ungeregelt ca. 5.919 kJ. Die Heizleistung am Ende dieser Periode beträgt abgeregelt ca. 3,64 kW, die Kühlmittelvorlauftemperatur ca. 66,9 °C, ungeregelt ca. 4,4 kW und 64,7 °C.

Mit Wärmerückgewinnung sinkt die erforderliche Heizleistung am Ende auf ca. 52 % entspr. 1,91 kW, in die Kabine werden ca. 5.790 kJ eingebracht, davon aus der Heizung ca. 3.558 kJ, entsprechend ca. 61,5 %, d.h. 38,5 % sind zurück gewonnene Energie. Die behagliche Kabinentemperatur wird nach 700 s, d.h. um ca. 250 s eher erreicht. Die Kühlmittelvorlauftemperatur steigt auf über 79 °C. Sie ist damit bedeutend höher, als bei luftseitigen PTC-Heizern mit 70,9 °C und bei Abgaswärmenutzung mit 69,5 °C, und nur geringfügig niedriger als bei einem Zusatzbrenner mit 82,3 °C [13] (Bild 19).

Die Wärmerückgewinnung aus der Abluft beträgt bei einer Rückwärmzahl von $\Phi = 0,866$ stationär ca. 1,69 kW (Bild 20).

Damit übertrifft die Wärmerückgewinnung bei einer Außenlufttemperatur von -7 °C die Heizleistung der serienmäßig installierten Glühstifte mit 1,2 kW und eines luftseitigen PTC-Elements mit durchschnittlich 1 kW [13]. Bei -20 °C erreicht sie mit 4,4 kW (Bild 17) nahezu die Heizleistung von Zusatzbrennern mit 5 kW [13] und von noch in der Entwicklung befindlichen 48-V-PTC-Zuheizern mit 4,5 kW Leistung [18].

Allerdings ist die Leistung der Wärmerückgewinnung nicht wie bei herkömmlichen Zusatzheizungen konstant, sondern nimmt mit der Heizleistung des Motors erst beständig zu. Sie benötigt jedoch keine Zusatzenergie und wird auch im Sommer bei der Klimatisierung der Kabine wirksam.

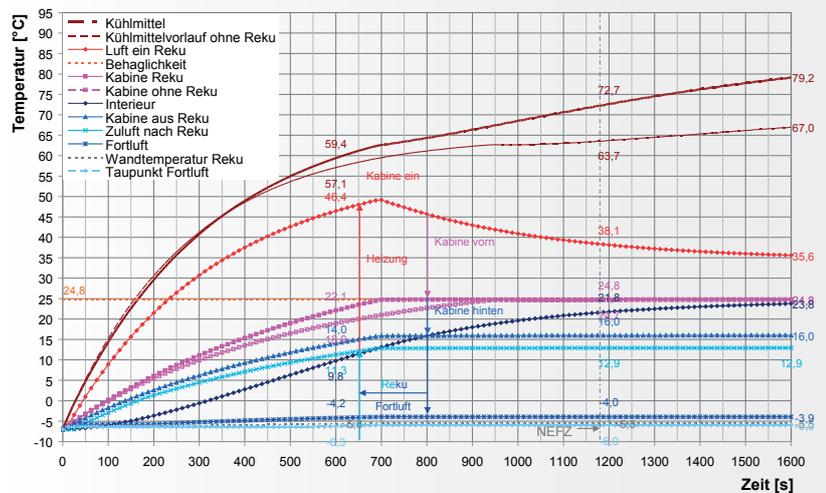


Bild 19: Kabinenaufheizung mit Rekuperator (Golf TDI 1.9, 66 kW; -7 °C; 5 kg/min; 1 Pers.).

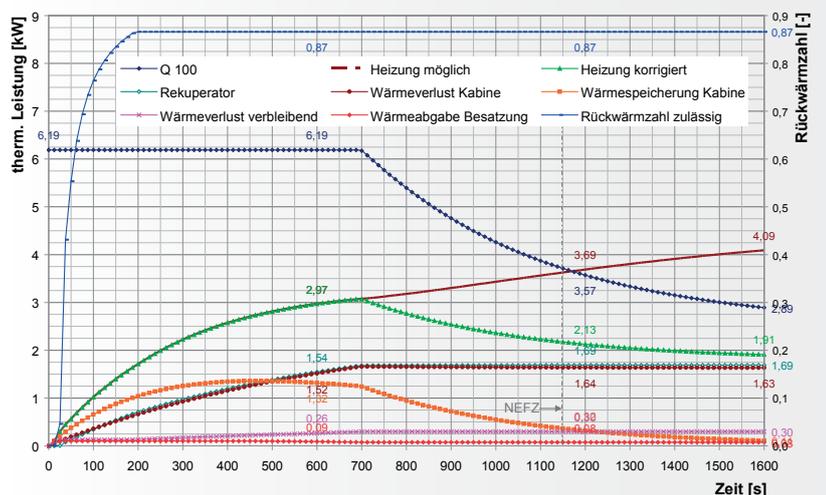


Bild 20: Kabinenaufheizung mit Rekuperator (Golf TDI 1.9, 66 kW; -7 °C; 5 kg/min; 1 Pers.).

