

Labor – Übung: „Strahlungskorrigierte Temperaturmessungen bei Temperaturen um 1000°C“

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|--|---|----|
| 1. | Einleitung | 1 |
| 1.1 | Motivation | 1 |
| 1.2 | Lösungsansatz | 1 |
| 2. | Lernziele für diese Übung | 2 |
| 3. | Versuchsanlage zur Demonstration des Strahlungseffektes | 2 |
| 4. | Aufgaben | 4 |
| 5. | Betriebsanleitung | 5 |
| Anhang A: Angaben zum Ofen | | 8 |
| Anhang B: Messprotokoll | | 10 |
| Anhang C: Modell für die Wärmeübertragung am geschützten Thermoelement | | 11 |

| |
|--|
| Hinweis: Da es eine Weile dauert, bis der Ofen aufgewärmt ist, schalten Sie als erstes den Ofen ein (Kapitel 5, Punkt 1). Lesen sie erst anschliessend die Übungs-Unterlagen durch. |
|--|

1. Einleitung

1.1 Motivation

Messungen von Gastemperaturen sind von grundlegender Bedeutung im Gebiet der Hochtemperatur Solar-Chemie. In diesem Gebiet spielt die Wärmestrahlung, welche bei sehr hohen Temperaturen¹ (über 800°C) ins Gewicht fällt, eine wichtige Rolle. Ein Thermoelement welches eine Gastemperatur messen soll, steht dabei im direkten Strahlungsaustausch mit seiner heissen Umgebung – beispielsweise einer Reaktorwand. Als Folge dieses Wärmeaustausches zwischen dem Thermoelement und der heissen Umgebung wird eine systematische Messabweichung induziert. Die Konsequenz dieses Messfehlers: die vom Thermoelement angezeigte Temperatur entspricht nicht der realen Gastemperatur – das Thermoelement zeigt eine zu hohe Temperatur an.

1.2 Lösungsansatz

Eine Möglichkeit um diesen Effekt auf die Messung zu reduzieren besteht darin, ein aspiriertes Thermoelement zu verwenden, welches von einem zylindrischen Strahlungsschild umschlossen ist. Das zu messende Gas wird dabei mittels einer Pumpe axial durch den Schild gesaugt. Das Strahlungsschild reduziert den Strahlungsaustausch zwischen dem Thermoelement und der Umgebung und der schnelle Fluss des Gases durch das Schild bewirkt eine Erhöhung des konvektiven Wärmeaustausches zwischen dem Gas und dem Thermoelement – das Thermoelement wird annähernd auf die Gastemperatur gekühlt. Als Resultat entspricht die vom Thermoelement angezeigte Temperatur eher der tatsächlichen

¹ Gesetz von Stefan – Boltzmann: Strahlungsintensität $\sim T^4$

Gastemperatur. Durch das **Erreichen einer bekannten erzwungenen Konvektion** am Thermoelement lässt sich schließlich die systematische Messabweichung beschreiben und quantifizieren.

2. Lernziele für dies Übung

- Sie verstehen die Problematik der Temperaturmessung bei hohen Temperaturen und begreifen die Ursache des systematischen Messfehlers.
- Sie verstehen das Konzept zur Lösung dieser Problematik.
- Auf einer Versuchsanlage führen Sie diverse Messungen durch und protokollieren diese.
- Anhand eines Wärmeübergangsmodells berechnen Sie anhand ihrer Messresultate die reale Gastemperatur.

3. Versuchsanlage zur Demonstration des Strahlungseffektes

Stickstoff strömt aus einer Stickstoffflasche via *Massendurchflussregler* und *Strömungs-Richter* in den Ofen. Die Druckdifferenz am Massendurchflussregler ist ca. 5bar. Der in den Ofen eintretende Gasstrom wird durch den Massendurchflussmesser gemessen und gemäß Sollwert eingestellt.

Im *Ofen* wird der Stickstoff aufgeheizt. Ein Teil des aufgeheizten Gases wird durch eine *Absaugvorrichtung / Lanze* mittels einer *Membranpumpe* abgesaugt. Innerhalb dieser Absaugvorrichtung befindet sich ein geschütztes Thermoelement welches zur Bestimmung der realen Gastemperatur dient sowie zwei weitere Thermoelemente die die Temperatur der Lanze-Wand messen. Mittels eines weiteren Thermoelements, das in die Strömung ragt und ebenfalls an der Lanze befestigt ist, wird die (verfälschte) Temperatur des Gases (ohne Schutzschild) erfasst.

Unmittelbar nach Verlassen des Ofens wird der abgesaugte Gasstrom vorerst mittels eines *Wärmetauschers* auf Umgebungstemperatur abgekühlt, bevor er in einem Massendurchfluss-Regler bestimmt bzw. entsprechend dem gewünschten Sollwert geregelt wird. Der abgesaugte Gasstrom wird nach dem Pumpendurchgang an die Umgebung abgegeben.

Der größte Teil des Gasstroms wird allerdings nicht abgesaugt, sondern strömt aus dem Ofen in einen *Kühlturm*, wo er sich auf Umgebungstemperatur abkühlt und schließlich an die Umgebung abgeführt wird.

In der *Datenerfassung* werden einerseits die beiden Gasströme und andererseits die fünf in der Anlage gemessenen Temperaturen erfasst:

Die Abb. 1 zeigt den Aufbau der Lanze sowie die Positionierung der Thermoelemente.

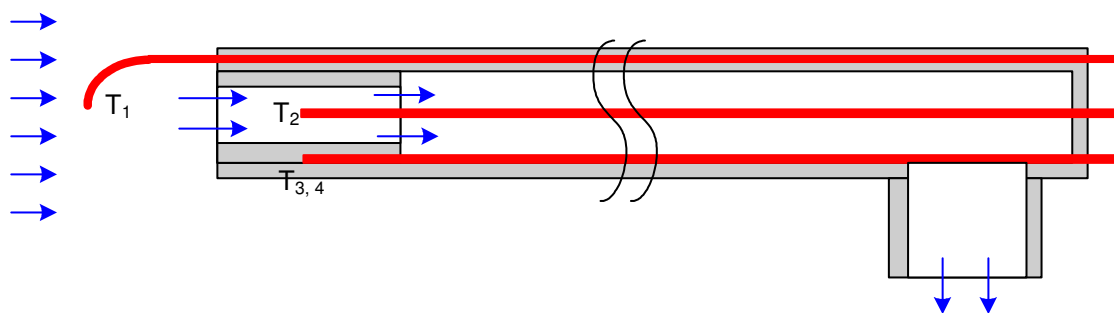


Abb. 1: Absaugvorrichtung / Lanze mit den Thermoelementen (rot) T_1 , T_2 , T_3 und T_4

In der Abb. 2 ist das Schema der Versuchsanlage dargestellt und die Abb. 3 zeigt ein Bild der Anlage mit Beschriftung der wichtigsten Komponenten.

