

Eindimensionale Sensormodellierung für die Fehlerkorrektur bei der Abgastemperaturmessung

J. Garbers¹, S. Gehrman¹, T. Fröhlich², S. Augustin²

¹Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, 71287 Weissach, Deutschland,

²TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Prozessmess- und Sensortechnik, 98693 Ilmenau, Deutschland

E-Mail: johannes.garbers@porsche.de

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein Korrekturmodell zur vereinfachten Berechnung der Wärmeübertragung für einen Abgastemperatursensors mit Verschraubung untersucht. Dazu wurde ein 1D-Modell entwickelt, dass ein 3D-Modell möglichst genau, mit einem geringeren Modellierungs- und Rechenaufwand, abbildet. In beiden Modellen wurde die Wärmeleitung mit konvektivem und Strahlungswärmeaustausch betrachtet. Dabei zeigt sich im Bereich der Messspitze mit einem Modellierungsfehler $\pm 0,18$ K eine gute Übereinstimmung beider Modelle. Zusätzlich beträgt der mittlere Fehler an der Einspannstelle des Thermoelementes $\pm 2,34$ K. Der maximale Modellfehler beträgt $\pm 7,9$ K. Die Rechenzeit konnte auf dem gleichen Computer von 10 Minuten auf 10 Sekunden reduziert werden.

Keywords: Temperaturmessung, Abgas, Simulation, Modellierung, Automobil

Einleitung

Zur Regelung der Abgastemperatur und für den Bauteilschutz beispielsweise von Turboladern ist es notwendig, die Temperatur genau zu messen. Die Abgastemperatursensoren müssen bei Temperaturen von bis zu 1000 °C mechanisch stabil sein und einen geringen Messfehler aufweisen.

Aktuell wird bei diesen Messungen von einem Messfehler von bis zu 100 K ausgegangen. Dieser Messfehler ergibt sich aufgrund der Wärmeübertragungsvorgänge im Sensor. Insbesondere die Wärmeübertragung durch Strahlung trägt maßgeblich zum Gesamtmessfehler bei.

Die gemessene Temperatur ist aufgrund der Wärmeübertragung ungleich zu der gesuchten Abgastemperatur. Bei dieser Abweichung handelt es sich um einen systematischen Messfehler, der mit einem Wärmeübertragungsmodell der Messstelle berechenbar ist.

In dieser Arbeit wird dafür ein 1D-Modell für die Wärmeübertragung der Messstelle, bestehend aus Thermometer, Thermometerverschraubung und Abgasrohr, vorgestellt. Ziel ist die Abbildung des Wärmeübertragungsverhaltens eines komplexeren 3D-Modells mit einem geringeren Modellierungs- und Rechenaufwand bei gleichzeitiger hoher Übereinstimmung beider Modelle.

Bei einem 1D-Modell ist im Gegensatz zu einem 3D-Modell der Berechnungsaufwand und damit die Berechnungszeit deutlich geringer.

Es können viele Messsituationen in kurzer Zeit simuliert werden. Das 1D-Modell ist der erste Schritt für die Entwicklung eines online Korrekturmodells und kann als Basis für eine Implementierung eines Korrekturmodells auf einem embedded System betrachtet werden.

Grundlagen

Die Berechnung der Wärmeleitung [1, p. 121] in der Messstelle erfolgt mit der FEM-Methode [2]. Dabei werden Konvektion [1, p. 299] und Wärmestrahlung [1, p. 616] als Randbedingungen angenommen.

Der Strahlungswärmeaustausch zwischen zwei Flächen durch die Gleichung

$$\dot{Q} = \phi_{12} \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (1)$$

beschrieben werden. Der Sichtfaktor ϕ_{12} beschreibt dabei die geometrischen Verhältnisse zwischen den im Wärmeaustausch stehenden Flächen.

Im 3D-Modell werden die Sichtfaktoren numerisch bestimmt. Für das 1D-Modell werden die Sichtfaktoren durch analytische Funktionen beschrieben. Dabei wird davon ausgegangen, dass immer nur zwei Flächen im Strahlungswärmeaustausch stehen.

