

Forschungszentrum Karlsruhe

Technik und Umwelt

Wissenschaftliche Berichte

FZKA 6056

Abschlußbericht / Final Report

Reaktorsicherheitsforschung-Vorhaben-Nr. / Reactor Safety Research-project No.

15NU0961

Vorhabentitel: ***Inhärent sicheres Nachwärmeabfuhrsystem (PASCO) für
Leichtwasserreaktoren der nächsten Generation
Entwicklung experimentell gestützter analytischer Verfahren zur
Auslegung der Containmentkühlung mit Luft durch Naturkonvektion***

Project Title: ***Inherently safe decay heat removal system (PASCO) for next generation
light water reactors
Development of analytical methods for designing a containment cooling
system by natural air convection***

Autor/Author: ***Xu Cheng***

Dienststelle des Autors/Performing Organisation:

***Institut für Angewandte Thermo- und Fluidodynamik
Forschungszentrum Karlsruhe***

Berichtsdatum/Publication Date: ***August 1997***

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie unter dem Kennzeichen 15NU0961 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Kurzfassung

In Zusammenarbeit mit der Arbeitsgemeinschaft „Innovative Kerntechnik“ (AGIK) werden experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Entwicklung innovativer Reaktorkonzepte durchgeführt, die in unterschiedlicher Weise eine verbesserte Sicherheitstechnik anstreben. Überlegungen der Technischen Universität Karlsruhe und des Forschungszentrums Karlsruhe zu einem Verbundcontainment gehen von einer passiven Containment-Kühlung mit Luft aus. Zur verlässlichen Auslegung einer Containment-Kühlung durch Naturkonvektion an Luft reichen die derzeit verfügbaren Berechnungsgrundlagen nicht aus. Experimentelle Untersuchungen werden daher an der Versuchsanlage PASCO des Forschungszentrums Karlsruhe durchgeführt. Von der Technischen Universität Karlsruhe werden versuchsbegleitende Rechnungen mit einem mehrdimensionalen Rechencode und Modellverbesserungen durchgeführt.

Zu diesem Zweck ist ein neues Strahlungsmodell entwickelt worden. Dabei wird ein analytisches Verfahren zur Berechnung des Winkelverhältnisses entwickelt. Die Makroelement-Methode wird eingeführt, um die numerische Effizienz zu verbessern. Numerische Untersuchungen zeigten, daß der CFD-Code FLUTAN, zusammen mit dem Strahlungsmodell, ein effizientes und zuverlässiges Werkzeug ist, um das Strömungs- und Wärmeübergangsverhalten im betrachteten System zu untersuchen.

Development of analytical methods for designing a containment cooling system by natural air convection

Abstract

In cooperation with the other members of the working group „Innovative Kerntechnik“ (AGIK) experimental and theoretical investigations will be performed to develop innovative safety concepts for future nuclear power plants. The University Karlsruhe and the Research Center Karlsruhe have proposed a composite containment concept with a passive containment cooling system based on natural air convection. Experiments are carried out at the PASCO test facility of the Research Center Karlsruhe. The University Karlsruhe performs corresponding numerical calculations with the advanced computer code FLUTAN and investigates physical phenomena involved in natural air convection for the given conditions.

A radiation model has been developed with two new features: analytical method for computing the view factor and the macro-elements method for improving the numerical efficiency. Numerical studies have shown that the CFD code FLUTAN combined with the radiation model developed is an efficient and accurate numerical tool to investigate the flow and heat transfer behaviour in systems considered.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	
1. Einleitung	... 1
2. Versuchseinrichtung	... 3
3. Literaturstudie	... 5
4. Numerische Simulation	... 7
4.1 Grundgleichungen	... 7
4.2 Strahlungsmodell	... 9
4.3 Ergebnisse und Diskussion	... 13
4.4 Vergleich mit experimentellen Daten	... 21
5. Zusammenfassung	... 24
Formelzeichen	... 25
Literaturverzeichnis	... 26

1. Einleitung

Die weltweiten Bemühungen um neue Lösungen in der Kerntechnik haben zur Entwicklung verschiedener innovativer Reaktorkonzepte geführt, die in unterschiedlicher Weise eine verbesserte Sicherheitstechnik anstreben.

Verschiedene Entwürfe für Kernkraftwerke der nächsten Generation sehen neben aktiven Einrichtungen zur Nachwärmeabfuhr in zunehmendem Maße passive Systeme vor wie z.B. passive Containment-Kühlung mit Naturkonvektion an Luft. Überlegungen des Forschungszentrums Karlsruhe (FZK) zu einem Verbundcontainment (siehe Abb. 1) gehen ebenfalls von einer solchen passiven Containment-Kühlung aus [1], [2].

Zur verlässlichen Auslegung einer Containment-Kühlung durch Naturkonvektion an Luft reichen die derzeit verfügbaren Berechnungsgrundlagen nicht aus. Da jedoch der Wärmeübergang auf der Luftseite ganz wesentlich den Druck im Containment und damit die Leckraten sowie den Containment-Entwurf bestimmt, sind Experimente und entsprechende analytische Arbeiten für die gegebenen Randbedingungen unbedingt erforderlich.

Das PASCO-Vorhaben liefert hierzu wichtige Beiträge. Das experimentelle Programm ist neben seiner grundsätzlichen Zielsetzung zur Entwicklung der Datenbasis zum Wärmeübergang durch Naturkonvektion derzeit an dem Vorschlag eines passiv gekühlten Verbundcontainments orientiert. Das Gesamtziel des PASCO-Vorhabens ist es, die Wirkungsweise und Wirksamkeit einer passiven Containment-Kühlung mit Luft nachzuweisen [3], [4], [5].

Bei den im Rahmen des vorliegenden Einzelprojektes durchzuführenden Arbeiten handelt es sich um eine vertiefte analytische Begleitung sowie Ertüchtigung mehrdimensionaler Rechenprogramme wie z.B. FLUTAN durch die Technische Universität Karlsruhe in Zusammenarbeit mit FZK. Das im vorliegenden Einzelprojektes beschriebene analytische PASCO-Begleitvorhaben hat vor diesem Hintergrund folgende Ziele:

- Zusammenstellung und Bewertung von veröffentlichten Daten und Korrelationen
- Zusammenstellung und Bewertung von Rechenprogrammen und des Standes ihres Verifikationsnachweises für das Problemfeld Naturkonvektion in großen abgeschlossenen Kanälen

- Durchführung versuchsbegleitender zweidimensionaler und dreidimensionaler Rechnungen mit fortgeschrittenen Fluidodynamik-Rechenprogrammen, z.B. FLUTAN
- Vergleich von Messung und Rechnung

Der Programmvorschlag des BMBF "Sichere Kernkraftwerke für Europas Zukunft" steckte Entwicklungsziele für eine innovative Reaktortechnik ab und schlägt zu derer Erreichung u.a. die Untersuchung inhärenter und passiver Sicherheitselemente vor. Das hier vorgestellte Einzelvorhaben PASCO ist geeignet, wesentliche Beiträge hierzu zu leisten.

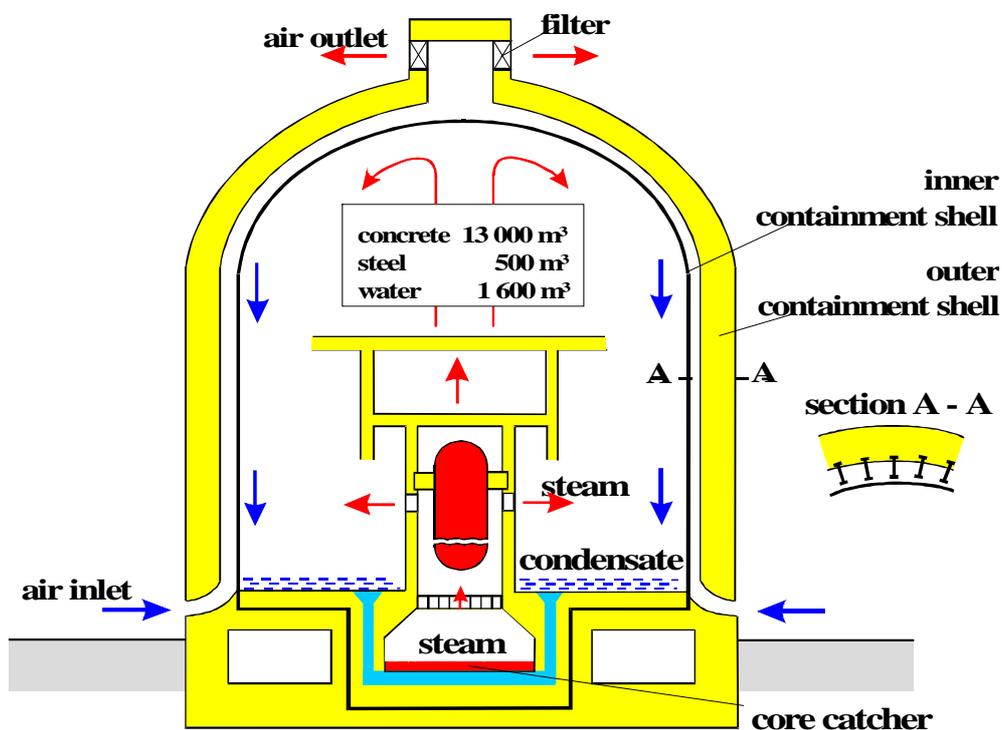


Abb. 1: Verbundcontainment

2. Versuchseinrichtung

Der Versuchsstand PASCO (siehe Abb. 2) wurde aus Mitteln der Grundfinanzierung des FZK errichtet. Das experimentelle PASCO-Vorhaben befaßt sich in seiner derzeitigen Ausrichtung im wesentlichen mit folgenden übergeordneten Zielen:

- Untersuchung der physikalischen Phänomene bezüglich der Naturkonvektion, gekoppelt mit der Wärmestrahlung
- Ermittlung der Kühlbarkeitsgrenzen des Containments durch Luft-Naturkonvektion und Wärmestrahlung
- Untersuchung von Maßnahmen zur Erhöhung des Wärmeübergangs
- Untersuchung des Einflusses der Wärmestrahlung an der gesamten Wärmeübertragung,
- Bereitstellung einer breiten Datenbasis für die Entwicklung physikalischer Modellen und für die Validierung von Computer-Codes

Die PASCO-Teststrecke besteht im wesentlichen aus einem einseitig beheizten, senkrechten Kanal und simuliert damit einen Kühlkanal im Ringspalt des Verbundcontainments. Die unbeheizten Wände bestehen aus dünner Stahlplatte. Alle Wände sind thermisch nach außen isoliert. Die Wärmeleitung innerhalb des Wandmaterials kann damit vernachlässigt werden. Die Kanalbreite, nämlich die Breite der beheizten Wand, ist 0.5 m. Die Kanaltiefe L , nämlich der Abstand zwischen der beheizten Platte und der gegenüberliegenden Wand (Rückwand), kann variiert werden und hat einen maximalen Wert von 1.0 m. Die gesamte Kanalhöhe beträgt 8.0 m und setzt sich aus vier individuell beheizbaren Zonen von je 2 m Höhe zusammen. Die Heizleistung jeder Zone wird separat geregelt, um eine gleichmässige Verteilung der Wandtemperatur zu erzielen. Experimente wurden mit den folgenden Parametern durchgeführt:

- Temperatur der beheizten Wand: 100°C bis 175°C.
- Emissionskoeffizient der Wände: 0.4, 0.9
- Tiefe des Kanals: 0.25 m bis 1.0 m

Gemessen werden während des Experiments: die Temperaturverteilung an der Wand, Verteilung der Lufttemperatur und der Luftgeschwindigkeit an fünf verschiedenen Höhenebenen, die in die beheizte Wand zugeführte Heizleistung, die Eintrittstemperatur der

Luft und die Umgebungstemperatur. Eine detaillierte Beschreibung der Testanlage ist in [6] zu finden.

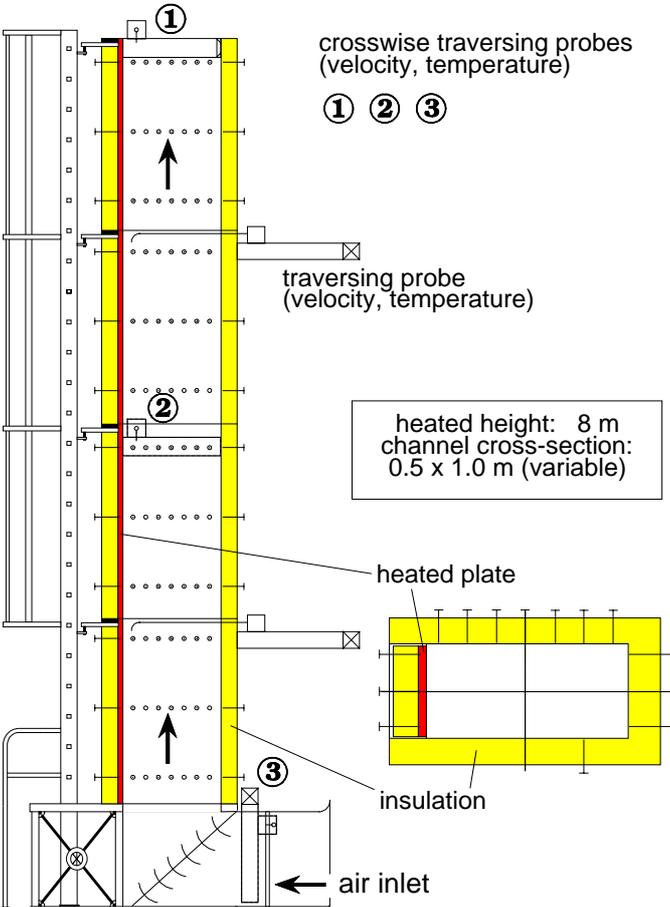


Abb. 2: PASCO-Versuchsstand

3. Literaturstudie

Wärmeübergang bei Naturkonvektion in einem offenen, vertikalen Strömungskanal wurde in den letzten Jahrzehnten intensiv untersucht [7-9]. Die Pionierarbeit von Elenbass [10] legte einen wichtigen Grundstein für die experimentelle Untersuchung zur Naturkonvektion in vertikalen Kanälen mit isothermen parallelen Platten. Analytische Arbeiten in diesem Gebiet geht auf die numerische Arbeit von Bodoia & Osterle [11] zurück. Beide Arbeiten beschränkten sich auf zweidimensionale, laminare Naturkonvektion von Luft in einem vertikalen Kanal mit symmetrischer Beheizung. Der Effekt der Wärmestrahlung wurde damit nicht berücksichtigt.

Das Strömungs- und Wärmeübergangsverhalten in einem Kanal mit nicht symmetrischer Beheizung wurde theoretisch von Aung et al. [12, 13] untersucht. Dabei wurden verschiedene Randbedingungen, nämlich gleichmäßige Wandtemperatur und gleichmäßiger Wärmestromdichte betrachtet. Außerdem wurden experimentelle Untersuchungen in einem kleinen Strömungskanal mit gleichmäßige Wandtemperatur durchgeführt. Die Kanalwände besitzen einen sehr niedrigen Emissionskoeffizienten. Der Effekt der Wärmestrahlung wurde vernachlässigt. Die Rayleigh-Zahl im Experiment war kleiner als 10^4 . Experimente mit hoher Rayleigh-Zahl (bis 10^8) wurden von Webb et al. [14] durchgeführt. Dabei ist die Kanalhöhe gleich 15.2 cm. Das Verhältnis der Kanalbreite zur Kanaltiefe ist größer als 6. Die Strömung im Kanal wurde damit als zweidimensional betrachtet. Einer der Platten wurde eine gleichmäßige Wärmestromdichte aufgeprägt und die andere Platten sind thermisch isoliert. Der Emissionskoeffizient der Wände wurde auf einen sehr niedrigen Wert (approx. 0.1) gehalten, um den Beitrag der Wärmestrahlung zu vernachlässigen.

Bezüglich laminarer Naturkonvektion in einem offenen Kanal mit verschiedenen Randbedingungen und geometrischen Gestaltungen wurden systematische Untersuchungen von Sparrow et al. [15, 16] durchgeführt. Basierend auf den experimentellen Daten wurden empirische Korrelationen für den Wärmeübergang entwickelt. Solche Korrelationen stimmen mit konventionellen Korrelationen für eine einzelne beheizte Platte gut überein.

Die erste numerische Untersuchung zu turbulenter Naturkonvektion in einen offenen zweidimensionalen Kanal wurde von Borgers et al [8] durchgeführt. Die turbulenten Größen von Luft wurden mit der Mischungsweglänge modelliert. Basierend auf der numerischen Rechnung wurden empirische Korrelationen für Massenstrom und Wärmeübertragung

abgeleitet. Solche Korrelationen sind jedoch experimentell nicht verifiziert. Pica et al [17] führte experimentelle Untersuchungen zu turbulenter Naturkonvektion von Luft in einem großen vertikalen Kanal durch. Die Kanalhöhe und die Kanalbreite betragen jeweils 2.6 m and 1.2 m. Die Kanaltiefe wurde von 7.5 cm bis 17 cm variiert. Eine der Wände wurde mit konstanter Wärmestromdichte beheizt. Die anderen Wände bestehen aus Glas und wurden auf adiabatischer Bedingung gehalten. Wegen des niedrigen Emissionskoeffizienten der Glaswände wurde der Einfluß der Wärmestrahlung vernachlässigt. Aus den experimentellen Ergebnissen wurden empirische Korrelationen für den induzierten Massenstrom und Wärmeübertragung abgeleitet.

In vielen technischen Systemen mit Naturkonvektion von Luft und mit nicht symmetrischer Beheizung muß der Einfluß der Wärmestrahlung berücksichtigt werden. Erste numerische Untersuchung zur Naturkonvektion gekoppelt mit Wärmestrahlung zwischen vertikalen Platten wurde von Carpenter et al. [18] durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten, daß bei hoher Rayleigh-Zahl Wärmestrahlung die Temperatur der beheizten Wand stark reduziert. Ähnliche numerische Arbeiten wurden von Moutsoplou et al. [19] durchgeführt. Alle Arbeiten sind jedoch auf zweidimensionale, laminare Strömung beschränkt.