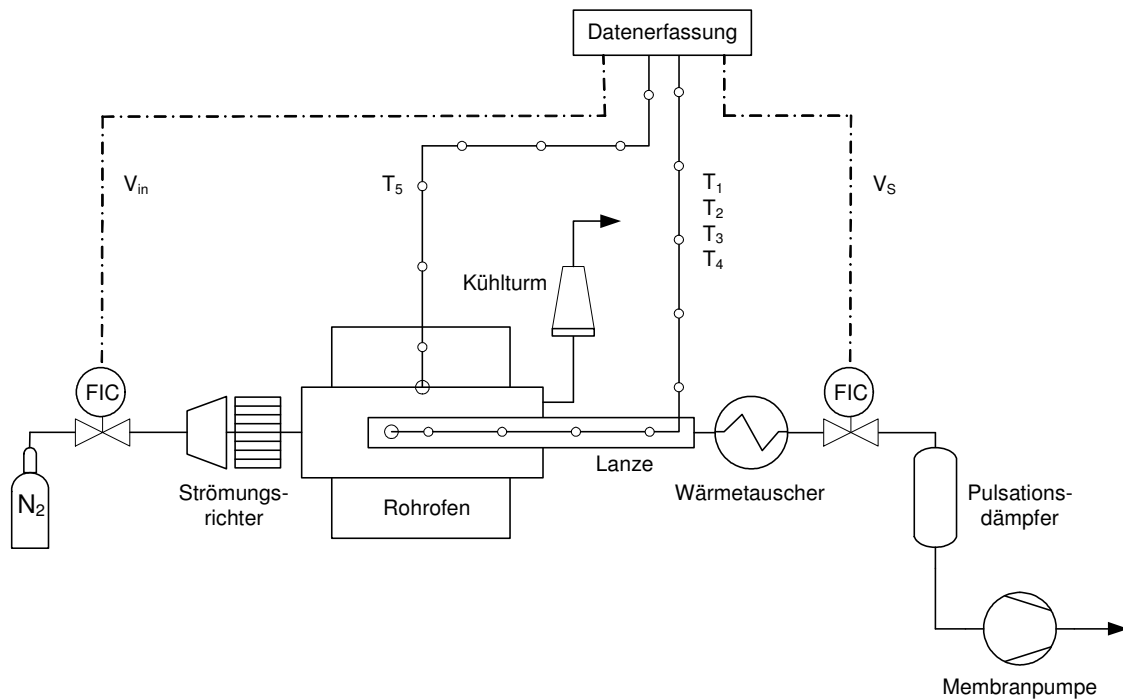


Abb. 2: Schema der Versuchsanlage

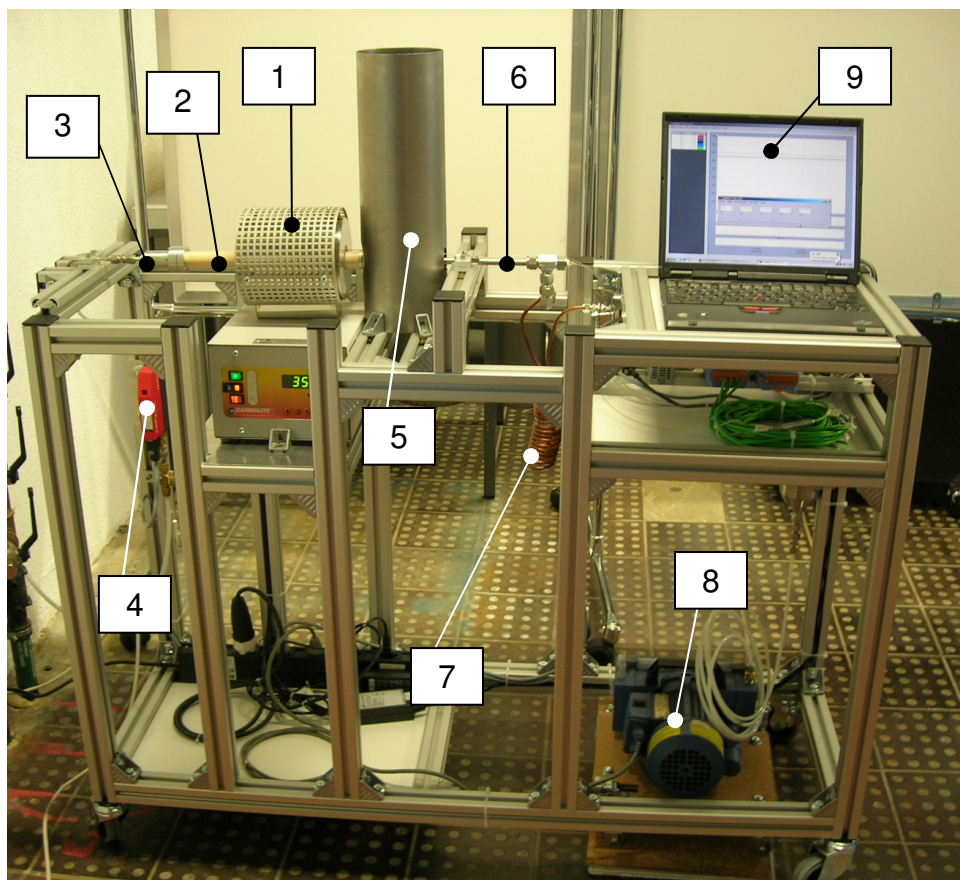


Abb.3: Bild der Versuchsanlage mit (1) Ofen, (2) Einlegerohr, (3) Strömungsrichter, (4) Durchflussmessgerät, (5) Kühlturm, (7) Wärmetauscher, (8) Pumpe, (9) Datenerfassung

4. Aufgaben

- a) Schalten Sie den Ofen ein, die Betriebsanleitung ist in Kapitel 5 beschrieben.

Bemerkung: Im Anhang A finden Sie weiter Angaben zur Bedienung des Ofens.

- b) Führen Sie auf der Versuchsanlage Messungen bei den folgenden Betriebsparametern durch.

i) Heiztemperatur $T_H = 650^\circ\text{C}$, eintretender Gasstrom $V_{in} = 10\text{nl/min}$
Absaugstrom $V_s = 1, 1.5$ und 2nl/min

ii) Heiztemperatur $T_H = 950^\circ\text{C}$, eintretender Gasstrom $V_{in} = 10\text{nl/min}$
Absaugstrom $V_s = 1, 1.5$ und 2nl/min

Tragen Sie alle gemessenen Werte in der Tabelle im Anhang B ein, stellen Sie die gemessenen Werte graphisch dar (z. B. mittels MS Excel).

- c) Lesen Sie den Artikel „**Gas temperature measurement in thermal radiating environments using a suction thermocouple apparatus**“ in Anhang C.
- d) Berechnen Sie mittels des Modells aus Anhang C und ihren Messresultaten die realen Gastemperaturen. Verwenden Sie dazu das auf dem PC installierte Excel – Programm „Berechnung_Tg.xls“.
- e) Vergleichen Sie die erhaltenen Temperaturen miteinander und kommentieren Sie Ihre Beobachtungen. Insbesondere die Unterschiede zwischen T_1 (T_{bare}) und T_2 (T_{tc}) und den Verlauf von T_2 (T_{tc}) mit zunehmendem Absaufvolumen V_{suc} . Machen Sie Abschätzungen für die Fehler der Messung in dem sie T_1 (T_{bare}) und T_2 (T_{tc}) mit dem Wert für die Gastemperatur aus Aufgabe d) vergleichen.
- f) Verfassen Sie einen Laborbericht zu den von Ihnen durchgeführten Experimenten und Beobachtungen. Geben Sie diesen dem Betreuer ab.

5. Betriebsanleitung

- 1) Schalten Sie den Ofen über den Netzschalter ein und stellen Sie den grünen *Heizschalter* von 0 auf I um. Drücken Sie die *Page – Taste* (siehe Anhang A) bis auf dem Display des Temperaturreglers SP°C angezeigt wird. Mittels der Pfeiltasten kann nun die gewünschte Temperatur in °C eingestellt werden. (Der eingestellte Wert wird automatisch bis zur nächsten Änderung gespeichert)

Bemerkung: Es dauert lediglich einige Minuten, bis der Ofen die gewünschte Temperatur angezeigt hat. Allerdings sollte man noch viel länger warten, bis zur ersten Messung. Bis die ganze Anlage (d. h. Ofenrohr, Einlegerohr, Strömungsrichter etc.) auf einer konstanten Temperatur ist, also stationäre Bedingungen erreicht sind, dauert es bei einer Heiztemperatur von 650°C ca. 1 Stunden und bei 950°C dauert die Aufheizung der gesamten Anlage rund 1.5 Stunden. Darauf sollte unbedingt geachtet werden.