5. Zusammenfassung

Es konnte gezeigt werden, dass eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft bei der Heizung eines Kompaktklassewagens die Leistung und den Verbrauch und somit die Emissionen erheblich senkend und den Komfort verbessernd zugute kommt. Mit neuen Lösungen lässt sich die Wärmerückgewinnung aus der Abluft auch im Pkw umsetzen. Für moderne Fahrzeuge mit sparsamen, direkt einspritzenden Verbrennungsmotoren, mit Hybrid- oder Elektroantrieb stellt die Wärmerückgewinnung einen besonderen Fortschritt dar.



Dr.-Ing. FRANK TRIESCH

Geboren 1960 in Cottbus

Studium der Energie- und Verfahrenstechnik am Erdöl-Erdgas-Institut „I. M. Gubkin“ Moskau
2 Jahre Projektverantwortlicher am Bau der Erdgas-Pipeline Jelez-Serpuchow, Russland
7 Jahre Energie-/Verfahrenstechniker in der Gasindustrie

Seit 1993 selbstständig auf dem Gebiet der Entwicklung innovativer wärmetechnischer Anlagen und Verfahren, Konzept-Planung, Beratung, Computersimulation

Seit 2004 geschäftsführender Gesellschafter Konzeption/Lieferung von Fernwärmekompaktstationen, Frischwassermodulen Waleo® mit besonders abgesenkten Rücklauftemperaturen, airtainern® zur großtechnischen Luftkonditionierung, deutsche/internat. Patente, Gebrauchsmuster, Marken

Kontakt Thermo Integral GmbH & Co. KG
Gutsparkstraße 5-9
04328 Leipzig
Tel: 0341 2522762
E-Mail: triesch@gmx.de

Literatur

- [1] Großmann, H.: Pkw-Klimatisierung. (2010). Springer Verlag, Heidelberg.
- [2] Kleinschmidt, W., Hebel, M.: Instationäre Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren. (1995). Universität Gesamthochschule Siegen; Abschlußbericht zum Vorhaben KI 600/1-2 der Deutschen Forschungsgemeinschaft, S. 43.
- [3] Haubner, F.: Bauteilbelastungsgeregeltes Kühlsystem für verbrauchsoptimierte Verbrennungsmotoren, (2002). S. 21, Abb. 3.2-14.
- [4] Koch, F.W., Haubner, H., Klopstein, S.: Heizleistung in PKW mit verbrauchsoptimierten Motoren. (2000). FAT Schriftenreihe Nr. 155, Frankfurt a.M.
- [5] Kampf, H., Taxis-Reischl, B., Weinbrenner, M.: Zuheizkonzepte für Fahrzeuge mit kraftstoffsparenden Motoren. (2000). In: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II, Norbert Deußen, S. 30.
- [6] Weible, R., Kern, J.: Steuerungs- und Regelungssysteme für Heizungs- und Klimaanlage in Kraftfahrzeugen. (1984). In: VDI-Berichte Nr. 515, S. 168.
- [7] DIN 1946-3: Raumluftechnik – Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen. Juli (2006). Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- [8] Nitz, J., Hucho, W.H.: The Heat Coefficient of a Passengers Car's Body. (1979). In: SAE-Paper 790399, Warrendale, PA.: SAE.
- [9] Neuer Europäischer Fahrzyklus nach Anhang III Anlage 1 der Richtlinie 70/220/EWG in der Fassung der Richtlinie 98/69/EWG (L 11,007 km; τ 1180 s; v_{max} 120 km/h; v_m 33,58 km/h).
- [10] Shimizu S., Hara, H., Asakawa, F.: Analysis on air-conditioning heat load of a passenger vehicle. JSAE Review, November (1982) S. 80-90.
- [11] Usemann, K.W.: In eigener Sache; Gesundheits-Ingenieur 133 (2012) 4, S. 173-174.
- [12] Pott, E.: Verbrauchs-, Emissions- und Heizkomfortoptimierung bei Dieselfahrzeugen durch Energieflussmanagement. (1998). TU Berlin D 83, B3.
- [13] Haubner, F.; Koch, F.: Zuheizkonzepte zur Verbesserung der Heizleistung in verbrauchsoptimierten Fahrzeugen; in PKW-Klimatisierung II von Schlenz, D. (Hrsg.) (2002); S. 114-127.
- [14] Hucho, W.-H.; Großmann, H. et al: Aerodynamik des Automobils, Auflage 5, Vieweg Verlag Wiesbaden, (2005).
- [15] DIN EN 13779 Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlage und Raumkühlsysteme September (2007).
- [16] Mast, P.: Gemessene Innenraumlufqualität in klimatisierten und mit Schiebedächern ausgestatteten Pkws. 8. Fahrzeugklima-Symposium Messen und Messtechnik bei Kfz-Klimaanlagen und deren Komponenten – im Labor und auf der Straße. Karlsruhe (2006).
- [17] VDI 6032 Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung (Februar 2004).
- [18] Wawzyniak, M.: Gut fürs Klima – Auswirkungen des elektrifizierten Antriebsstrangs auf die Fahrzeugklimatisierung; Automobilkonstruktion (2012) 3, S. 54-55.