

---

---

*Rapport SGC 164*

**Development of a gas-fired  
ceramic IR-heater**

©Svenskt Gastekniskt Center – April 2006

Hans Larsson  
Compact Engineering Ltd.

## SGC:s FÖRORD

FUD-projekt inom Svenskt Gastekniskt Center AB avrapporteras normalt i rapporter som är fritt tillgängliga för envar intresserad.

SGC svarar för utgivningen av rapporterna medan uppdragstagarna för respektive projekt eller rapportförfattarna svarar för rapporternas innehåll. Den som utnyttjar eventuella beskrivningar, resultat e dyl i rapporterna gör detta helt på eget ansvar. Delar av rapport får återges med angivande av källan.

En förteckning över hittills utgivna SGC-rapporter finns på SGC's hemsida [www.sgc.se](http://www.sgc.se).

Svenskt Gastekniskt Center AB (SGC) är ett samarbetsorgan för företag verksamma inom energigasområdet. Dess främsta uppgift är att samordna och effektivisera intressenternas insatser inom områdena forskning, utveckling och demonstration (FUD). SGC har följande delägare: Svenska Gasföreningen, E.ON Gas Sverige AB, E.ON Sverige AB, Lunds Energi AB, Göteborg Energi AB, och Öresundskraft AB.

Följande parter har gjort det möjligt att genomföra detta utvecklingsprojekt:

Statens Energimyndighet  
Compact Engineering Ltd.  
ECO Ceramics B.V.

SVENSKT GASTEKNISKT CENTER AB



Jörgen Held

## **SAMMANFATTNING**

Inom projektet SGC 03.23 har en prototyp av en brännare i enlighet med projektets målsättning tagits fram. Under projektets löptid har ett flertal material provats för att i syfte att uppnå målsättningen att skapa en brännare med egenskaper utöver vad som eljest förekommer i pappersindustrin. Tillsammans med lösningar för hur gas och luft effektivt blandas så nära förbränningsrummet som möjligt, har en kompakt brännardesign skapats vilket innebär effektivare förbränning och därmed mindre renare emissioner. Designen gör det också möjligt att tillverka mindre torksystem för placering i utrymmen som annars inte kan utnyttjas. Torksystemen kommer därför också att vara kostnadseffektiva att tillverka och köpa.

För på marknaden förekommande gasdrivna torksystem är underhållet en stor kostnad. Detta beror på den miljö som dessa torkar installeras i. Torkarna och dess beståndsdelar utsätts dagligen för stora påfrestningar vilket innebär stort slitage. I projektet har också ingått att skapa en torkutrustning med skydd för det slitage som uppstår genom yttre faktorer som nedsmetning, vattenspolning och mekaniska incidenter. Genom ny design kan underhållet minskas, problem med tändning undvikas och brandrisken elimineras.

Systemet har också en designats för att innehålla ett integrerat återvinningssystem där rökgaser från förbränningen används som ett tillskott till den primära stråleffekten och även för att förvärma förbränningsluften genom värmeväxling. Genom denna design finns det goda skäl att anta att systemets verkningsgrad kan uppnå hög nivå. Dessa funktioner återstår att testa och därför har ett samarbete inletts med två svenska pappersbruk med sikte att under realistiska förhållanden prova kompletta anläggningar av olika storlek.

## **INNEHÅLL**

<b>BAKGRUND OCH MÅLSÄTTNING</b>	<b>1</b>
<b>GENOMFÖRANDE</b>	<b>2</b>
ARBETE AUGUSTI 2005 – DECEMBER 2005	6
ÅTERSTÅENDE RESULTAT ATT NÅ INOM ETAPP 1 I NYTT PROJEKT.	6
<b>SLUTSATS</b>	<b>6</b>

## **BILAGA 1**

## **BAKGRUND OCH MÅLSÄTTNING**

Under de senaste tjugo åren har torkning med el- och gasdrivna strålningsvärmare fått alltmer betydelse för framställning av papper. Infratekniken har inneburit att papperstillverkarna fått möjligheter att öka sin produktion i befintliga maskiner, vilket också har lett till att tekniken använd vid anläggning av nya pappersmaskiner.