Bemerkung: Um die eingestellte Temperatur zu überprüfen, wird eine der *Pfeiltasten* gedrückt. Daraufhin blinkt auf der Anzeige SP°C dreimal auf. Die eingestellte Temperatur wird danach für ca. 3s. angezeigt, bevor die Anzeige wieder zurückspringt.

- 2) Öffnen Sie die Stickstoffflasche mittels des Drehhahns (sollte diese noch geschlossen sein) und überprüfen Sie, ob die Flasche noch genügend Stickstoff enthält. Öffnen Sie weiter das Reduzierventil des Labors indem Sie den grünen Schalter von „Off“ auf „On“ drehen.
- 3) Starten Sie den PC und das Programm „EZ Data Logger“. Sie sehen die folgende Startfläche:

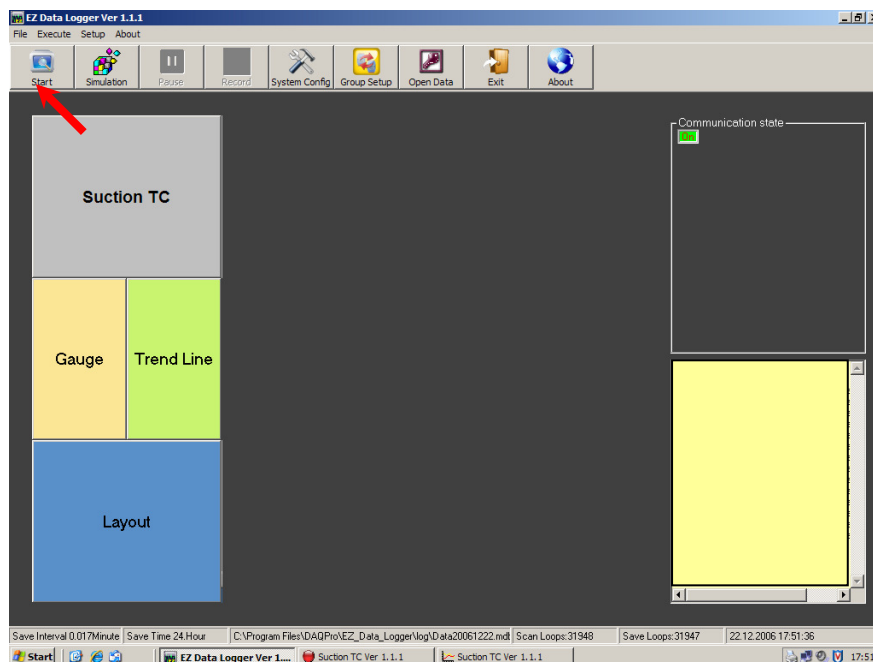


Abb. 4: Benutzeroberfläche „EZ Data Logger“ für die Temperaturmessung

Starten Sie die Messung indem Sie oben links auf das Icon „Start“ drücken. Dadurch wird die Aufzeichnung der gemessenen Werte begonnen. Sie sehen dies, an der Anzeige oben rechts die nach dem Anschalten von „off“ auf „on“ wechselt.

Klicken sie mit der Maus auf die Schaltfläche „Trend Line“ um den Verlauf der angezeigten Temperatur auf dem Bildschirm anzuzeigen.

Bemerkung: Beachten Sie, dass in der Schaltfläche oben links bei sämtlichen in der Liste angezeigten Temperaturen die Häkchen gesetzt sind, die Verläufe der Temperaturen also angezeigt werden. (Indem Sie auf die farbige Vierecke drücken, können Sie die Farbe in welcher die Temperatur angezeigt wird nach belieben variieren.)

Klicken Sie weiter mit der Maus auf die Schaltfläche „Layout“. Dadurch werden die Zahlenwerte der gemessenen Temperaturen in einem eigenen Fenster angezeigt.

- 4) Starten Sie weiter auf dem PC das Programm „GetRedy.exe“ um die Steuerungssoftware für die beiden Flowcontroller zu starten. In der unteren Leiste des Programms werden die beiden Flowcontroller angezeigt. Der obere Flowcontroller mit der Nr. 1 steuert das Absaugvolumen V_s [nl/min] durch die Lanze und der untere mit der Nr. 246 den in den Ofen eintretenden Gasstrom V_s [nl/min]

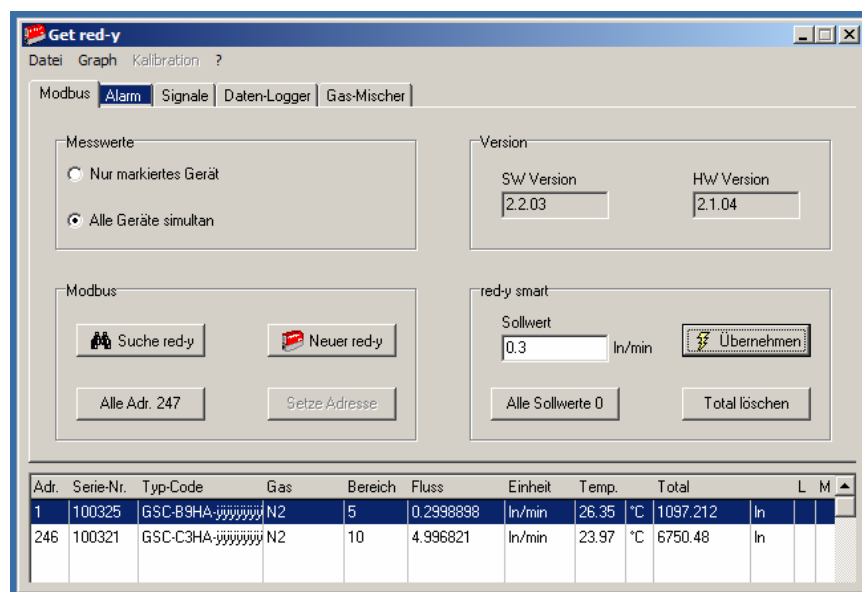


Abb. 5: Benutzeroberfläche „GetRedy“ für die Steuerung der Gasströme

Durch das Anklicken des jeweiligen Flowcontrollers können Sie die gewünschten Sollwerte im weissen Fenster eingeben. Bestätigen Sie die Eingabe indem Sie auf die Schaltfläche „übernehmen“ klicken.

Bemerkung: In der Liste sehen Sie jeweils die aktuelle Gastemperaturen in den Flowcontrollern sowie der eingestellte Ist- und der tatsächliche Sollwert der eingestellten Gasströme.

- 5) Drehen Sie den Hahn des Reduzierventils an der Anlage unmittelbar vor dem Flowcontroller von Hand auf.

- 6) Schalten Sie die Pumpe ein indem sie den schwarzen Schalter umkippen.

Bemerkung: Achten Sie darauf, dass die Pumpe keine direkte Berührung mit dem Gestell der Anlage hat, damit sich die Vibration der Pumpe nicht auf die Anlage überträgt. Falls nötig, lösen Sie die beiden Befestigungslaschen des Pumpenwägelchens aus der Arretierung der Anlage.