Die obige detaillierte und kritische Literaturstudie zeigte den großen Mangel an experimenteller sowie an theoretischer Untersuchung zum Wärmeübergang turbulenter Naturkonvektion gekoppelt mit Wärmestrahlung in einem dreidimensionalen Kanal mit nicht symmetrischer Beheizung. Daher ist es dringend notwendig, begleitende theoretische Arbeiten zum PASCO-Experiment durchzuführen.

4. Numerische Simulation

Numerische Simulation einer dreidimensionalen, turbulenten Naturkonvektion, gekoppelt mit Wärmestrahlung fordert hohe Leistungen von Computer-Codes. In der vorliegenden Arbeit wurde der CFD-Code FLUTAN verwendet, der im Forschungszentrum Karlsruhe entwickelt worden ist [20].

4.1 Grundgleichungen

Die Geometrie des untersuchten Kanals ist ein rechteckiger Kanal, der senkrecht steht, dargestellt in Abb. 3.

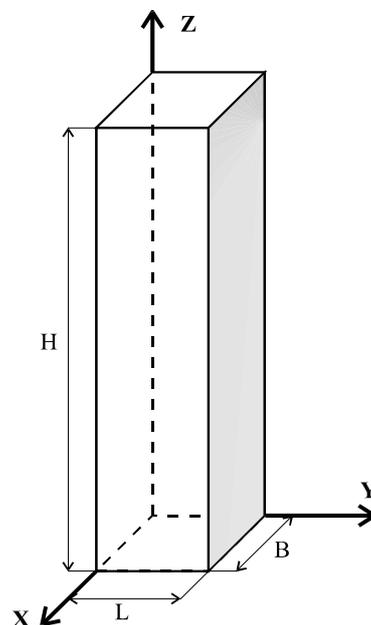


Abb.3: Strömungskanal

Eine der Wände ($Y=L$) ist beheizt. Die Temperatur der beheizten Wand hat eine gleichmäßige Verteilung T_1 . Alle Wände sind nach außen thermisch isoliert. Die Wärmeleitung innerhalb des Wandmaterials wird vernachlässigt. Die Eintrittstemperatur der Luft ist T_{in} . Die Grundgleichungen für die turbulente Strömung unter stationärer Bedingung sind:

Massenbilanz:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Impulsbilanz:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \rho k \right] + \rho g_i \quad (2)$$

Energiebilanz:

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

Transportgleichung der kinetischen Energie der Turbulenz k:

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k + G_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

Transportgleichung der Dissipationsrate der kinetischen Energie ε :

$$\frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_1 \frac{\varepsilon}{k} (P_k + G_k) \left(1 - C_3 \frac{G_k}{P_k} \right) - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

mit

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$P_k = \mu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (7)$$

$$G_k = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_t} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} g_j \right) \quad (8)$$

In der Nähe der Wand, wo große Änderung der Turbulenzgrößen auftritt, wird die sogenannte Methode der Wandfunktion eingesetzt, um die turbulente Wandschubspannung

$$\tau_w = \frac{\kappa \rho k^{1/2} u C_\mu^{1/4}}{\ln(E y C_\mu^{1/4} k^{1/2} / \nu)} \quad (9)$$

und die konvektive Wärmestromdichte

$$q_c = \frac{\kappa \rho k^{1/2} C_\mu^{1/4} C_P (T_w - T)}{\ln(E y C_\mu^{1/4} k^{1/2} / \nu) + 9.24 \kappa (\text{Pr} / \sigma_t - 1) (\sigma_t / \text{Pr})^{1/4}} \quad (10)$$

zu berechnen. Hier steht y für den Abstand von der Wand. Die Konstanten in den Grundgleichungen sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Tabelle 1: Konstante in den Grundgleichungen

C_u	C_1	C_2	C_3	σ_k	σ_ε	σ_t	κ	E
0.09	1.44	1.92	0.8	1.0	1.3	0.9	0.4	9.0

4.2 Strahlungsmodell

Die Kopplung der konvektiven Wärmeübertragung mit Wärmestrahlung besteht an der thermischen Randbedingung aller unbeheizten Wände, wo die Nettowärmemenge der Strahlung durch Naturkonvektion abgeführt werden muß. Um die Wärmeübertragung der Strahlung zu simulieren, ist ein Strahlungsmodell mit hoher numerischer Effizienz entwickelt worden. Dabei wird das Fluid Luft als ‘optisch durchlässiges’ Medium betrachtet and seine Wirkung an Strahlungswärmeaustausch vernachlässigt. Die Nettowärmemenge, $Q_{r,i}$, die durch Wärmestrahlung auf ein Flächenelement entsteht, wird mit der Methode des umschlossenen Raumes (enclosure method) berechnet [21]:

$$\left(\frac{Q_{r,i}}{\varepsilon_i} \right) = \left(\frac{E_i}{\varepsilon_i} \right) - \sum_j \left(\frac{E_j}{\varepsilon_j} \right) \varphi_{j,i} + \sum_j (1 - \varepsilon_j) \varphi_{j,i} \left(\frac{Q_{r,j}}{\varepsilon_j} \right) \quad (11)$$

Die obige Gleichung kann sowohl direkt als auch iterativ gelöst werden. Die Methode der direkten Lösung ist eine exakte Lösung und benötigt normalerweise großen Rechenaufwand. Für eine iterative Methode, z.B. die Gauß-Seidel-Iteration, sind bei hohem Emissionskoeffizienten lediglich wenige Iterationen notwendig, um eine konvergente Lösung zu erzielen. Die Iterationszahl erhöht sich jedoch mit abnehmendem Emissionskoeffizienten. Bei sehr niedrigem Emissionskoeffizienten (≤ 0.2) ist die Methode der direkten Lösung zu empfehlen.

Winkelverhältnis

Die Strahlungswärme kann nach Gl.(11) gelöst werden, wenn das Winkelverhältnis φ_{ij} bekannt ist. Normalerweise kann das Winkelverhältnis nur numerisch berechnet werden. Dies fordert jedoch großen Rechenaufwand. Um das Problem zu überwinden, ist eine analytische Methode zur Berechnung des Winkelverhältnisses in einem Cartesischen Koordinatensystem entwickelt worden, wo die Wände parallel oder senkrecht zu einander stehen. Abb. 4 zeigt zwei verschiedene Fälle: (a) zwei parallele Flächenelemente und (b) zwei senkrecht zu einander stehende Flächenelemente.

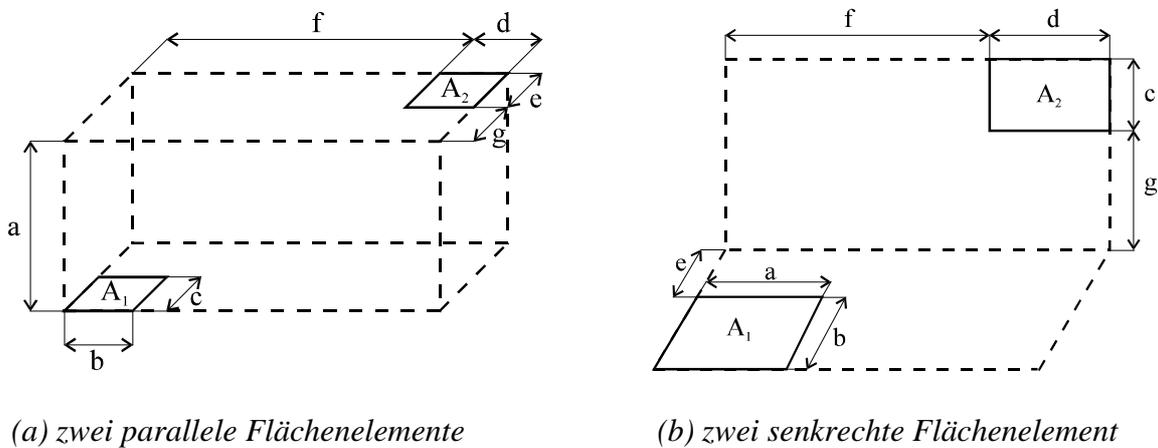


Abb.4: Geometrische Parameter von zwei Flächenelementen im Cartesischen Koordinatensystem

Um die Größe und die Position beider Flächenelemente zu definieren, werden sieben geometrische Parameter benötigt, gekennzeichnet durch a, b, c, d, e, f, g in Abb. 4. Aus der analytischen Arbeit ergibt sich das Winkelverhältnis für zwei parallele Flächenelemente (Abb. 4a)

$$\begin{aligned}
 \frac{\varphi_{12} \cdot \pi \cdot A_1}{a^2} &= \sum_{i=1}^4 Z_i \sum_{j=1}^4 S_j \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot X_j \cdot \sqrt{1 + Y_i^2} \cdot \arctan \left(\frac{X_j}{\sqrt{1 + Y_i^2}} \right) \right\} \\
 &+ \sum_{i=1}^4 Z_i \sum_{j=1}^4 S_j \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot Y_i \cdot \sqrt{1 + X_j^2} \cdot \arctan \left(\frac{Y_i}{\sqrt{1 + X_j^2}} \right) \right\} \\
 &- \sum_{i=1}^4 Z_i \sum_{j=1}^4 S_j \cdot \left\{ \frac{1}{4} \cdot \ln(1 + X_j^2 + Y_i^2) \right\}
 \end{aligned} \tag{12}$$

und für zwei senkrecht zu einander stehende Flächenelemente

$$\frac{\Phi_{12} \cdot \pi \cdot A_i}{a^2} = \sum_{i=1}^4 Z_i \sum_{j=1}^4 S_j \cdot \left\{ \frac{1}{8} \cdot (X_i^2 - Y_j) \cdot \ln(X_i^2 + Y_j) \right\} \\ + \sum_{i=1}^4 Z_i \sum_{j=1}^4 S_j \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{Y_j} \cdot X_i \arctan\left(\frac{X_i}{\sqrt{Y_j}}\right) \right\} \quad (13)$$

Die Parameter X_i , Y_i , Z_i und S_i in Gl.(12) and in Gl.(13) sind in Tabelle 2 bzw. Tabelle 3 zusammengefaßt.