Für zwei unendlich lange konzentrische Zylinder berechnet sich der Sichtfaktor bezogen auf die Fläche A_1 anhand der Flächen A_1 und A_2 sowie aus den Flächen zugeordneten Emissionskoeffizienten ε_1 und ε_2 , folgendermaßen:

$$\phi_{12} = \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_2 + \varepsilon_1 \cdot (1 - \varepsilon_2) \frac{A_1}{A_2}} \quad (2)$$

Mit ϕ_{12} kann der Wärmestrom, der von den Flächen ausgetauscht wird, wie folgt berechnet werden

$$\dot{Q}_{12} = \phi_{12} \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4). \quad (3)$$

Mit der Reziprozitätsbedingung der Sichtfaktoren kann auch der Sichtfaktor ϕ_{21} bezogen auf die Fläche A_2 berechnet werden. Dabei muss für die Produkte aus Sichtfaktor ϕ und Fläche A

$$A_1 \cdot F_{i12} = A_2 \cdot F_{i21} \quad (4)$$

gelten.

Aus Gleichung (4) folgt der Sichtfaktor $\phi_{21} = \frac{A_1}{A_2} \cdot \phi_{12}$ und hieraus der Wärmestrom der Fläche A_2

$$\dot{Q}_{21} = F_{21} \cdot A_2 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4). \quad (5)$$

Im späteren 1D-Modell kann diese Variante der Sichtfaktor- und Netto-Wärmestrom-Berechnung genutzt werden, um den Strahlungswärmeaustausch zwischen Thermometer und Montagestutzen zu beschreiben. Bei der Außenmantelfläche des Thermometers und der Innenmantelfläche des Montagestutzens handelt es sich um konzentrische Zylinder. Wobei diese im Verhältnis zum Durchmesser als nicht unendlich lang betrachtet werden können.

Gilt für das Flächenverhältnis $A_1 \ll A_2$ und wird für den Emissionskoeffizienten $\varepsilon_2 = 1$ angenommen, dann vereinfacht sich der Sichtfaktor zu $\phi_{12} = \varepsilon_1$ und der Netto-Wärmestrom \dot{Q} lässt sich nach

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (6)$$

berechnen. Diese Näherung ist zulässig für den Strahlungswärmeaustausch zwischen dem Thermometer und dem Abgasrohr in Verbindung mit den Deckflächen des 3D-Modells und wird zur Beschreibung des Strahlungswärmeaustauschs im 1D-Modell benutzt.

3D-Modell

In Abb. 1 ist das 3D-Modell einer Abgastemperaturmessstelle, bestehend aus Thermoelementen, Abgasrohr und Montagestutzen. Dabei besteht der Montagestutzen aus dem Schweißstutzen, der auf das Abgasrohr aufgeschweißt wird, einem Schraubstutzen, der in den Schweißstutzen eingeschraubt wird, einem Klemmkonus und einer Überwurfmutter. Zusätzlich beinhaltet die Modellierung, das Luftvolumen, das sich zwischen Überwurfmutter und Schraubstutzen befindet. Wird das Thermoelement in die Messstelle eingebaut, so wird es durch Festziehen der Überwurfmutter durch den Klemmkonus fixiert. Hier besteht ein direkter formschlüssiger Kontakt zwischen Montagestutzen und Thermoelement.

Das Thermoelement befindet sich im Modell, zum einem im heißen Abgas und zum anderen in der kalten Umgebung. An der Klemmstelle ist es über die Verschraubung und den Schweißstutzen an das Abgasrohr durch Wärmeleitung gekoppelt.

Die Länge des Ausschnittes des Abgasrohres beträgt hier 60 mm, das Abgasrohr hat einen Außendurchmesser von 60 mm und eine Wandstärke von 1,5 mm. Die Abmessungen des 3D-Modells sind in Abb. 2 dargestellt. Die Schnittflächen des Abgasrohres wurden auf beiden Seiten mit dünnen virtuellen Deckflächen verschlossen. Dies ist auch zulässig, da das Thermometer gewöhnlich durch Krümmungen des Abgasrohres und angrenzende Bauteile von ähnlich heißen Flächen umgeben ist, die auf den Strahlungswärmeaustausch einwirken. Mit den Deckflächen ist die vereinfachte Annahme des Strahlungswärmeaustausches im Abgas (Bereich 1), wie im 1D-Modell angenommen zulässig.

In dieser Untersuchung erfolgt die Betrachtung von Wärmeleitung, gekoppelt mit Strahlungswärmeaustausch. Der Strahlungswärmeaustausch wird ausschließlich abgasseitig, das heißt im Inneren des Abgasrohres und des Montagestutzens, betrachtet. Zur Umgebung hin findet der Wärmeaustausch nur durch Konvektion statt.