- 7) Geben Sie die gewünschten Gasströme über die Software „GetRedy“ ein und starten Sie mit den Experimenten. Notieren Sie sich die gemessenen Werte jeweils auf dem dafür vorbereiteten Messprotokoll.

Bemerkung: Zwischen den einzelnen Messungen sollten Sie mindestens 10 Minuten warten. Diese Zeit ist notwendig um stationäre Bedingungen zu erreichen. Notieren Sie daher auch stets die Zeit, wann Sie die Temperatur erfasst haben.

- 8) Nachdem sie sämtliche Messungen durchgeführt haben, schalten sie alle Komponenten der Anlage wieder ab (Pumpe, Ofen, PC) und schliessen das Reduzierventil unmittelbar vor dem Flowcontroller.

Schliessen Sie ebenfalls das Reduzierventil des Labors indem sie den grünen Schalter von „on“ auf „off“ drehen.

Anhang A: Angaben zum Ofen

Schalter und Leuchten



Stromkontrollleuchte

Wenn der Ofen an die Stromversorgung angeschlossen ist, leuchtet diese Kontrollleuchte im Hauptschalter des Ofens.



Heizschalter

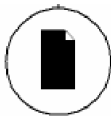
Mittels dieses Schalter wird die Stromzufuhr zu den Heizelementen eingeschalten bzw. unterbrochen.



Heizkontrollleuchte

Diese Kontrollleuchte leuchtet oder blinkt, um anzuzeigen, dass Strom zu den Heizelementen gelangt, der Ofen also geheizt wird.

Tasten



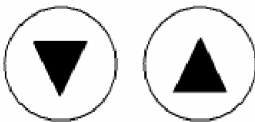
Page Taste

Die Page Taste wird benötigt, um zwischen den verschiedenen Parametern zu wechseln und zwischen den Menüs umzuschalten.



Timer Taste

Die Timer Taste wird benötigt zum Starten, Anzeigen, Anhalten und Zurücksetzen des Timers.



Pfeiltasten

Die Pfeiltasten werden benötigt zur Eingabe der jeweiligen Parameterwerte und zum Unterbrechen der Ausgangsleistung.

Anzeigen



Ausgangsleistung

Die Anzeige der Ausgangsleistung leuchtet, wenn der Regler die Heizelemente ansteuert.



Timer

Die Timeranzeige leuchtet, wenn ein Timerprogramm aktiviert wurde.

Inbetriebnahme des Ofens

Der Ofen wird mittels eines Kabels mit der Stromversorgung verbunden sowie der Stromkontrollschalter und der grüne Schalter (*Heizschalter*) von 0 auf I umgestellt. Dadurch wird automatisch auch der Temperaturregler eingeschaltet.

Einstellen einer Zieltemperatur

Um eine gewünschte Temperatur einzustellen drückt man die *Page-Taste* bis auf dem Display des Temperaturreglers SP°C angezeigt wird. Mittels der Pfeiltasten kann nun die gewünschte Temperatur in °C eingestellt werden. Der eingestellte Wert wird automatisch bis zur nächsten Änderung gespeichert.

Kontrolle der eingestellten Zieltemperatur

Um die eingestellte Temperatur zu überprüfen, wird eine der *Pfeiltasten* gedrückt. Daraufhin blinkt auf der Anzeige SP°C dreimal auf. Die eingestellte Temperatur wird danach für ca. 3s angezeigt, bevor die Anzeige wieder zurückspringt.

Anhang B: Messprotokoll

Datum: _____

Name: _____

i) $T_H = 650\text{ °C}$

ii) $T_H = 950\text{ °C}$

| V_{in} | (nl/min) | 10 | | |
|------------------|----------|-----------|------------|----------|
| V_s | (nl/min) | 1 | 1.5 | 2 |
| T_{Fcin} | (°C) | | | |
| T_{Fcout} | (°C) | | | |
| T_1 | (°C) | | | |
| T_2 | (°C) | | | |
| T_3 | (°C) | | | |
| T_4 | (°C) | | | |
| T_5 | (°C) | | | |
| Zeitpunkt | | | | |

| 10 | | |
|-----------|------------|----------|
| 1 | 1.5 | 2 |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |

Gas temperature measurement in thermal radiating environments using a suction thermocouple apparatus

A Z'Graggen¹, H Friess¹ and A Steinfeld^{1,2}

¹ Department of Mechanical and Process Engineering, ETH Zurich, 8092 Zurich, Switzerland

² Solar Technology Laboratory, Paul Scherrer Institute, 5232 Villigen, Switzerland

E-mail: aldo.steinfeld@eth.ch

Received 10 May 2007, in final form 3 July 2007

Published 20 September 2007

Online at stacks.iop.org/MST/18/3329

Abstract

An experimental methodology is developed for gas temperature measurements in highly radiating environments. It consists of a suction thermocouple apparatus and associated heat transfer model for determining the gas temperature from shielded thermocouple readings by radiation, convection and conduction dimensionless correlations. The apparatus and methodology are calibrated and applied to measure gas flow temperatures in a tubular furnace with wall temperatures up to 1223 K. Results are compared with predictions by CFD simulations.

Keywords: temperature measurement, radiation, suction, aspired, thermocouple, heat transfer

Nomenclature

| | |
|-----------|--|
| A | surface area (m ²) |
| c_i | parameter for empirical correlations |
| D | diameter (m) |
| \bar{h} | average heat transfer coefficient (W (m ² K) ⁻¹) |
| c_p | heat capacity (J (kg K) ⁻¹) |
| k | thermal conductivity (W (m K) ⁻¹) |
| L | length (m) |
| \dot{m} | mass flow (kg s ⁻¹) |
| \dot{Q} | heat rate (W) |
| u | velocity (m s ⁻¹) |
| T | temperature (K) |
| \dot{V} | volumetric flow (l _n min ⁻¹) (where l _n means liters under normal conditions; mass flow rates are calculated at 273 K and 1 bar) |

Greek symbols

| | |
|---------------|---|
| δ | relative difference |
| ε | emissivity |
| μ | dynamic viscosity (kg (m s) ⁻¹) |
| ρ | density (kg m ⁻³) |

σ Stefan–Boltzmann constant $5.670\,51 \times 10^{-8}$ (W (m² K⁴)⁻¹)

Subscripts

| | |
|---------|---|
| bare | unshielded thermocouple |
| BC | boundary condition for CFD |
| cond | conduction |
| conv | convection |
| eff | effective |
| furnace | furnace |
| gas | gas |
| in | inlet |
| Mo | molybdenum, material of the thermocouple mantle |
| rad | radiation |
| film | gas film |
| sh | shield |
| suc | suction |
| tc | shielded thermocouple |

Dimensionless numbers

| | |
|------|----------------------------|
| Bi | Biot number, hL/k |
| Gz | Graetz number, $Re Pr D/L$ |

| | |
|------|-------------------------------------|
| Nu | Nusselt number, hD/k_{gas} |
| Pr | Prandtl number, $\mu c_p/k$ |
| Re | Reynolds number, $\rho u D/\mu$ |