Tabelle 2: Parameter in Gl.(12)

	X_i	Y_i	Z_i	S_i
$i = 1$	$(f+d)/a$	$(g+e)/a$	+1	+1
$i = 2$	$(b-f)/a$	g/a	-1	+1
$i = 3$	$(b-f-d)/a$	$(c-g-e)/a$	-1	-1
$i = 4$	f/a	$(c-g)/a$	+1	-1

Table 3: Parameter in Gl.(13)

	X_i	Y_i	Z_i	S_i
$i = 1$	$(f+d)/a$	$[g^2 + (e+b)^2]/a^2$	+1	+1
$i = 2$	$(a-f)/a$	$[e^2 + (g+c)^2]/a^2$	+1	+1
$i = 3$	$(a-f-d)/a$	$[g^2 + e^2]/a^2$	-1	-1
$i = 4$	f/a	$[(g+c)^2 + (e+b)^2]/a^2$	-1	-1

Makroelement-Methode

Um die Strömung genau zu simulieren, muß das Strömungsgebiet in ausreichend kleinen Teilvolumen aufgeteilt werden. Die feine Diskretisierung führt zu einer großen Menge von Flächenelementen. Wenn die Strahlungsgleichung, Gl.(11), für alle Flächenelemente gelöst werden muß, ist ein riesiger Speicherbedarf und sehr großer Rechenaufwand benötigt. Dies könnte die numerische Simulation zum Scheitern verursachen. Daher wurde in dieser Arbeit eine neue Methode, die sogenannte Makroelement-Methode, entwickelt. Dadurch wird die numerische Effizienz erheblich verbessert.

Der Grundgedanke der Makroelement-Methode basiert auf die Tatsache, daß mehrere Flächenelemente, auch Mikroelemente genannt, zu einem großen Element, auch Makroelement genannt, zusammengefaßt werden. Voraussetzung dafür ist der identische Emissionskoeffizient aller Mikroelemente. Die Strahlungsgleichung, Gl.(11), wird lediglich für Makroelemente gelöst. Die dafür benötigte Temperatur eines Makroelements wird wie folgt berechnet:

$$T_I^4 = \frac{1}{A_I} \left[\sum_{i \in I} A_i \cdot T_i^4 \right] \quad (14)$$

Hier stehen die indexe 'i' und 'I' jeweils für Microelement bzw. Macroelement. Nachdem die Strahlungswärmestromdichte für die Makroelemente berechnet worden ist, kann die Strahlungswärmestromdichte an einem Microelement wie folgt berechnet werden:

$$q_{r,i} = q_{r,I} + e_i - e_a \quad (15)$$

Numerische Analyse zeigte, daß durch die Einführung der Makroelement-Methode der Speicherbedarf und der Rechenaufwand erheblich, z.B. um einen Faktor 100, reduziert werden können, während die Rechengenauigkeit beinahe unverändert bleibt.

4.3 Ergebnisse und Diskussion

Abb. 5 zeigt das berechnete Profil der Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit über dem Querschnitt des Kanalaustritts. Die Referenzparameter sind: Temperatur der beheizten Wand $T_1 = 150^\circ\text{C}$, Emissionskoeffizient der Wand 0.9, Kanaltiefe 0.5 m und Eintrittstemperatur der Luft $T_{\text{in}} = 20.0^\circ\text{C}$.

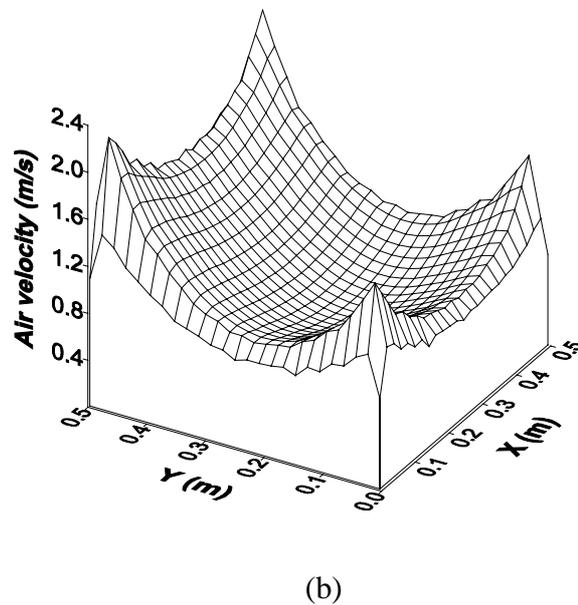
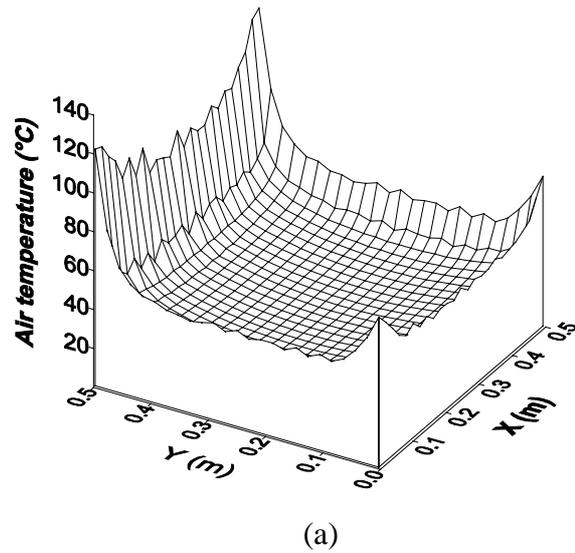
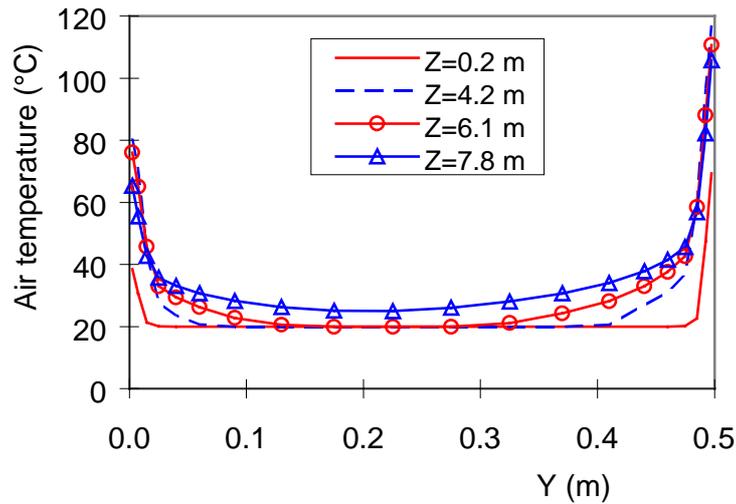
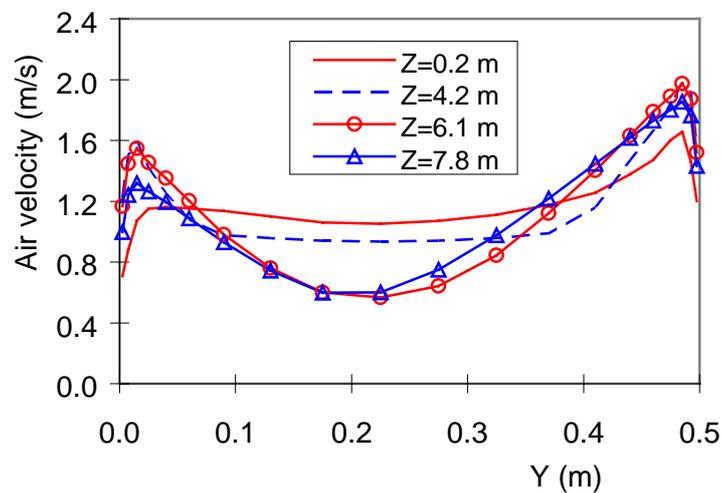


Abb.5: Profile der Lufttemperatur (a) und der Luftgeschwindigkeit (b)
 $T_l = 150^\circ\text{C}$, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 0.5\text{ m}$

Es ist zu ersehen, daß die Lufttemperatur mit dem Abstand zur beheizten Wand rasch abnimmt. Die maximale Temperatur besitzt die Luft an der Ecke, wo die beheizte Wand mit der Seitenwand kreuzt. Wegen der Wärmestrahlung ist die Lufttemperatur an unbeheizten Wänden höher als die im Kanalzentrum, wo die Luft die minimale Temperatur hat. Ähnlichen Verlauf erkennt man auch bei der Verteilung der Luftgeschwindigkeit (Abb. 5b). Wie erwartet, liegt die maximale Geschwindigkeit in der Nähe der beheizten Wand.