Förutom kapacitetsfördelar har tekniken också medfört kvalitetsförbättringar i den färdiga produkten genom att utnyttja teknikens möjligheter till kontroll av papprets fuktprofiler och inverkan på diverse kvalitetsproblem i samband med bestrykningstorkning.

Generellt innebär en installation av en infratork att en stor energimängd, el- eller gas, används vid tillverkningen. Detta skall dock vägas mot de besparingar som sker som komplement till eller ersättning av annan energianvändning samt de kvalitetsförbättringar som uppnås.

Det papper som tillverkas idag ställs under mycket stora kvalitetskrav. Det är också den främsta anledningen till att infratekniken utvecklats till att utgöra ett effektivt redskap för att uppnå dessa krav.

Utvecklingen av nya produkter för att effektivisera tillverkningen av papper sker löpande. Detta ställer i sin tur krav på att infratekniken utvecklas och anpassas. Med några få undantag har detta inte skett. Generellt sett har utvecklingen stagnerat eller omfattat utveckling av diverse kompletteringssystem, vars betydelse inte har konstaterats och heller inte medfört något större intresse från industrin.

Projekt SGC 03.23, Development of gas fired infrared paper dryer, har haft som målsättning att utveckla en ny, effektivare gasbrännare att ingå i ett mer anpassat torksystem för torkning av papper och bestrykningssmet i pappers- och bestrykningsmaskiner. Utvecklingen har koncentrerats kring effektivisering av brännarfunktionen, anpassning till miljön, förbättrad funktionalitet och säkerhet.

Förekommande brännare på marknaden arbetar inom ett temperaturområde vilket genererar otillräcklig effekt och mindre gynnsam våglängd av strålningen för torkning av bestruket papper, vilket är den mest förekommande applikationen för gasinfra inom pappersindustrin. Befintlig teknologi inriktas främst på att uppnå en hög verkningsgrad av förhållandet mellan tillförd energi och strålningsseffekt. Hög total verkningsgrad av tillförd energi i förhållande till verkligt torkresultat, kan nås med jämförelsevis högre brännartemperatur och därmed högre effekt. (Stefan-Boltzmann law).

Följande kriterier har uppställts som målsättning för en tredje generations gasbrännare,

- ✓ Effekt  $\geq 320 \text{ kW/m}^2$
- ✓ Temperatur brännare  $\geq 1150 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ Modulär enhet för plug-in installation
- ✓ Skyddade brännare
- ✓ Återvinning av energi i förbränningsgaser för förvärmning av förbränningsluft

## GENOMFÖRANDE

Utgångspunkt för utvecklingen av en ny brännare har varit ett material som tillverkas av Eco Ceramics BV, Holland. Material är en keramisk produkt som genom en speciell framställning formas till en s.k. "ceramic foam". Enligt uppgift skulle detta material fylla de kriterier som uppställts av projektgruppen. (bild 1).

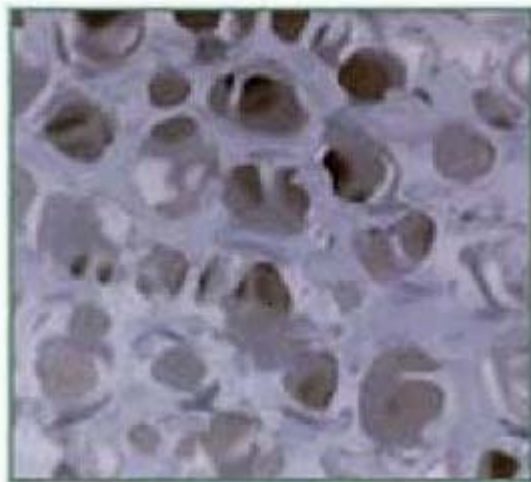


Bild 1. "Ceramic foam".