1. Introduction

Heat and mass transfer in radiating environments is of importance in numerous high-temperature applications. Examples are combustion flames [1], fluidized beds [2, 3], coal-fired furnaces [4–6] and, more recently, solar thermochemical processes [7–9]. Especially the analysis of radiation heat transfer in absorbing–emitting–scattering media is often based on model approximations. The experimental validation of the resulting temperatures in radiative equilibrium plays therefore a fundamental role in assessing the quality of such models. Optical temperature measurements have been widely applied [10], but these require optical access through protected transparent windows, which introduce design complications. Fluid temperatures are commonly measured by means of bare thermocouples, but measurement errors are caused by conduction along the thermocouple and by radiative exchange with the surroundings [11]. Above 1000 K, the error induced by radiation can be several hundred degrees when the temperature difference between fluid and surroundings is relatively large and/or when the thermocouple is not properly shielded from incoming radiation [12]. The error can be significantly reduced by making use of shielded suction thermocouples, where the shield attenuates the detrimental effect of radiative heat transfer and the suction flow amplifies the beneficial effect of convective heat transfer. Suction—also referred to as aspiration—thermocouples have been analyzed as a function of number of shields, aspiration velocity and surroundings temperature [12]. Correct temperature readings can then be achieved by increasing the suction speed until no further change is observed [13], by correction models based on intermittent measurements [14] and by correction models based on the estimation of the radiative and convective heat transfer [15,16]. The aforementioned studies are limited to their specific application because they suffer from one or more of the following constraints: (1) information about the surrounding temperatures is required but difficult to estimate; (2) the coefficients for convective heat transfer are affected by high uncertainties and (3) relatively large suction volumes are needed. The present study shows how to alleviate these problems and provides a more general methodology for the estimation of the measurement accuracy which accounts for convection, radiation and conduction heat transfer. The apparatus is calibrated and applied to measure gas flow temperatures in a tubular furnace with wall temperatures in the range 623–1223 K. A corroboration is accomplished by comparison with predictions by CFD simulations.

2. Experimental setup

The experimental setup is schematically shown in figure 1. It encompasses two configurations for measuring the gas temperatures in a furnace and for calibrating the measurement apparatus. A closeup view of the suction thermocouple apparatus (lance) is depicted in figure 2. It is composed of

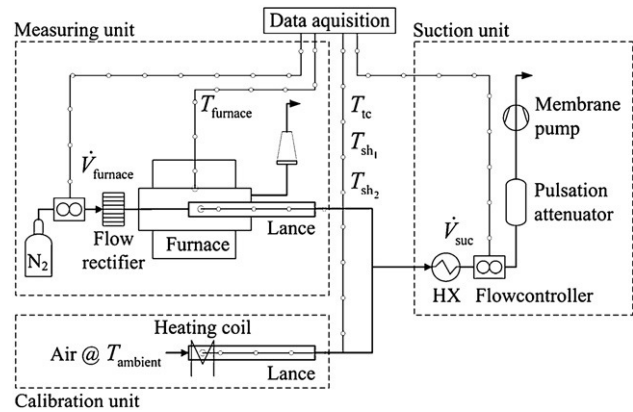


Figure 1. Scheme of the experimental setup.

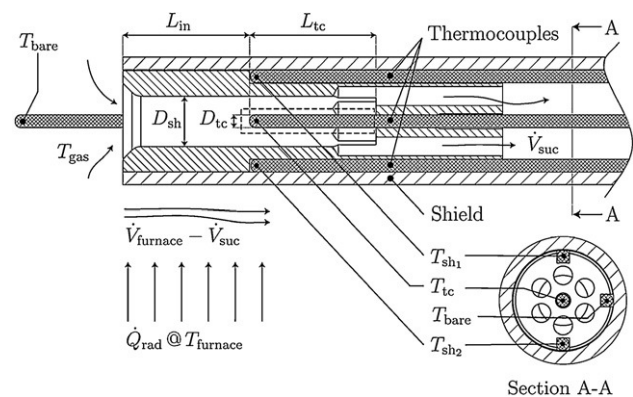


Figure 2. Scheme of the suction thermocouple apparatus.

a 1 mm diameter (D_{tc}) type K thermocouple, shielded by an Inconel 600 tube of 4 mm inner diameter (D_{sh}), 8 mm outer diameter and 30 mm length. Two additional type K thermocouples are built into the shield tube at the same axial position. The shield is further attached to a supporting Inconel 600 tube of 8 mm inner diameter, 10 mm outer diameter and 200 mm length. Gas is aspirated through the probe by means of a membrane vacuum pump, while pulsations are attenuated by a 0.75 l steel pressure vessel. Downstream, the gas flow is cooled to ambient temperature in a heat exchanger (HX) and passes through an electronic flow controller (Vögtlin Instruments: red-y smart series). The measurement apparatus is mounted inside a tubular furnace (Carbolite MTF 10/25/130 with a max. nominal temperature of 1300 K, equipped with an 18 mm inner diameter, 300 mm long Al_2O_3 working tube). From the opposite side, gas is injected into the furnace at a controlled mass flow rate. The flow pattern is rectified by means of a ceramic honeycomb structure. At the exit of the furnace, the gas is released to the environment via a cooling tower. For the purpose of calibration, the measurement apparatus is removed from the furnace and an electrical heating coil is applied to the first 100 mm of the lance to simulate a strong radiative environment.

3. Heat transfer model

The numerical heat transfer model is based on the application of the energy conservation equation to the tip of the

Table 1. Experimental operating conditions and measurement results for the calibration of the suction thermocouple apparatus.

| \dot{V}_{suc} (l _n min ⁻¹) | $\dot{m}_{\text{suc}} \times 10^6$ (kg s ⁻¹) | T_{tc} (K) | T_{sh} (K) | T_{gas} (K) | Re_{tc} | $1/Gz_{\text{sh}}$ |
|--|--|---------------------|---------------------|----------------------|------------------|--------------------|
| 0.49 | 9.56 | 524 | 674 | 293 | 35 | 0.0214 |
| 0.99 | 19.13 | 435 | 673 | 293 | 76 | 0.0107 |
| 1.48 | 28.71 | 403 | 674 | 293 | 119 | 0.0071 |
| 1.98 | 38.29 | 382 | 673 | 293 | 162 | 0.0053 |
| 2.47 | 47.86 | 365 | 653 | 293 | 207 | 0.0043 |
| 2.81 | 54.45 | 354 | 636 | 293 | 238 | 0.0038 |
| 0.49 | 9.56 | 453 | 575 | 293 | 37 | 0.0214 |
| 0.99 | 19.13 | 388 | 572 | 293 | 80 | 0.0107 |
| 1.48 | 28.71 | 362 | 572 | 293 | 124 | 0.0071 |
| 1.98 | 38.29 | 350 | 574 | 293 | 168 | 0.0053 |
| 2.47 | 47.86 | 344 | 574 | 293 | 212 | 0.0043 |
| 2.81 | 54.45 | 340 | 575 | 293 | 242 | 0.0038 |
| 0.49 | 9.58 | 387 | 473 | 293 | 40 | 0.0214 |
| 0.99 | 19.15 | 348 | 474 | 293 | 84 | 0.0107 |
| 1.48 | 28.73 | 331 | 471 | 293 | 129 | 0.0071 |
| 1.98 | 38.31 | 324 | 476 | 293 | 174 | 0.0053 |
| 2.47 | 47.86 | 320 | 472 | 293 | 218 | 0.0043 |
| 2.91 | 56.31 | 317 | 471 | 293 | 257 | 0.0036 |

shielded thermocouple. The domain is indicated by the dashed box in figure 2. Three heat transfer modes are considered: (1) convection from the shield to the gas and from the thermocouple to the gas, (2) radiation between the thermocouple and the shield and (3) conduction at the base of the thermocouple. The Bi number in the radial direction at the tip of the thermocouple, $Bi = \bar{h} \cdot D_{\text{tc}}/k_{\text{Mo}}$, has values around 10^{-3} , justifying the lumped parameter model for the thermocouple temperature T_{tc} . For flow regimes with $Gz_{\text{sh}} > Gz_{\text{lim}}$, where $Gz_{\text{sh}} = \frac{D_{\text{sh}}}{L_{\text{in}}} \cdot Re_{\text{sh}} \cdot Pr$ and $Gz_{\text{lim}} \approx 20$, the tip of the probe is in the thermal entrance region and convection from the shield can be neglected [17]. The convective heat transfer at the thermocouple tip can therefore be expressed by