(a)



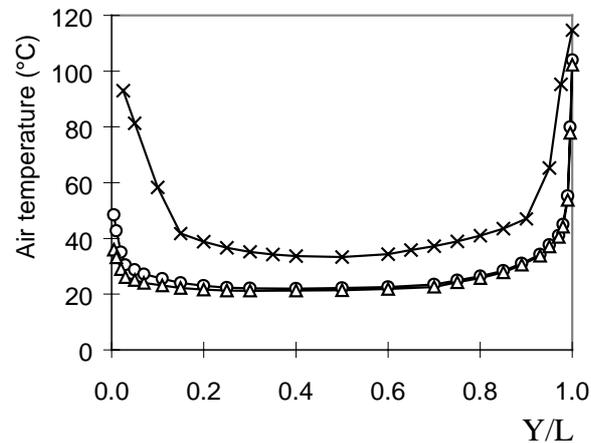
(b)

Abb.6: Lufttemperatur (a) und Luftgeschwindigkeit (b) entlang der mittleren Linie
($X = 0.25 \text{ m}$)

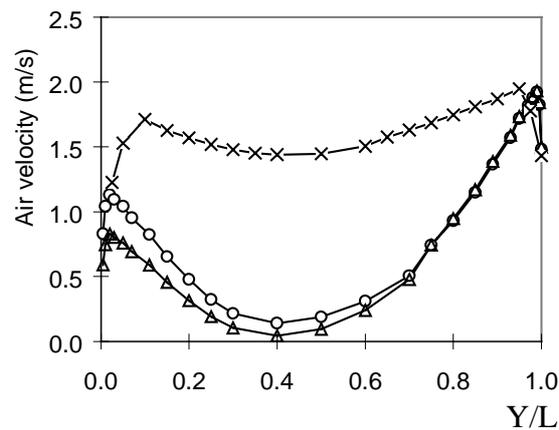
$$T_l = 150^\circ\text{C}, T_{in} = 20^\circ\text{C}, \varepsilon = 0.9, L = 0.5 \text{ m}$$

Abb. 6 zeigt die Lufttemperatur und die Luftgeschwindigkeit entlang der mittleren Linie ($X = 0.25 \text{ m}$) in verschiedenen axialen Höhen in Abhängigkeit vom Abstand von der Rückwand (Y). In der Nähe des Eintrittsquerschnitts ($Z = 0.2 \text{ m}$) ist eine homogene Verteilung der Lufttemperatur über dem gesamten Querschnitt zu ersehen, ausgenommen in der Nähe der Wand. In höheren Ebenen nimmt die Lufttemperatur in der Nähe der Wand zu. Das Gebiet, wo der Einfluß der hohen Temperatur der Wand deutlich zu erkennen ist, wird immer größer. Am Austrittsquerschnitt verbereitet sich das Einflußgebiet über dem gesamten Querschnitt. Die Lufttemperatur im Kanalzentrum ist deutlich höher als die

Eintrittstemperatur (20°C). Die Luftgeschwindigkeit hat eine beinahe homogene Verteilung in der Nähe des Eintrittsquerschnitts. Mit zunehmender axialer Höhe steigt die Luftgeschwindigkeit in der Nähe der Wand, während im Kanalzentrum die Luftgeschwindigkeit abnimmt.



(a)



(b)

Abb.7: Lufttemperatur (a) und Luftgeschwindigkeit (b) entlang der mittleren Linie ($X=0.25\text{ m}$) des Austrittsquerschnitts

$$o: T_l = 150^{\circ}\text{C}, T_{in} = 20^{\circ}\text{C}, \varepsilon = 0.9, L = 1.0\text{ m}$$

$$\Delta: T_l = 150^{\circ}\text{C}, T_{in} = 20^{\circ}\text{C}, \varepsilon = 0.4, L = 1.0\text{ m}$$

$$x: T_l = 150^{\circ}\text{C}, T_{in} = 20^{\circ}\text{C}, \varepsilon = 0.9, L = 0.2\text{ m}$$

Abb. 7 zeigt die Lufttemperatur und die Luftgeschwindigkeit am Austrittsquerschnitt entlang der mittleren Linie ($X = 0.25\text{ m}$) in Abhängigkeit vom Abstand von der Rückwand. Als Parameter wurden die Kanaltiefe und der Emissionskoeffizient variiert. Mit von 0.9 auf 0.4 abnehmendem Emissionskoeffizienten wird der Einfluß der Wärmestrahlung schwächer und die Temperatur der Rückwand sinkt. Dies führt zu einer Abnahme der Lufttemperatur und der Luftgeschwindigkeit in der Nähe der Rückwand. Im Gebiet weit von der Rückwand entfernt

bleiben die Strömungsparameter beinahe unverändert. Eine Abnahme der Kanaltiefe verstärkt den Strahlungswärmeaustausch zwischen der beheizten Wand und der gegenüberliegenden Wand. Daher steigt die Temperatur an der Rückwand. Die Lufttemperatur und die Luftgeschwindigkeit nehmen zu.

Abb. 8 zeigt die Temperaturverteilung an der Seitenwand. Es ist zu ersehen, daß die Temperatur an der Seitenwand mit zunehmendem Abstand von der beheizten Wand rasch abnimmt. In der Nähe der Rückwand nimmt die Temperatur an der Seitenwand jedoch wieder zu. Dies ist mit der hohen Lufttemperatur in der Ecke (siehe Abb. 5) gekoppelt. Mit steigender axialer Höhe nimmt die Wandtemperatur zuerst zu und dann wegen des Strahlungswärmeaustauschs mit der Umgebung wieder ab.

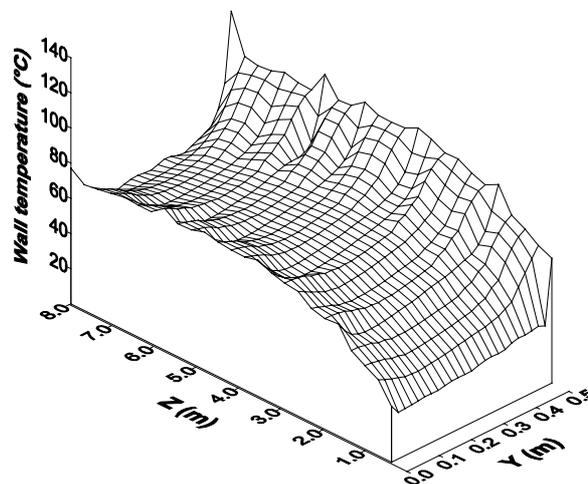


Abb.8: Temperaturverteilung an der Seitenwand
 $T_l = 150^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = 20^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 0.5\text{ m}$

Abb. 9 zeigt die Temperatur an der Rückwand entlang der mittleren Linie ($X = 0.25\text{ m}$) in Abhängigkeit von der axialen Position (Z). Als Parameter wurden die Kanaltiefe und der Emissionskoeffizient variiert. Wird der Emissionskoeffizient von 0.9 auf 0.4 reduziert, sinkt die Wandtemperatur um etwa 20°C . Eine Abnahme der Kanaltiefe von 1.0 m auf 0.2 m führt zu einer Zunahme der Wandtemperatur von etwa 40°C . Die maximale Temperatur befindet sich in einer axialen Höhe von etwa 5.0 m.