Tab. 1: Übersicht der verwendeten Materialien und deren Wärmeleitfähigkeit

Material	Wärmeleitfähigkeit	Bauteile
Edelstahl	$15 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	Abgasrohr, Schweißstutzen und Verschraubung
Nimonic Alloy 90	$11 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	Thermoelement
Luft ($p = 1 \text{ bar}$, $T = 100^\circ \text{C}$)	$3,14 \cdot 10^{-3} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	Lufteinschluss in der Verschraubung

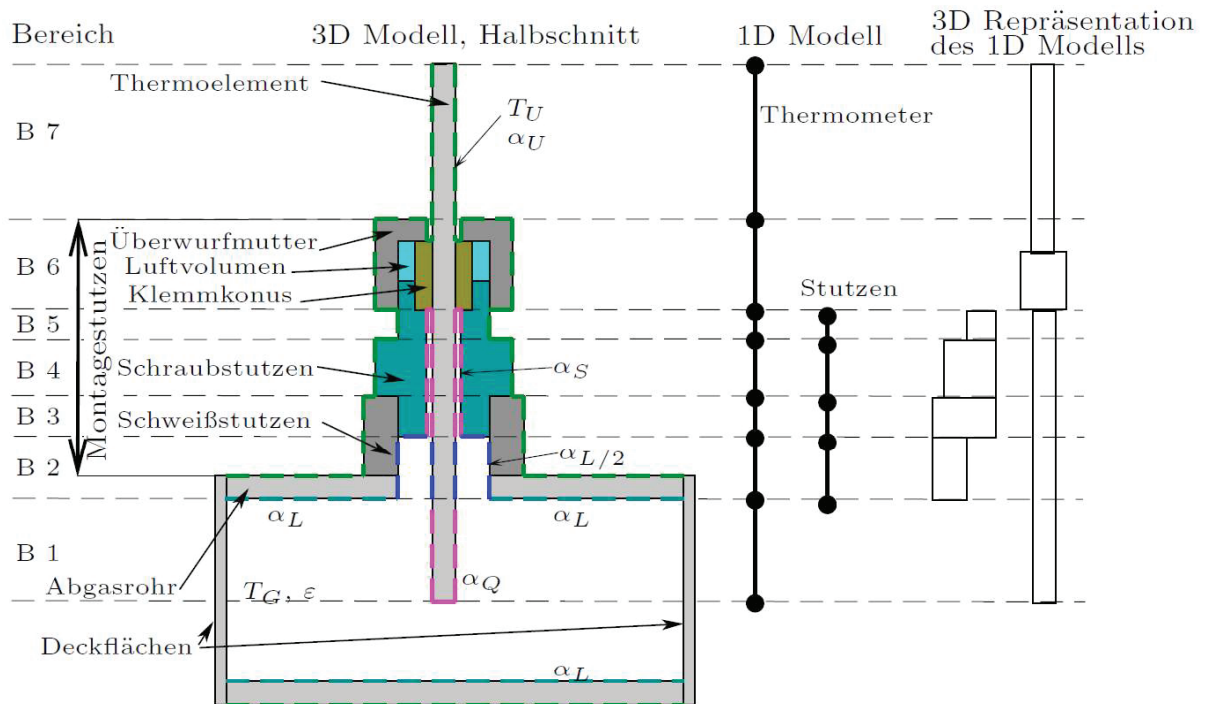


Abb. 1: Darstellung de
3D-Modells (links),
1D-Modells (mittig),
3D Repräsentation des 1D-Modells (rechts)