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = A_{\text{tc}} \cdot \bar{h} \cdot (T_{\text{gas}} - T_{\text{tc}}) \quad (1)$$

where A_{tc} is the thermocouple's surface exposed to the gas flow and \bar{h} is the average heat transfer coefficient calculated from $\bar{h} = \overline{Nu} \cdot k_{\text{gas}}(T_{\text{film}})/D_{\text{tc}}$, evaluated at the temperature of the gas film surrounding the thermocouple tip, $T_{\text{film}} = 0.5 \cdot (T_{\text{gas}} + T_{\text{tc}})$. The mean Nusselt number is derived from the empirical correlation:

$$\overline{Nu} = c_1 \cdot Re_{\text{tc}}^{c_2} \cdot Pr^{1/3} \quad (2)$$

where the Reynolds number at the tip of the thermocouple is given by

$$Re_{\text{tc}} = \frac{u \cdot \rho(T_{\text{film}}) \cdot D_{\text{tc}}}{\mu(T_{\text{film}})} = \frac{4 \cdot D_{\text{tc}}}{\pi \cdot (D_{\text{sh}}^2 - D_{\text{tc}}^2)} \cdot \frac{\dot{m}_{\text{suc}}}{\mu(T_{\text{film}})} \quad (3)$$

The view factor from the thermocouple to the gas inlet, calculated by Monte Carlo ray tracing, is less than 2%. Thus, the influence of radiation from the surroundings is neglected. The radiative heat transfer is then estimated using the expression for diffuse radiative exchange between concentric cylinders:

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \frac{A_{\text{tc}} \cdot \sigma \cdot (T_{\text{sh}}^4 - T_{\text{tc}}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{\text{tc}}} + \frac{D_{\text{tc}}}{D_{\text{sh}}} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon_{\text{sh}}} - 1\right)} \quad (4)$$

where $T_{\text{sh}} = 0.5 \cdot (T_{\text{sh}_1} + T_{\text{sh}_2})$. Since the base of the thermocouple is attached to the shield, the shield temperature is included in the conductive heat transfer calculation:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = k_{\text{eff}} \cdot A_{\text{cond}} \cdot \frac{T_{\text{sh}} - T_{\text{tc}}}{L_{\text{tc}}} \quad (5)$$

where L_{tc} is the characteristic length, A_{cond} is the thermocouple cross section and k_{eff} is the effective thermal conductivity given by the empirical correlation,

$$k_{\text{eff}} = k_{\text{Mo}}(T_{\text{tc}}) \cdot c_3 \cdot \left(\frac{T_{\text{sh}} - T_{\text{tc}}}{T_{\text{sh}} - T_{\text{gas}}}\right)^{c_4} \quad (6)$$

The parameter c_3 accounts for temperature-independent effects, in particular for the fact that the whole thermocouple cross section is not relevant for conduction since its core is made of insulating SiO_2 . The parameter c_4 accounts for nonlinear effects, such as convective heat transfer from the gas to the shield at the clamping of the thermocouple and nonlinear temperature profiles. The parameters c_1 and c_2 of equation (2), and c_3 and c_4 of equation (6) are identified by a set of calibration measurements performed with air (see section 4). Heat balance at the thermocouple tip yields

$$\dot{Q}_{\text{cond}} + \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} = 0. \quad (7)$$

Finally, the gas temperature is calculated by the implicit equation

$$T_{\text{gas}} = T_{\text{tc}} - \frac{1}{A_{\text{tc}} \cdot \bar{h}} \cdot (\dot{Q}_{\text{rad}} + \dot{Q}_{\text{cond}}(T_{\text{gas}})) \quad (8)$$

using the Nelder–Mead simplex method [18].

4. Calibration measurements

The experimental operating conditions and results for a set of calibration measurements performed with air are listed in table 1. Geometrical dimensions and material properties are listed in table 2.

Three sets of calibration runs were performed with nominal shield temperatures of 473, 573 and 673 K. The suction flow was varied between 0.5 and 2.9 l_n min⁻¹, resulting in Re at the thermocouple tip in the range 35–257 (equation (3)). The reciprocal Graetz number was always smaller than 0.05, namely in the range 0.0036–0.0214. For example, a suction flow of 1.48 l_n min⁻¹ at an imposed shield temperature of 471 K resulted in a thermocouple reading of 331 K and values of 179.5 W (m² K)⁻¹ and 15.3 W (m K)⁻¹ for the heat transfer coefficient and the effective thermal

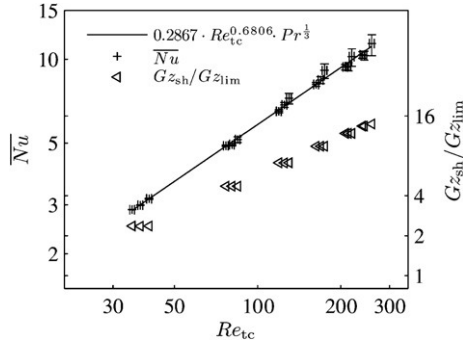


Figure 3. Left axis: experimentally determined and numerically computed Nusselt number as a function of Reynolds number. Right axis: corresponding Graetz numbers, normalized by Gz_{lim} .

Table 2. Geometrical dimensions of the suction thermocouple apparatus and material properties for air, N_2 and Mo.

| | |
|---------------------------------------|--|
| L_{in} (m) | 0.01 |
| L_{tc} (m) | 0.01 |
| D_{sh} (m) | 0.004 |
| D_{tc} (m) | 0.001 |
| ε_{sh} | 0.8 ^a |
| ε_{tc} | 0.8 ^a |
| k_{Mo} (W (m K) ⁻¹) | 138–104 ^b |
| k_{Air} (W (m K) ⁻¹) | 0.024–0.084 ^c |
| μ_{Air} (kg (m s) ⁻¹) | 1.8×10^{-5} – 4.8×10^{-5} ^c |
| k_{N_2} (W (m K) ⁻¹) | 0.025–0.077 ^c |
| μ_{N_2} (kg (m s) ⁻¹) | 1.7×10^{-5} – 4.5×10^{-5} ^c |

^a Oxidized surfaces assumed gray for Inconel [19] and molybdenum [20].

^b Values presented for 293 K and 1223 K [21].

^c Values presented for 293 K and 1223 K [22].

Table 3. Parameters for the empirical correlations of the Nusselt number (c_1 and c_2 in equation (2)), and of the effective thermal conductivity (c_3 and c_4 in equation (6)), and regression accuracy R^2 .

| c_1 | c_2 | c_3 | c_4 | R^2 |
|--------|--------|--------|---------|-------|
| 0.2867 | 0.6806 | 0.0779 | −1.4973 | 0.993 |

conductivity, respectively. Equations (2) and (6) were fitted to the experimental data by nonlinear regression using the least-squares method. The results of the parametric identification for c_1 , c_2 , c_3 and c_4 , and the accuracy of the regression (R^2) are listed in table 3. Figure 3 shows the comparison of the measured Nusselt numbers with the empirical correlation. The bars show the propagated error for a measurement accuracy of ± 2 K for temperatures and $\pm 1.5\%$ for suction mass flow rates. The ratio Gz_{sh}/Gz_{lim} is found to be larger than 1 for every measurement, implying that the tip of the thermocouple belongs to the entrance region. The calibrated model can be applied to gas species and temperatures beyond the calibration conditions thanks to the dimensionless nature of the heat transfer model.