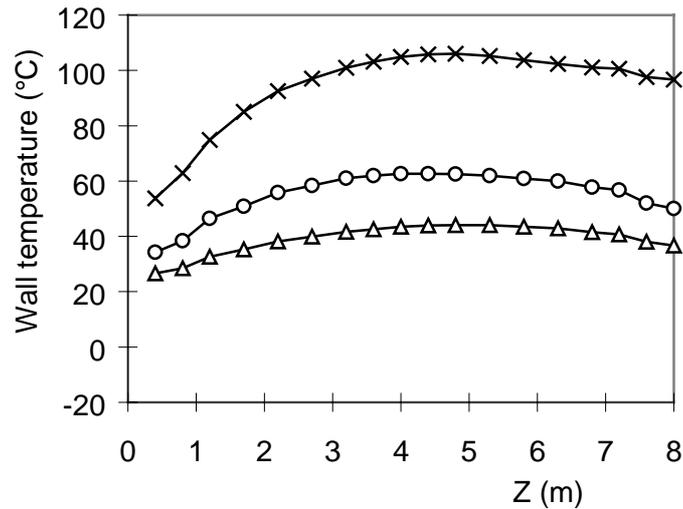


Abb.9: Temperaturverteilung an der Rückwand entlang der mittleren Linie ($X = 0.25 \text{ m}$)

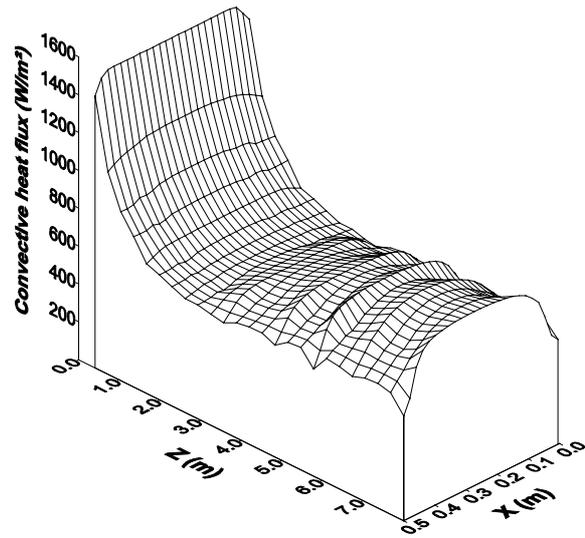
o: $T_l = 150^\circ\text{C}$, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 1.0 \text{ m}$

Δ : $T_l = 150^\circ\text{C}$, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0.4$, $L = 1.0 \text{ m}$

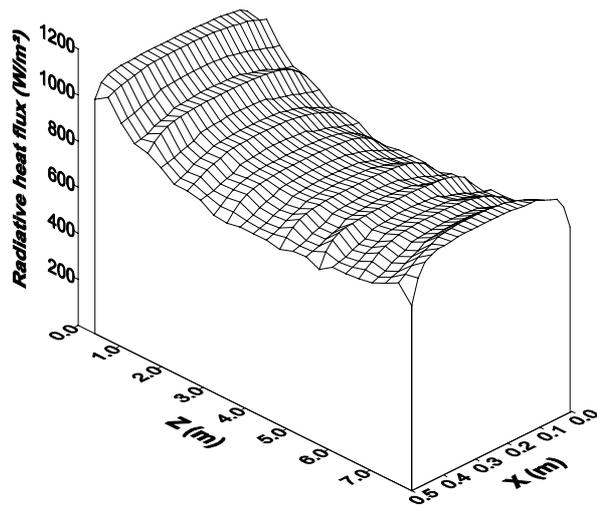
x: $T_l = 150^\circ\text{C}$, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 0.2 \text{ m}$

Abb. 10 zeigt das Profil der konvektiven Wärmestromdichte und Strahlungswärmestromdichte an der beheizten Wand. Im Eintrittsbereich, wo die Grenzschicht noch nicht vollständig entwickelt ist, ist die konvektive Wärmestromdichte viel höher als in anderen Bereichen, wo die konvektive Wärmestromdichte beinahe konstant bleibt. Wegen des Strahlungswärmeaustauschs mit der Umgebung ist die Strahlungswärmestromdichte im Eintritts- und im Austrittsbereich höher als im zentralen Bereich, wo eine beinahe konstante Strahlungswärmestromdichte zu erkennen ist.

Wenn die gesamte Kanalhöhe in drei Bereiche aufgeteilt wird, nämlich Eintrittsbereich ($Z \leq 2.0 \text{ m}$), zentraler Bereich ($2.0 \text{ m} \leq Z \leq 6.0 \text{ m}$) und Austrittsbereich ($Z \geq 6.0 \text{ m}$), läßt sich die mittlere Wärmestromdichte in einzelnen Bereichen in Abb. 11 darstellen. Die mittlere Wärmestromdichte im Eintrittsbereich ist jeweils etwa 40% bzw. 25% höher als die im zentralen Bereich und im Austrittsbereich. Es ist auch deutlich zu erkennen, daß die durch Strahlung übertragende Wärmemenge vergleichbar mit der durch Konvektion abgeführten Wärmemenge ist.



(a)



(b)

Abb.10: Profile der konvectiven (a) und der Strahlungswärmestromdichte (b) an der beheizten Wand

$$T_l = 150^\circ\text{C}, T_{in} = 20^\circ\text{C}, \varepsilon = 0.9, L = 0.5 \text{ m}$$

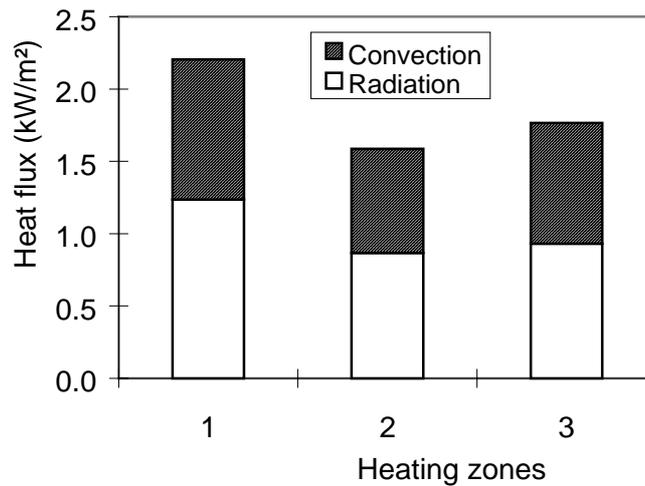


Abb.11: Mittlere Wärmestromdichte in verschiedenen Zonen der beheizten Wand
 $T_l = 150^\circ\text{C}$, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 0.5\text{ m}$

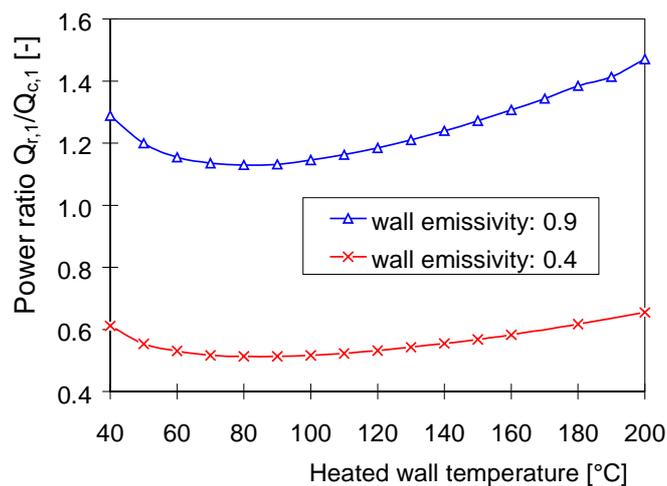
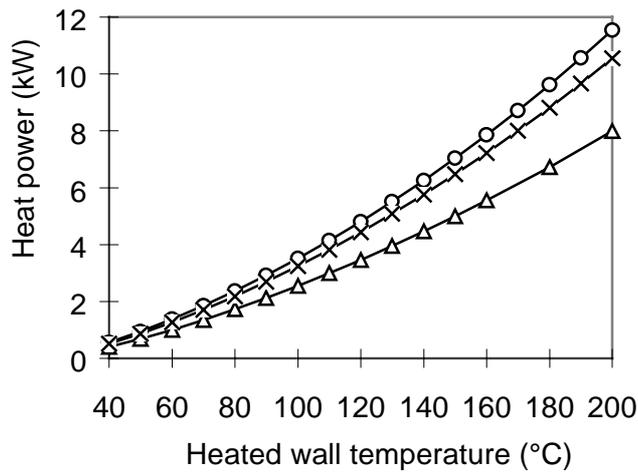
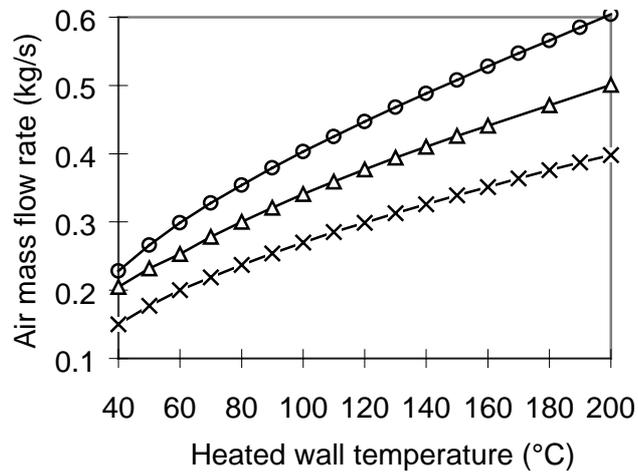


Abb.12: Verhältnis der Wärmeleistung über der Temperatur der beheizten Wand
 $T_l = 150^\circ\text{C}$, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$, $L = 0.5\text{ m}$

Abb. 12 zeigt das Verhältnis der durch Strahlung übertragenden Wärmemenge zu der durch Konvektion von der beheizten Wand abgeführten Wärmemenge. Dabei werden zwei Werte des Emissionskoeffizienten betrachtet. Beim hohen Emissionskoeffizienten ($\varepsilon = 0.9$) ist das Verhältnis größer als 1.0. Dies bedeutet, daß mehr Wärme durch Wärmestrahlung von der beheizten Wand abtransportiert wird als durch direkte Konvektion. Der minimale Wert des Verhältnis liegt bei einer Wandtemperatur von etwa 80°C . Beim kleinen Emissionskoeffizienten ($\varepsilon = 0.4$) ist das Verhältnis immer noch größer als 0.5. Dies zeigt eindeutig den starken Einfluß der Wärmestrahlung auf die gesamte Wärmeübertragung, auch bei niedriger Wandtemperatur.