Vid inledande test tillverkades ett mindre torksystem bestående av tolv brännare vardera 150x150 mm. (bild 2). Avsikten med provet var att under realistiska former mäta effekt vid olika temperaturer och att få en uppfattning om materialets egenskaper.

Provkörning utfördes i Holland hos Eco Ceramic BV. Vid full effekt förbrukades 180 liter bränsle per minut motsvarande 86 kW. Temperaturen uppgick som högst till 1100C, men skillnader kunde konstateras mellan och på brännarnas ytor. Höga temperaturer uppstod också på brännarhusen vilket ledde till expansion i materialet som påverkade de keramiska brännarplattorna, varvid en del av dessa sprack.

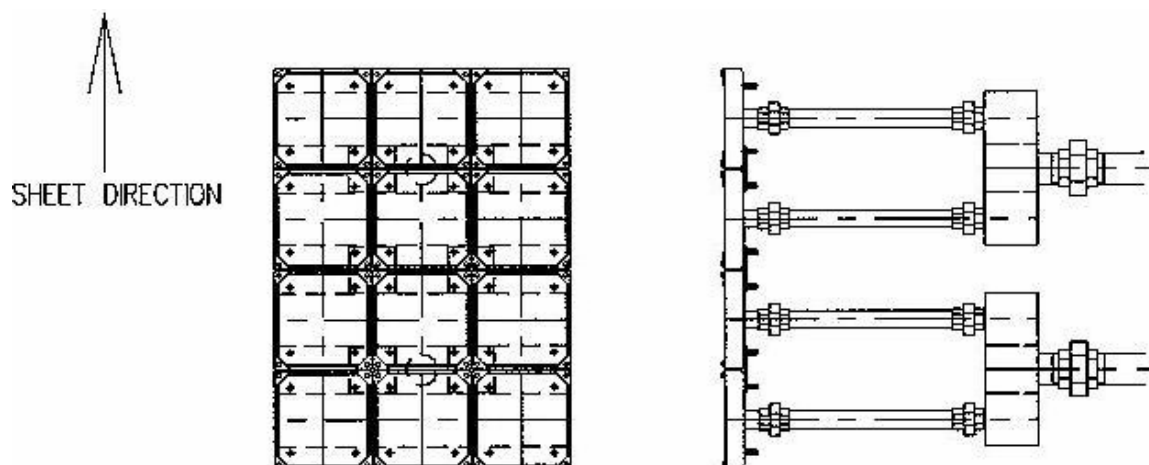


Bild 2. Testsystem.

I enlighet med projektbeskrivningen genomförde därefter LTH ett mer omfattande prov, och en mindre utrustning för detta ändamål tillverkades. Resultaten har presenterats i rapporten i bilaga 1.

Nedan ses en principskiss (bild 3) av hur proven genomfördes. Genom att rikta brännarna mot ett kar fyllt med cirkulerande vatten, uppmättes hur mycket av den emitterade strålningen som upptogs av vattnet. Samtidigt mättes luftflödenas och förbränningsgasens temperaturer, varvid en energibalans fastställdes för de olika flödena in och ut.

Parameters	
Radiation area	0.0773 m <sup>2</sup>
Emissivity	0.85
Water depth	11 cm
Distance to Water	6 cm
Air excess factor	1.2