5. Furnace measurements

The suction thermocouple apparatus and associated methodology were applied for determining gas temperatures of a N_2 flow through a tubular furnace at different furnace

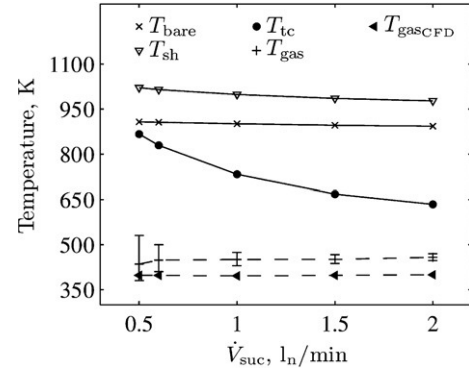


Figure 4. Experimental data (solid lines) and calculated gas temperatures (dashed lines) as a function of the suction mass flow rate at a nominal furnace temperature of 1223 K and N_2 mass flow rate of $10 \text{ l}_n \text{ min}^{-1}$.

temperatures. The experimental operating conditions, measurement results and calculated gas temperatures are listed in table 4. Experiments were carried out at three values of temperature, $T_{furnace} = 623, 923$ and 1223 K. Nitrogen gas flow rate to the furnace varied between 5 and $10 \text{ l}_n \text{ min}^{-1}$, whereas the suction flow was in the range 0.5 – $2 \text{ l}_n \text{ min}^{-1}$. Gas temperatures T_{gas} were calculated using equation (8) with the parameters of table 3. Figure 4 shows the experimental data (solid lines) and calculated gas temperatures (dashed lines) as a function of suction mass flow rate for $T_{furnace} = 1223$ K and a N_2 flow to the furnace of $10 \text{ l}_n \text{ min}^{-1}$. The temperature of the shield T_{sh} , as well as the temperature of the bare thermocouple T_{bare} , is almost independent of the suction flow since the convective heat transfer plays a minor role. In contrast, and as expected, the temperature of the central thermocouple T_{tc} strongly depends on \dot{V}_{suc} , approaching the gas temperature with increasing suction flow. For example, for $T_{furnace} = 1223$ K, the average temperatures for T_{sh} , T_{bare} and T_{gas} are $993, 889$ and 452 K, respectively. The shielded thermocouple reading T_{tc} was $829, 733, 668$ and 634 K for suction flows \dot{V}_{suc} of $0.6, 1.0, 1.5$ and $2.0 \text{ l}_n \text{ min}^{-1}$, respectively. Also indicated in figure 4 is the gas temperature T_{gas_CFD} obtained by CFD simulations (see section 6).

6. CFD simulations

The gas temperature T_{gas} determined using the suction thermocouple apparatus was compared with that obtained by CFD simulations T_{gas_CFD} . Their difference can be considered as a reasonable estimate of the accuracy of the measurement methodology. The computational domain is limited to the gas volume inside the working tube of the furnace. The simulated gas is N_2 with properties taken from [22] and it is assumed to be non-participating with respect to radiation. Reynolds numbers obtained are in the range 149 – 742 , justifying the laminar flow assumption. The following boundary conditions (BC) are set:

- *working tube wall*: imposed temperature determined experimentally (see table 5);
- *shield*: imposed temperature equal to T_{sh} ;
- *thermocouple*: imposed temperature equal to T_{tc} ;
- *furnace inlet*: plug flow with imposed mass flow rate $\dot{m}_{furnace}$ at ambient temperature 297 K;

Table 4. Experimental operating conditions, measurement results and calculated gas temperatures with N₂ at different furnace temperatures.

| \dot{V}_{furnace} (l _n min ⁻¹) | $\dot{m}_{\text{furnace}} \times 10^6$ (kg s ⁻¹) | \dot{V}_{suc} (l _n min ⁻¹) | $\dot{m}_{\text{suc}} \times 10^6$ (kg s ⁻¹) | T_{furnace} (K) | T_{bare} (K) | T_{tc} (K) | T_{sh} (K) | T_{gas} (K) | T_{gasCFD} (K) | Re_{tc} | $1/Gz_{\text{sh}}$ |
|---|---|---|---|-----------------------------|--------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|----------------------------|------------------|--------------------|
| 5.00 | 93.67 | 0.60 | 11.24 | 623 | 463 | 451 | 517 | 406 | 412 | 41 | 0.0222 |
| 5.00 | 93.67 | 1.00 | 18.73 | 623 | 460 | 436 | 514 | 406 | 423 | 69 | 0.0133 |
| 10.00 | 187.34 | 0.50 | 9.37 | 923 | 609 | 567 | 708 | 387 | 352 | 32 | 0.0258 |
| 10.00 | 187.34 | 1.00 | 18.73 | 923 | 605 | 495 | 691 | 391 | 354 | 67 | 0.0130 |
| 10.00 | 187.34 | 1.50 | 28.10 | 923 | 602 | 471 | 682 | 395 | 357 | 102 | 0.0087 |
| 10.00 | 187.34 | 2.00 | 37.47 | 923 | 598 | 459 | 676 | 399 | 361 | 137 | 0.0066 |
| 10.00 | 187.34 | 0.50 | 9.37 | 1223 | 908 | 867 | 1021 | 435 | 398 | 26 | 0.0278 |
| 10.00 | 187.34 | 0.60 | 11.24 | 1223 | 906 | 829 | 1015 | 448 | 398 | 32 | 0.0237 |
| 10.00 | 187.34 | 1.00 | 18.73 | 1223 | 901 | 733 | 999 | 450 | 397 | 55 | 0.0143 |
| 10.00 | 187.34 | 1.50 | 28.10 | 1223 | 896 | 668 | 985 | 451 | 398 | 86 | 0.0095 |
| 10.00 | 187.34 | 2.00 | 37.47 | 1223 | 893 | 634 | 977 | 458 | 401 | 116 | 0.0072 |

Table 5. Measured temperatures of the working tube in the furnace as a function of the axial position x , starting from the inlet. The center of the furnace as well as the entrance of the suction thermocouple apparatus is at position $x = 0.195$ m.

| T_{furnace} (K) | x (m) | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|---------|------|------|------|------|---------------------|------|------|------|------|-----|--|
| | 0.0 | 0.03 | 0.06 | 0.09 | 0.12 | 0.15 | 0.18 | 0.21 | 0.24 | 0.27 | 0.3 | |
| | | | | | | T_{BC} (K) | | | | | | |
| 1223 | 340 | 340 | 366 | 425 | 622 | 1082 | 1278 | 1301 | 1247 | 773 | 662 | |
| 923 | 311 | 325 | 350 | 400 | 515 | 846 | 966 | 981 | 929 | 653 | 503 | |
| 623 | 311 | 321 | 337 | 370 | 432 | 555 | 637 | 663 | 646 | 513 | 411 | |

- *furnace outlet*: imposed pressure equal to 1 bar;
- *thermocouple outlet*: imposed mass flow rate equal to \dot{m}_{suc} .