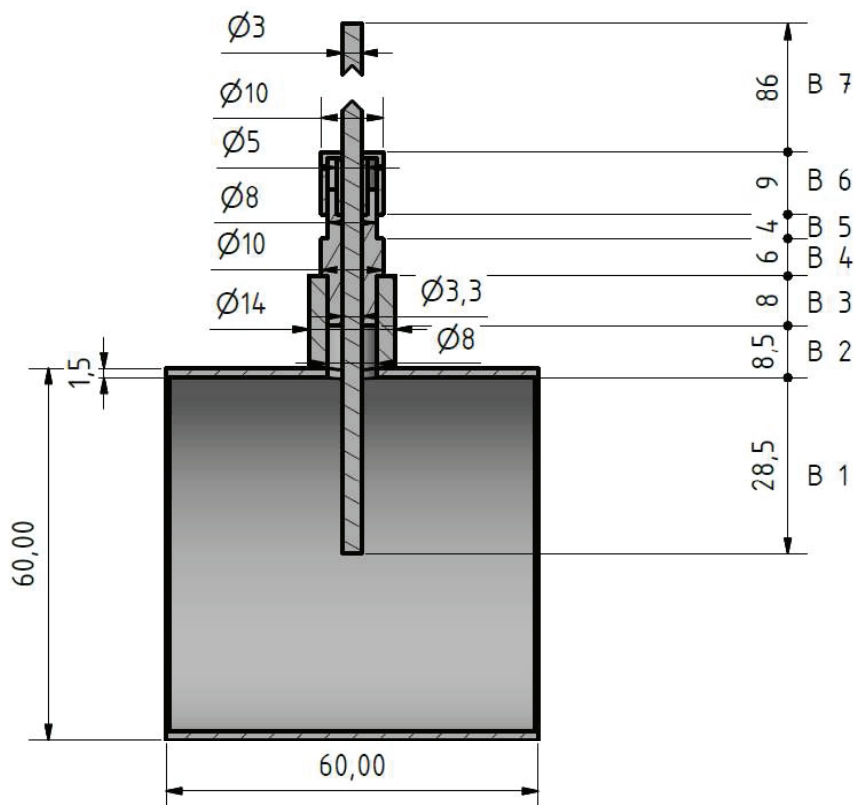


Abb. 2: Abmaße 3D Modell

Der Werkstoff von Abgasrohr, Schweißstutzen und Verschraubung ist Edelstahl. Das Thermoelement wird vollständig aus Nimonic Alloy 90 angenommen. Zusätzlich befindet sich in der Verschraubung ein Luftvolumen. In Tab. 1 sind die verwendeten Wärmeleitfähigkeiten aufgeführt.

Wie in Abbildung 1 dargestellt, wurde die Messstelle vertikal in sieben Bereiche unterteilt. Dies dient der besseren Beschreibung der Randbedingungen am Thermometer und Montagestutzen. Auch bei der Gegenüberstellung von 1D- und 3D-Modell ist dies von Vorteil.

Im Abgasrohr (Bereich 1) kann das Abgas frei strömen. Für die konvektive Randbedingung des Thermometers kann der Wärmeübergangskoeffizient α_Q für quer angeströmte Zylinder [4, p. Gg 5] und für die innere Abgasrohrwand des Wärmeübergangskoeffizienten α_L für horizontal durchströmte Zylinder angenommen werden [4, p. Gg 1]

Der Bereich 2 schließt sich direkt an das Abgasrohr an. Durch den direkten Kontakt kann das Abgas noch auf diesen Bereich rückwirken. In dieser Untersuchung wurde für die Konvektion an den inneren Flächen des Montagestutzens und am Thermometer der halbe Wärmeübergangskoeffizient des quer angeströmten Zylinders mit $\alpha_Q/2$ angenommen.

In den Bereichen 3 bis 5 ist der Spalt zwischen Montagestutzen und Thermometer lediglich 0,15 mm stark. Hier ist von einer sehr geringen Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten auszugehen. Für Thermometer und Montagestutzen wurde in diesen Bereichen ein Wärmeübergangskoeffizient von $20 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ angenommen.

Für alle Bauteile die mit dem Abgas in konvektivem Wärmeaustausch stehen wurde die Abgastemperatur T_G angenommen.

Die in der Umgebung befindlichen äußeren Flächen von Abgasrohr, Montagestutzen und Thermometer sind konvektiv mit der 20°C warmen Umgebung über den Wärmeübergangskoeffizienten von $20 \text{ W m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ gekoppelt.

Strahlungsaustausch findet nur im Inneren des Abgasrohres und Montagestutzens, zwischen den Bauteilen, statt. Für alle Oberflächen wurde der Emissionskoeffizient $\varepsilon = 0,95$ angenommen. Für die Berechnung des Strahlungswärmeaustausches im 3D-Modell sind die Sichtfaktoren zwischen den einzelnen Flächen, die im Strahlungswärmeaustausch stehen nicht bekannt. COMSOL Multiphysics nutzt die „Radiosity Method for Diffuse-Gray Surfaces“ [3] um die Sichtfaktoren numerisch zu bestimmen und der Strahlungswärmeaustausch zwischen den einzelnen Flächen zu berechnen.

1D-Modell

Im 1D-Modell wird die Wärmeleitung in z-Richtung durch Stabelemente berücksichtigt, denen entsprechende Längen und Durchmesser sowie die Wärmeleitfähigkeit als Materialparameter zugeordnet werden um das 3D-Modell abzubilden. In Abb. 1 (mittig) ist das 1D-Stabelmenete-Modell für den Temperatursensor und den Montagestutzen dargestellt. Im rechten Bildteil von Abb. 1 findet sich weiterhin die 3D-Repäsentierung des 1D-Modells.