(a) Wärmeleistung



(b) Luftmassenstrom

Abb.13: Abgeführte Wärmeleistung und Luftmassenstrom über der Temperatur der beheizten Wand

o: $T_{in} = 20^{\circ}C$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 1.0$ m

Δ : $T_{in} = 20^{\circ}C$, $\varepsilon = 0.4$, $L = 1.0$ m

x: $T_{in} = 20^{\circ}C$, $\varepsilon = 0.9$, $L = 0.5$ m

Abb. 13 zeigt den Luftmassenstrom und die abgeführte Wärmemenge in Abhängigkeit von der Wandtemperatur. Als Parameter werden die Kanaltiefe und der Emissionskoeffizient variiert. Der Luftmassenstrom und die abgeführte Wärmemenge nehmen mit steigender Wandtemperatur zu. Die abgeführte Wärmemenge nimmt um einem Faktor 2 zu, wenn die Wandtemperatur von $100^{\circ}C$ auf $200^{\circ}C$ steigt, während der Luftmassenstrom lediglich um 50% zunimmt. Eine Abnahme der Kanaltiefe von 1.0 m auf 0.5 m führt zu einer Reduzierung des Luftmassenstroms um etwa 40%. Die abgeführte Wärmemenge bleibt jedoch beinahe

unverändert. Eine Reduzierung des Emissionskoeffizienten von 0.9 auf 0.4 ergibt sich eine Abnahme des Luftmassenstroms und der abgeführten Wärmemenge jeweils um etwa 20% bzw. 30%.

4.4 Vergleich mit experimentellen Daten

Abb. 14 vergleicht die berechnete Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit mit den Meßergebnissen. Die Daten beziehen sich auf die mittlere Linie ($X = 0.25$ m) des Austrittsquerschnitts. Die Kurven sind die Rechenergebnisse und die Symbole die Meßdaten. Es ist zu ersehen, daß die Verteilung der Lufttemperatur sehr gut vom FLUTAN-Code wiedergegeben wird. In der Nähe der beheizten Wand gibt der Code eine höhere Luftgeschwindigkeit als das Experiment, während im Kanalzentrum der Code die Meßdaten unterschätzt.

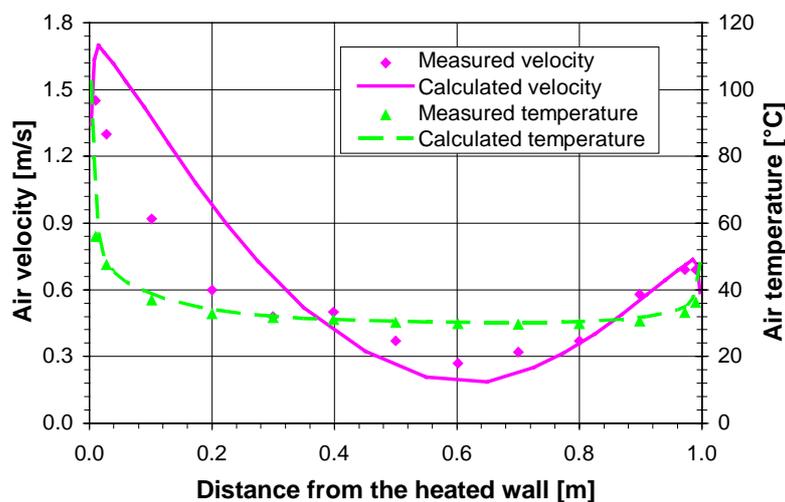


Abb.14: Gemessene und gerechnete Verteilung der Lufttemperatur und der Luftgeschwindigkeit entlang der mittleren Linie ($X = 0.25$ m) des Austrittsquerschnitts

Abb. 15 zeigt die berechnete und die gemessene Verteilung der Temperatur an der Seitenwand und an der Rückwand in einer Höhenebene von $Z = 3.8$ m. Die Kurven sind die Rechenergebnisse und die Symbole die Meßdaten. Eine exzellente Übereinstimmung zwischen Experiment und Rechnung wird festgestellt. Die Temperatur an der Seitenwand nimmt mit zunehmendem Abstand von der beheizten Wand rasch ab. Wegen der Wärmestrahlung liegt die Temperatur an der Seitenwand sowie an der Rückwand deutlich höher als die mittlere Lufttemperatur in derselben Höhenebene.

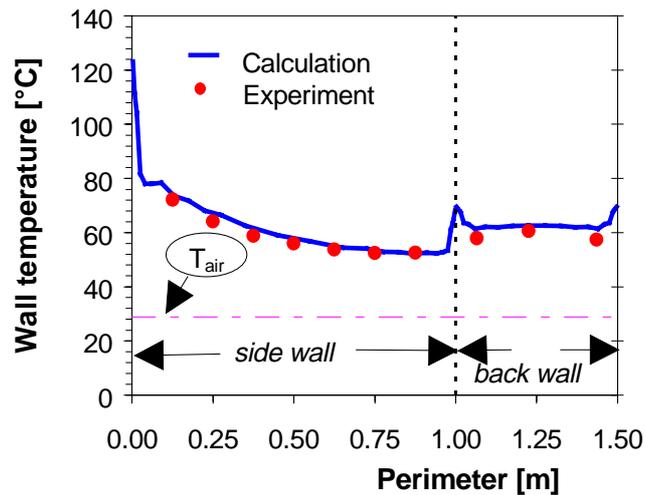
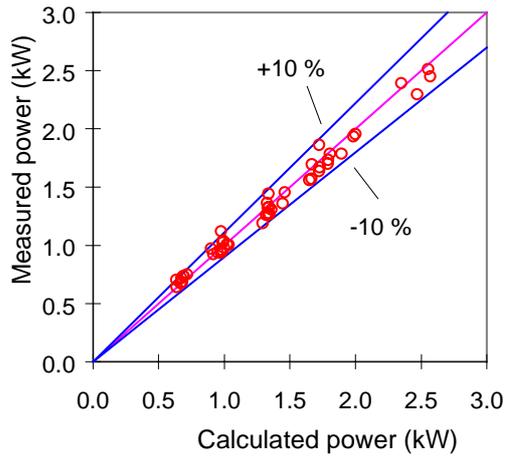
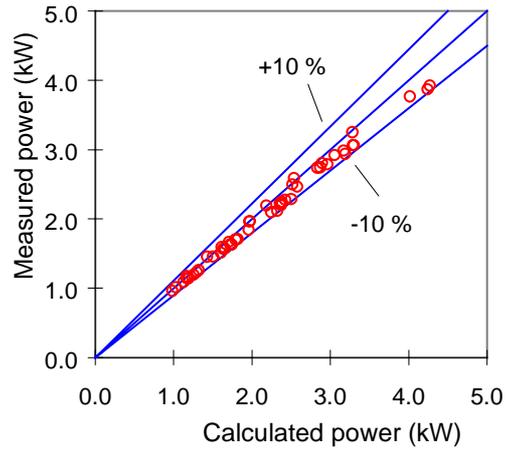


Abb.15: Temperaturverteilung an der Rückwand und an der Seitenwand
 $T_h = 150^\circ\text{C}$, $L = 1.0\text{ m}$, $H = 8.0\text{ m}$, $\varepsilon = 0.9$

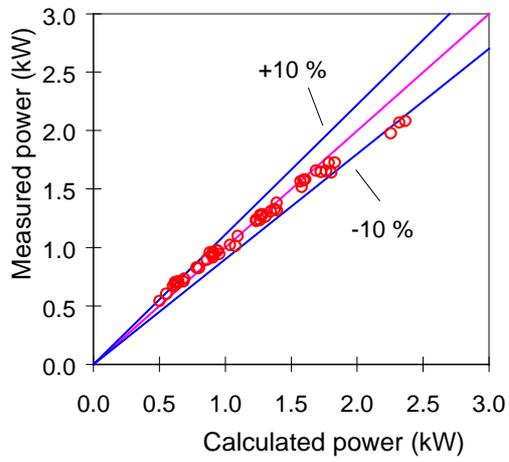
Abb. 16 vergleicht die berechnete, von den verschiedenen Zonen der beheizten Wand abgeführte Wärmemenge mit den experimentellen Daten. Eine exzellente Übereinstimmung zwischen Experiment und Rechnung wird festgestellt. Für alle Meßpunkte ist die Abweichung zwischen Experiment und Rechnung kleiner als 10%.