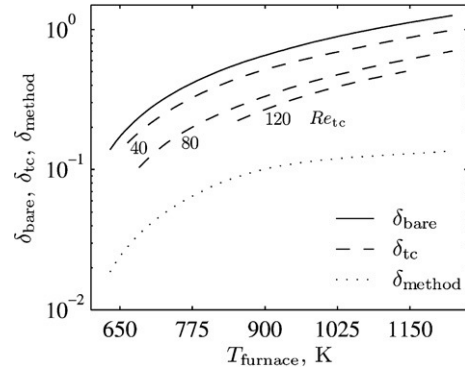
Since gravitation causes the shape of flow field to differ significantly from rotational symmetry, only one symmetry plane is employed, which divides the domain into two halves. The simulations are based on tetrahedral discretization meshes for one of these half-domains. The discretization error for the computed temperatures was found to be less than 1 K by stepwise grid refinement. The tabulated values of T_{gasCFD} have been derived from the raw simulation results by averaging over a circular disc located at the axial position of the lance inlet (195 mm from the working tube inlet). The diameter of the disc is set equal to $0.75 \cdot D_{\text{sh}}$, ensuring that T_{gasCFD} is not affected by the temperature boundary layer belonging to the radiation shield. The following relative temperature differences are defined:

$$\delta_{\text{bare}} = \left| \frac{T_{\text{bare}} - T_{\text{gasCFD}}}{T_{\text{gasCFD}}} \right| \quad (9)$$

$$\delta_{\text{tc}} = \left| \frac{T_{\text{tc}} - T_{\text{gasCFD}}}{T_{\text{gasCFD}}} \right| \quad (10)$$

$$\delta_{\text{method}} = \left| \frac{T_{\text{gas}} - T_{\text{gasCFD}}}{T_{\text{gasCFD}}} \right|. \quad (11)$$

Figure 5 shows δ_{bare} , δ_{tc} and δ_{method} as a function of the temperature of the surroundings (T_{furnace}) and of Re at the thermocouple tip. As expected, two important effects can be observed. Firstly, high temperatures have a detrimental effect on the readings of the bare and the shielded thermocouples as a result of radiation heat transfer. Secondly, high Re numbers have a beneficial effect on T_{tc} as a result of convective heat transfer. In fact, for the limiting case of $Re_{\text{tc}} \rightarrow \infty$,

**Figure 5.** Relative differences between the gas temperature simulated by CFD (T_{gasCFD}) and the bare thermocouple reading (T_{bare}), the shielded thermocouple reading (T_{tc}) and calculated gas temperature (T_{gas}), at different Reynolds numbers. See definitions of δ_{bare} , δ_{tc} and δ_{method} in equations (9), (10) and (11), respectively.

T_{tc} approaches the gas temperature. The relative difference between the temperature measured with the bare thermocouple and that of the gas is 12, 70 and 126% for furnace temperatures of 623, 923 and 1223 K, respectively. For increased suction flows, the difference is somewhat lower. For example, for $T_{\text{furnace}} = 923$ K, $\delta_{\text{bare}} = 55, 36$ and 29% for $Re = 40, 80$ and 120, respectively. The relative difference between T_{gas} and T_{gasCFD} varies from 2% to 10% for T_{furnace} from 623 to 1223 K, as a result of the approximations in the boundary conditions used for the CFD simulations.

7. Summary and conclusions

An apparatus and associated methodology for gas temperature measurements in highly radiating environments has been

developed. The main advantages of the presented approach are threefold: (1) knowledge of the surroundings' temperature is not required; (2) it is applicable to gas mixtures and temperatures beyond the calibration conditions; (3) small suction mass flow rates ($\sim 0.5 \text{ l}_n \text{ min}^{-1}$) are possible, minimizing the impact on the experimental environment. The relative large differences between the true gas temperature and the readings of the bare and shielded thermocouples demonstrate the importance of an accurate and validated heat transfer model. Miniaturization of the measurement apparatus would further enhance the accuracy at a given suction flow due to larger Reynolds numbers. In addition, the resulting lower thermal inertia would lead to faster response, and it would reduce the influence of the external flow pattern on the flow inside the apparatus.

Acknowledgment

We thank M Rohner for technical support.

References

- [1] Viskanta R and Mengüç M P 1987 Radiation heat transfer in combustion systems *Prog. Energy Combust. Sci.* **13** 97–160
- [2] Xie D, Bowen B, Grace J and Lim C 2003 Two-dimensional model of heat transfer in circulating fluidized beds: Part II. Heat transfer in a high density CFB and sensitivity analysis *Int. J. Heat Mass Transfer* **46** 2193–205
- [3] Kolar A K and Sundaresan R 2002 Heat transfer characteristics at an axial tube in a circulating fluidized bed riser *Int. J. Therm. Sci.* **41** 673–81
- [4] Guo Y, Chan C and Lau K 2003 Numerical studies of pulverized coal combustion in a tubular coal combustor with slanted oxygen jet *Fuel* **82** 893–907
- [5] Marakis J, Papapavlou C and Kakaras E 2000 A parametric study of radiative heat transfer in pulverised coal furnaces *Int. J. Heat Mass Transfer* **43** 2961–71
- [6] Lockwood F C, Salooja A P and Syed S A 1980 A prediction method for coal-fired furnaces *Combust. Flame* **38** 1–15
- [7] Lipinski W, Z'Graggen A and Steinfeld A 2005 Transient radiation heat transfer within a non-gray non-isothermal absorbing–emitting–scattering suspension of reacting particles undergoing shrinking *Numer. Heat Transfer B* **47** 443–57
- [8] Hirsch D and Steinfeld A 2004 Radiative transfer in a solar chemical reactor for the co-production of hydrogen and carbon by thermal decomposition of methane *Chem. Eng. Sci.* **59** 5771–8
- [9] Osinga T, Olalde G and Steinfeld A 2004 Solar carbothermal reduction of ZnO: shrinking packed-bed reactor modeling and experimental validation *Indust. Eng. Chem. Res.* **43** 7981–8
- [10] Childs P R N, Greenwood J R and Long C A 2000 Review of temperature measurement *Rev. Sci. Instrum.* **71** 2959–78
- [11] Michalski L, Eckersdorf K, Kucharski J and McGhee J 2001 *Temperature Measurement: 17. Temperature Measurement of Fluids* (New York: Wiley) 361–80
- [12] Blevins L G and Pitts W M 1999 Modeling of bare and aspirated thermocouples in compartment fires *Fire Saf. J.* **33** 239–59
- [13] Khalil M B, El-Mahallawy F M and Fares S A 1976 Accuracy of temperature measurements in furnaces *Lett. Heat Mass Transfer* **3** 421–32
- [14] Hills A W D and Paulin A 1969 The construction and calibration of an inexpensive microaspiration pyrometer *J. Phys. E: Sci. Instrum.* **2** 713–7
- [15] Luo M 1997 Effects of radiation on temperature measurement in a fire environment *Fire Sci.* **15** 443–6
- [16] Wojtan M S and Jones K A G 1981 Improvements in the design and operation of a suction pyrometer *Meas. Control* **14** 301–5
- [17] Incropera F P, DeWitt D P and Robichaud C 2002 *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (New York: Wiley)
- [18] Nelder J and Mead R 1965 A simplex method for function minimization *Comput. J.* **7** 308–13
- [19] Wood W D, Deem H W and Lucks C 1964 *Thermal Radiative Properties* (New York: Plenum)
- [20] Touloukian Y S, Ho C Y and Touloukian Y S 1970 *Thermophysical Properties of Matter: Vol 7. Thermal Radiative Properties: Metallic Elements and Alloys* (New York: Plenum)
- [21] Touloukian Y, Powell R, Ho C and Klemens P 1970 *Thermophysical Properties of Matter: Vol 1. Thermal Conductivity: Metallic Elements and Alloys* (New York: Plenum)
- [22] Vargaftik N B, Harnett J P and Irvine T F Jr 1975 *Tables on the Thermophysical Properties of Liquids and Gases* (New York: Hemisphere)