Das 1D-Modell des Temperatursensors kann wie im 3D-Modell als zylindrisches Stabelement mit einem Außendurchmesser von 3 mm beschrieben werden. Lediglich im Bereich 6 wurde ein Teil des Montagestutzens, bestehend aus Überwurfmutter, eingeschlossenem Luftvolumen, Klemmkonus und einem Stück des Schraubstutzens, dem Thermometer zugeordnet. Im 1D-Modell des Stutzens werden bereichsweise die Einzelelemente des Stutzens in hohlzylindrische Stabelemente zusammengefasst. Damit ergeben sich vier Stabelemente, die im Innen- und Außendurchmesser variieren. Die Geometrieparameter vor Temperatursensors und des Montagestutzens wurden in Tab. 2 zusammengefasst.

Auf diese Stabelemente werden dann die entsprechenden Randbedingungen aufgebracht und nach der Berechnung die Knotentemperaturen ausgewertet. Die Wärmeleitfähigkeiten für die einzelnen Abschnitte, sowie die konvektiven Parameter für den Wärmeaustausch mit Umgebung und Abgas angenommen wurden, sind neben den Emissionskoeffizienten in ab. 3 zusammengefasst. Abbildung 3 sind die sich ergebenden Teilwärmeströme für das 1D-Modell abgebildet, mit denen das Wärmeübertragungsverhalten des 3D-Modells abgebildet wird. Die Wärmeströme quer zur Wärmeleitungsrichtung sind in Tab. 4 zusammengefasst und die zusätzlichen Punktrandbedingungen in Wärmeleitungsrichtung finden sich in Tab. 5.

Während der Untersuchung zeigte sich, dass der Temperaturverlauf des 1D-Modells im Bereich 6 einen wesentlichen Einfluss auf die Gesamtabweichung zwischen 1D- und 3D-Modell hat. Mit einer empirischen Anpassung von L_6 von 9 mm im 3D-Modell, auf 8,5 mm im 1D-Modell konnte die Abweichung zwischen beiden Modellen verringert werden. Zur Erhaltung der Gesamtlänge wurde L_7 im 1D-Modell auf 86,5 mm verlängert. Weiterhin wurde empirisch der Durchmesser im Bereich 6 auf $d_{T,6}$ festgelegt. In Verbindung mit einer Optimierung wurde eine Ersatzwärmeleitfähigkeit im Bereich 6 von $\lambda_e = 11,39 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ermittelt.

Tab. 2: Geometrieparameter für Montagestutzen und Thermoelement im 1D-Modell

Bereich	Geometrie Bezeichnung	Montagestutzen			Thermoelement
		L_k [mm]	$d_{a,S,k}$ [mm]	$d_{i,S,k}$ [mm]	$d_{T,k}$ [mm]
1	Abgas	28,5	-	-	3
2	Schweißstutzen	8,5	14	8	3
3	Schweißstutzen + Verschraubung	8	14	3,3	3
4	Verschraubung	6	10	3,3	3
5	Verschraubung	4	8	3,3	3
6	Verschraubung + Überwurfmutter + Luft + Thermoelement	8,5	-	-	6
7	Umgebung	86,5	-	-	3

ab. 3: Thermische Parameter und Randbedingungen im 1D-Modell

Bereich k	$\lambda_{S,k}$ $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	$\lambda_{T,k}$ $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	$\alpha_{i,k}$ $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$\alpha_{a,k}$ $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	T_i, k [°C]	T_a, k [°C]	ε
1	-	11	α_Q	/	T_A	/	0,95
2	15	11	$\alpha_Q/2$	20	T_A	20	0,95
3	15	11	20	20	T_A	20	0,95
4	15	11	20	20	T_A	20	0,95
5	15	11	20	20	T_A	20	0,95
6	-	11,39	-	20	-	20	0,95
7	-	11	-	20	-	20	0,95

Die thermischen Randbedingungen wie Sie Tab. 4 und Tab. 5 zusammengefasst sind, werden folgend detailliert aufgelistet.