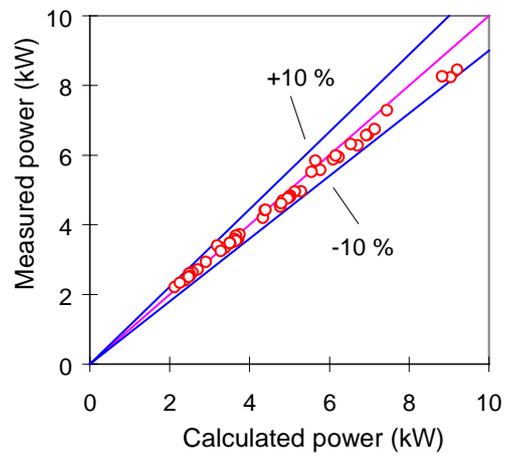
(a) Wärmeleistung in der zone 1



(b) Wärmeleistung in der zone 2



(c) Wärmeleistung in der zone 3



(d) gesamte Wärmeleistung

Abb.16: Vergleich der berechneten mit der gemessenen Wärmeleistung

5. Zusammenfassung

In Zusammenarbeit mit der Arbeitsgemeinschaft „Innovative Kerntechnik“ (AGIK) werden experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Entwicklung innovativer Reaktorkonzepte durchgeführt, die in unterschiedlicher Weise eine verbesserte Sicherheitstechnik anstreben. Überlegungen der Technischen Universität Karlsruhe und des Forschungszentrums Karlsruhe zu einem Verbundcontainment gehen von einer passiven Containment-Kühlung mit Luft aus. Das PASCO-Vorhaben liefert hierzu wichtige Beiträge. Das experimentelle Programm ist neben seiner grundsätzlichen Zielsetzung zur Entwicklung der Datenbasis zum Wärmeübergang durch Naturkonvektion derzeit an dem Vorschlag eines passiv gekühlten Verbundcontainments orientiert. Das Gesamtziel des PASCO-Vorhabens ist es, die Wirkungsweise und Wirksamkeit einer passiven Containment-Kühlung mit Luft nachzuweisen.

Bei den im Rahmen des vorliegenden Einzelprojektes durchzuführenden Arbeiten handelt es sich um eine vertiefte analytische Begleitung sowie Ertüchtigung mehrdimensionaler Rechenprogramme wie z.B. FLUTAN durch die Technische Universität Karlsruhe in Zusammenarbeit mit FZK. Eine detaillierte und kritische Literaturstudie hat den großen Mangel an experimenteller sowie an theoretischer Arbeit zum Wärmeübergang turbulenter Naturkonvektion gekoppelt mit Wärmestrahlung in einem dreidimensionalen Kanal mit nicht symmetrischer Beheizung gezeigt. Die dringende Notwendigkeit der vorliegenden, theoretischen Arbeit zum PASCO-Experiment ist dadurch nachgewiesen.

Zur numerischen Untersuchung des Wärmeübergangsverhaltens im PASCO-Experiment wird ein neues Strahlungsmodell entwickelt. Dabei wird ein analytisches Verfahren zur Berechnung des Winkelverhältnisses entwickelt. Die Makroelement-Methode wird eingeführt, um die numerische Effizienz zu verbessern. Numerische Untersuchungen zeigten, daß der CFD-Code FLUTAN, zusammen mit dem Strahlungsmodell, ein effizientes und zuverlässiges Werkzeug ist, um das Strömungs- und Wärmeübergangsverhalten im betrachteten System zu untersuchen.

Die im Rahmen des PASCO-Programms erzielten Ergebnisse zeigen, daß die passive Containment-Kühlung mit Luft-Naturkonvektion und Wärmestrahlung ein vielversprechendes Konzept ist. Ein starker Einfluß der Wärmestrahlung auf die gesamte Wärmeübertragung wird festgestellt. Bei einem hohen Emissionskoeffizienten, z.B. 0.9, wird mehr Wärme durch

Wärmestrahlung als durch direkte Konvektion von der beheizten Wand abgeführt, auch bei niedriger Temperatur der beheizten Wand.

Formelzeichen

A	: Flächen, m^2
E	: Strahlungsleistung, W
e	: Strahlungswärmestromdichte, definiert als $\sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4$, W/m^2
g	: Erdbeschleunigung, m/s^2
H	: Kanalhöhe, m
k	: kinetische Energie der Turbulenz, m^2/s^2
L	: Kanaltiefe, m
P	: Druck, Pa
Pr	: Prandtl-Zahl
Q	: Wärmeleistung, W
q	: Wärmestromdichte, W/m^2
T	: Temperatur, $^{\circ}C$
T ₁	: Temperatur der beheizten Wand, $^{\circ}C$
u	: Geschwindigkeit, m/s
X, Y, Z	: Koordinaten, m
ε	: Emissionskoeffizient, oder Dissipationsrate der kinetischen Energie, m^2/s^3
φ	: Winkelverhältnis
λ	: Wärmeleitfähigkeit, $W/m K$
μ	: dynamische Viskosität, $kg/m s$
ρ	: Dichte, kg/m^3
τ	: Schubspannung, N/m^2

Literaturverzeichnis

- [1] H.H. Hennies, G. Kessler, J. Eibl, "Improved Containment Concept for Future Pressurized Water Reactors", *International Workshop on Safety of Nuclear Installations of the Next Generation and Beyond, Chicago, IL, USA, August 28-31, 1989, IAEA-TECDOC-550(1990), pp.361-371*
- [2] J. Eibl, "Zur bautechnischen Machbarkeit eines alternativen Containments für Druckwasserreaktoren -Stufe 3-", *KfK 5366, August 1994*
- [3] W. Scholtyssek, H. Alsmeyer, F.J. Erbacher, "Decay Heat Removal after a PWR Core Meltdown Accident", *International Conference on Design and Safety of Advanced Nuclear Power Plants (ANP 92), Tokyo, Japan, October 25-29, 1992, Vol..III, pp.23.2/1-9*
- [4] H.J. Neitzel, "Abschätzung der Wärmeabfuhr durch Naturkonvektion bei einem alternativen Containmentkonzept", *KfK-5005, Kernforschungszentrum Karlsruhe, Juni 1992*
- [5] B. Kuczera, F.J. Erbacher, W. Scholtyssek, "Investigation on Ex-Vessel Core Melt Cooling in a Future PWR Containment", *IAEA Technical Meeting on Thermohydraulic of Cooling Systems in Advanced Water-Cooled Reactors, Villigen, Switzerland, May 25-27, 1993*
- [6] X. Cheng, F.J. Erbacher, H.J. Neitzel, "Passive Containment Cooling for Next Generation Water Cooled Reactors", *Proc. ICONE-4 Conf., New Orleans, USA, March 10-14, 1996, pp.343-356*
- [7] G.P. Peterson, A. Ortega, "Thermal Control of Electronic Equipment and Devices", *Advances Heat Transfer, Vol.20 (1990), pp.281-310*
- [8] T.R. Borgers, H. Akbari, "Free Convection Turbulent Flow within the Trombe Wall Channel", *Solar Energy, Vol.33, No.3/4, pp253-264*
- [9] Y. Nishi, I. Kinoshita, "Study on Reactor Vessel Auxiliary Cooling System with High-Performance Heat Collector", *Proc. of Int. Conference on Fast Reactors and Related Fuel Cycles, Kyoto, Japan, October 1995, pp.12.6-1 - 12.6-9*
- [10] W. Elenbass, "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection", *Physica, Vol.9 (1942), pp.1-28*
- [11] J.R. Bodoia, J.F. Osterle, "The Development of Free Convection between Heated Vertical Plates", *Journal of Heat Transfer, February 1962, pp.40-44*

- [12] W. Aung, "Fully Developed Laminar Free Convection between Vertical Plates Heated asymmetrically", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.15 (1972), pp.1577-1580
- [13] W. Aung, L.S. Fletcher, V. Sernas, "Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.15 (1972), pp.2293-2308
- [14] B.W. Webb, D.P. Hill, "High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Vertical Channel", *Journal of Heat Transfer*, Vol.111 (1989), pp.649-656
- [15] E.M. Sparrow, S. Shah, C. Prakash, "Natural Convection in a Vertical Channel: I. Interacting Convection and Radiation. II. The Vertical Plate with and without Shrouding", *Numerical Heat Transfer*, Vol.3 (1980), pp.297-314
- [16] E.M. Sparrow, G.M. Chrysler, L.F. Azevedo, "Observed Flow Resersals and Measured-Predicted Nusselt Numbers for Natural Convection in a One-Sided Heated Vertical Channel", *Journal of Heat Transfer*, Vol.106 (1984), pp.325-332
- [17] A. La Pica, G. Rodono, R. Volpes, "An Experimental Investigation on Natural Convection of Air in a Vertical Channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.36, No.3 (1993), pp.611-616
- [18] J.R. Carpenter, D.G. Briggs, V. Sernas, "Combined Radiation and Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating", *Journal of Heat Transfer*, February 1976, pp.95-100
- [19] A. Moutsoglou, Y.H. Wong, "Convection-Radiation Interaction in Buoyancy-Induced Channel Flow", *Journal of Thermophysics*, Vol.3 (1989), No.2, pp.175-181
- [20] G. Grötzbach, X. Cheng, "Development progress of the FLUTAN code for modelling heat transfer in LWR-systems (in german)", *Proc. of Annual Meeting on Nuclear Technology '96, Mannheim, May 1996*, pp.168-171
- [21] Hottel, H.C, Sarofim, A.F., Radiative Transfer, McGraw-Hill, New York, 1964