- Konvektive Randbedingung zur Umgebung (Bereich 6,7)

$$d\dot{Q}_{U,T,k} = \alpha_U \cdot \pi \cdot d_{T,K} \cdot (T_U - T_{T,k}(z)) \cdot dz \quad (7)$$

- Konvektive Randbedingung zum Abgas (Bereich 1 bis 5)

$$d\dot{Q}_{A,T,k}(z) = \alpha_A \cdot \pi \cdot d_{T,K} \cdot (T_A - T_{T,k}(z)) \cdot dz \quad (8)$$

- Strahlungswärmeaustausch zwischen innerer Abgasrohrwand, Deckflächen des Abgasrohres und Thermometer (Bereich 2 bis 5)

$$d\dot{Q}_{S,T,k}(z) = \varepsilon \cdot \pi \cdot d_{T,K} \cdot (\bar{T}_{S,k} - T_{T,k}(z)) \cdot dz \quad (9)$$

- Strahlungswärmeaustausch zwischen Montagestutzen und Thermometer (Bereich 2 bis 5)

$$d\dot{Q}_{S,T,k}(z) = \phi_{12,k} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d_{T,K} \cdot (\bar{T}_{S,k} - T_{T,k}(z)) \cdot dz \quad (10)$$

Mit der mittleren Stutzen Temperatur

$$\bar{T}_{S,k} = \frac{1}{L_k} \int_{P,k}^{P,k+1} T_{S,k}(z) dz$$

Und für den Stutzen im 1D-Modell sind folgende Randbedingungen angenommen:

- Konvektive Randbedingung zur Umgebung (Bereich 2 bis 5)

$$d\dot{Q}_{U,S,k}(z) = \alpha_U \cdot \pi \cdot d_{a,S,K} \cdot (T_U - T_{S,k}(z)) \cdot dz \quad (11)$$

- Konvektive Randbedingung zum Abgas (Bereich 2 bis 5)

$$d\dot{Q}_{A,S,k}(z) = \alpha_A \cdot \pi \cdot d_{i,S,K} \cdot (T_A - T_{S,k}(z)) \cdot dz \quad (12)$$

- Konvektiver Wärmeaustausch über die freien Querschnittsflächen, die mit der Umgebung in Kontakt stehen an den Punkten P_3 bis P_5

$$\dot{Q}_{P,S,k}(z) = \alpha_U \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{a,k-1}^2 - d_{a,k}^2) \cdot (T_U - T_{S,k}(z)) \quad (13)$$

- Strahlungswärmeaustausch zwischen innerer Mantelfläche des Montagestutzens und dem Thermometer (Bereich 2 bis 5)

$$d\dot{Q}_{S,S,k}(z) = \phi_{21,k} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d_{i,S,K} \cdot (\bar{T}_{T,k} - T_{S,k}(z)) \cdot dz \quad (14)$$

Mit der mittleren Thermometertempera-

$$\text{tur } \bar{T}_{T,k} = \frac{1}{L_k} \int_{P_k}^{P_{k+1}} T_{S,k}(z) dz$$

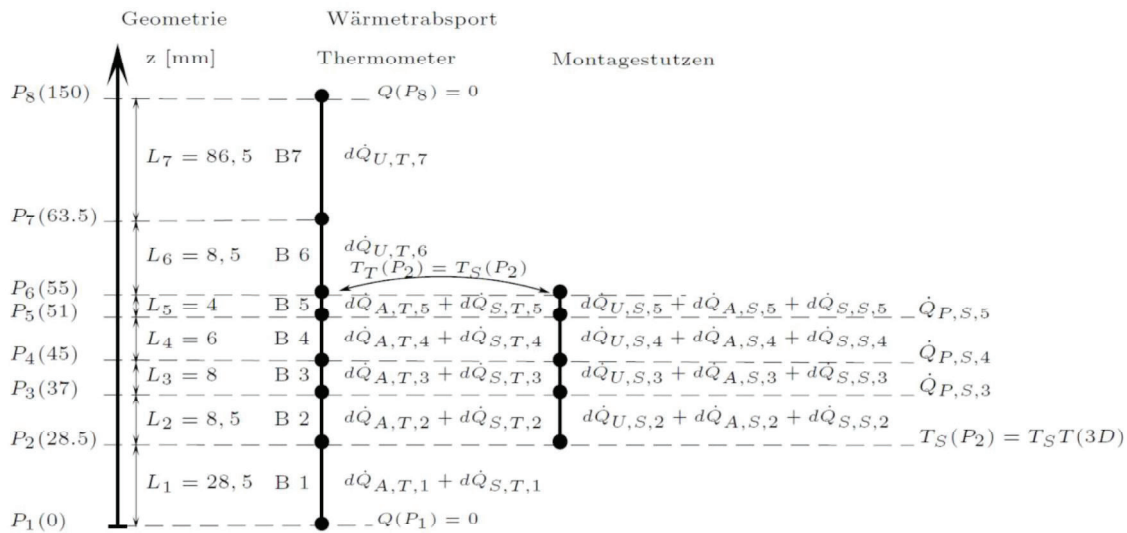


Abbildung 3: Darstellung des Wärmetransportes im gekoppelten 1D-Modell für Thermometer und Stutzen

ab 4: Übersicht der thermischen Randbedingungen quer zu Wärmeleitungsrichtung

Wärmequelleneigebigkeiten (Wärmetransport senkrecht zur Wärmeleitung)

Bereich k	Thermoelement	Montagestutzen
1	$d\dot{Q}_{A,T,k} + d\dot{Q}_{S,T,k}$	-
2	$d\dot{Q}_{A,T,k} + d\dot{Q}_{S,T,k}$	$d\dot{Q}_{U,S,k} + d\dot{Q}_{A,S,k} + d\dot{Q}_{S,S,k}$
3	$d\dot{Q}_{A,T,k} + d\dot{Q}_{S,T,k}$	$d\dot{Q}_{U,S,k} + d\dot{Q}_{A,S,k} + d\dot{Q}_{S,S,k}$
4	$d\dot{Q}_{A,T,k} + d\dot{Q}_{S,T,k}$	$d\dot{Q}_{U,S,k} + d\dot{Q}_{A,S,k} + d\dot{Q}_{S,S,k}$
5	$d\dot{Q}_{A,T,k} + d\dot{Q}_{S,T,k}$	$d\dot{Q}_{U,S,k} + d\dot{Q}_{A,S,k} + d\dot{Q}_{S,S,k}$
6	$d\dot{Q}_{U,T,k}$	-
7	$d\dot{Q}_{U,T,k}$	-

Tab. 5: Übersicht der punktwisen thermischen Randbedingungen

Punkt	Beschreibung	Thermoelement	Montagestutzen
P_1	Untere Deckfläche Thermoelement, adiab	$\dot{Q} = 0$	-
P_2	Koppelstelle 1D-Modell Stutzen zu 3D-Modell Stutzen	-	$T_{S,3D}(P_2) = T_{S,1D}(P_2)$
P_3	Konvektion Frei Deckfläche Stutzen	-	-
P_3	Konvektion Frei Deckfläche Stutzen	-	$Q_{U,S,k}$
P_5	Konvektion Frei Deckfläche Stutzen	-	$Q_{U,S,k}$
P_6	Koppelstelle Modell Stutzen und Thermometer	$T_T(P_6) = T_S(P_6)$	$T_T(P_6) = T_S(P_6)$
P_7		-	-
P_8	Oberdeck Deckfläche Thermoelement, adiab	$\dot{Q} = 0$	-

Parameterstudie

Mit beiden Modellen wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um die Plausibilität des 1D-Modells unter verschiedenen Randbedingungen zu untersuchen. Es wird ein Wertebereich für die Abgastemperatur T_G von 0 °C bis 1000 °C in 200 K Schritten abgedeckt (Tab. 6).

Tab. 6: Übersicht Abgastemperaturwerte der Parameterstudie

T_G	200	400	600	800	1000
-------	-----	-----	-----	-----	------

Tab. 7: Materialwerte von Luft bei 800 °C und 1 bar

ρ	$0,323 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
η	$4,555 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
λ	$0,0774 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p	$1327 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Pr	0,7342

Zu jedem Temperaturpunkt im Wertebereich wurden vier Strömungsgeschwindigkeiten von $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bis $100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ wie in Tab. 8 untersucht.

Die sich abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit ändernden Wärmeübergangskoeffizienten für das Abgasrohr α_L und das Thermometer α_Q sind ebenfalls in Tab. 8 dargestellt. Zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten wurden die Stoffwerte von

Luft bei einer Temperatur 800°C und einen Druck von 1 bar angenommen (Tab. 7). Insgesamt umfasst die Parameterstudie dadurch 20 Wertepaare.

Tab. 8: Übersicht der Wärmeübergangskoeffizienten für längs und quer angeströmte Zylinder bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten

$c [\text{m s}^{-1}]$	10	25	50	100
$\alpha_L [\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$	106	232	415	741
$\alpha_Q [\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$	368	494	652	886

Auswertung

Im 3D-Modell erfolgt die Auswertung über die z-Achse des Thermometers. Diese wird dann mit der mittleren Temperatur des 1D-Modells für das Thermometer verglichen. Abb. 4 zeigt den Fehlerbereich über die gesamte Parameterstudie bezogen auf die z-Achse.

Zwei wichtige Bereiche des Modells für die praktische Anwendung sind die Messspitze im Bereich von $z = 0 \dots 5 \text{ mm}$ und die Koppelstelle im Bereich von $z = 55 \dots 64 \text{ mm}$. In einer späteren experimentellen Untersuchung, werden hier Thermoelementmessstellen eingebracht um die Temperatur an diesen Stellen zu bestimmen.

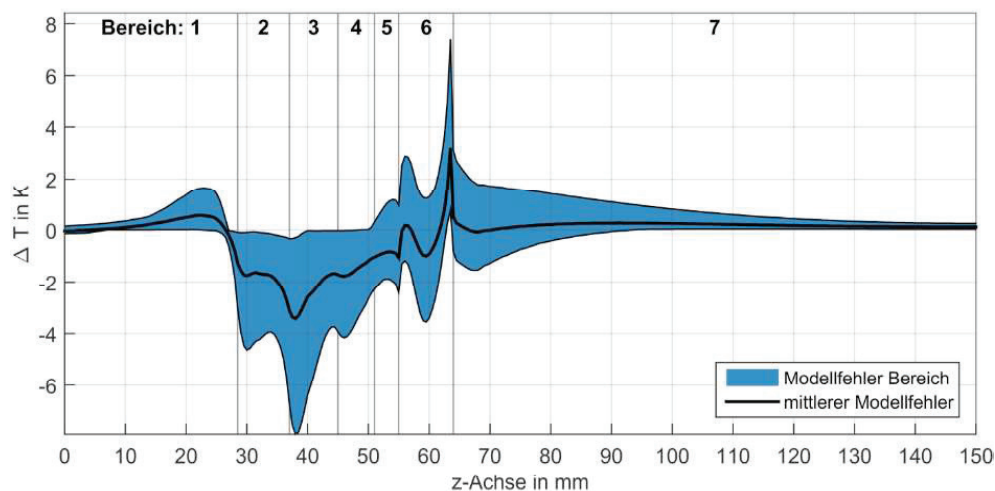


Abb. 4: Mittlerer Modellfehler in Abhängigkeit von der z-Achse in Bereich zwischen maximalen und minimalen Modellfehler in der Parameter Studie

Ausblick

Durch experimentelle Untersuchungen mit Thermoelementen, die an der Spitze und im Bereich der Einspannstelle Messstellen besitzen, sollen zukünftig Untersuchungen realer

Abgastemperaturmessstellen durchgeführt werden. In dieser Untersuchung wurden vereinfachte Randbedingungen angenommen um den Grundsätzliche 1D-Modellierung des 3D-Modells zu zeigen. Durch Experimente kann untersucht werden, wie Praxisgerecht die Annahmen in den aktuellen Modellen sind. Durch

die Anpassung der aktuellen Parametrierung kann dann eine Anpassung des 1D- und 3D-Modells auf die praktischen Abgastemperaturmessungen erfolgen.

Mit einer weiteren Verfeinerung der Modelle kann die Genauigkeit verbessert werden. Insbesondere die Sprungstellen des Wärmeübergangskoeffizienten an Montagestutzen und Thermometer sind schwierig zu modellieren. Anders als angenommen wird der Wärmeübergangskoeffizient im Abgas nicht sprunghaft verlaufen. Bei den weiteren Untersuchungen sollten Übergangsfunktionen zwischen den einzelnen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten angenommen werden. In [5] wird eine stetige Funktion der Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Thermometers untersucht eine Anwendung auf die bestehende Untersuchung ist auch denkbar.

Literaturverzeichnis

- [1] H. D. & S. K. Baehr, Wärme- und Stoffübertragung, Springer, 2010.
- [2] C. M. G. Groth, FEM für Praktiker – Band 3., expert Verlag, 1995.
- [3] „COMSOL 5.0 Heat Transfer Module User's Guide,“ COMSOL, 2014.
- [4] Springer, Hrsg., VDI-Wärmeatlas, 2005.
- [5] B. Höpke, B. Franzke, D. Lückmann und R. & U. T. Aymanns, „Impact of Temperatur Measurement and Turbine Heat Loss in Turbocharger Performance Characteristics,“ in *19. Aufladetechnische Konferenz : 25./26. September 2014 in Dresden*, Dresden, 2014.