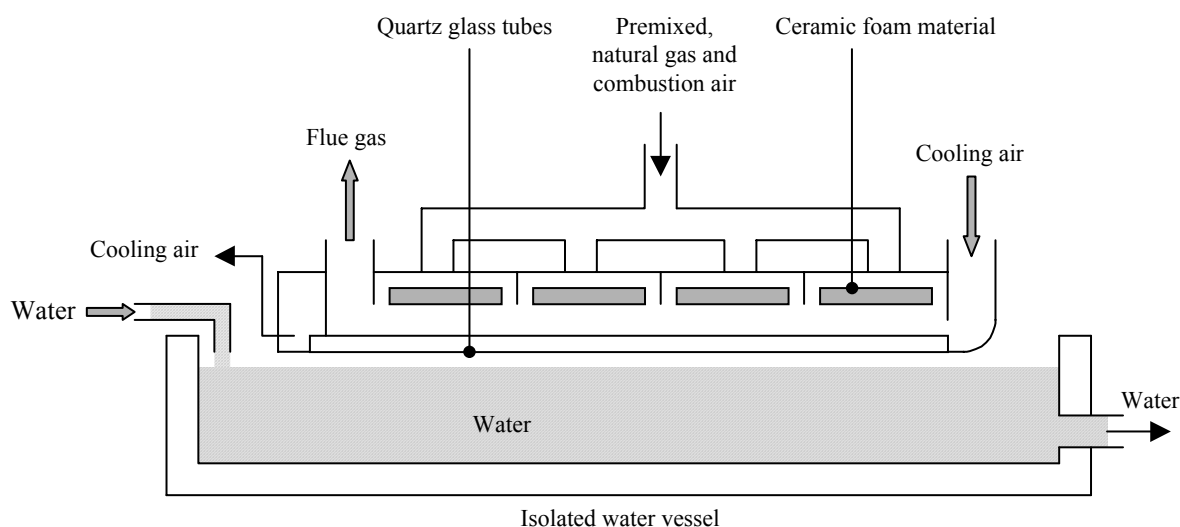


Bild 3. Principskiss över provmetod visande olika energiflöden.

Ett antal testkörningar genomfördes med varierande förutsättningar och den uppmätta verkningsgraden inskränkte sig till mellan 22-26 %. Detta resultat kan inte anses vara godkänt enligt vad som uppställts som målsättning i projektet. Omständigheter för det relativt låga resultatet kan sammanfattas enligt nedan,

- Enligt rekommendation från tillverkaren av brännarna, användes ett luftöverskott av 20 % vid blandning av gas och luft. Detta medförde en väsentlig lägre temperatur vid förbränningen varvid en del av effekten gick förlorad.
- Det förelåg svårigheter att kontrollera flöden av luft för kylning av vissa beståndsdelar i utrustningen vilket medverkade till en osäkerhet i hur resultatet skall bedömas.
- Genom testutrustningens förhållande mellan brännare och omgärdande material uppstår en större förlust till detta material än vad som kan förväntas vid en annan fördelning.
- Utrustningen visade på läckage av luft, både varm och kall som också medverkade till viss osäkerhet i helhetsbedömningen.

Vidare tester av denna konfiguration har dock inte gjorts eftersom det upplevs som om det keramiska materialet har sådana begränsningar att det inte är lämpligt i de sammanhang som projektet riktar sig till. Enligt uppgift från tillverkaren Eco Ceramic BV. Kan man inte förvänta sig en gynnsam vidareutveckling av detta material så att de egenskaper som efterfrågas kan förverkligas inom den nära framtiden.

De negativa konsekvenserna av materialets egenskaper är att det måste innefattas i en stålkonstruktion som behöver kylas och för att detta skall kunna ske måste brännarna placeras med ett avstånd emellan som väsentligen minskar den strålande ytan. Som en följd av att brännarkonstruktionen inte kunnat ändras för att passa till applikationen har samarbetet med Eco Ceramic avslutats och material från andra leverantörer har införskaffats för fortsatta undersökningar och tester.

Det fortsatta utvecklingsarbetet har inriktats på konstruktion av ett nytt brännarhus, vilket har lett fram till en konstruktion där brännarhus och blandare av gas och luft har integrerats i en del. Detta har lett till en mycket kompakt enhet som innebär att själva torksystemet blir enklare och lättare att installera i pappersmaskiner. Montering av brännare och tillhörande "screen" utgör en separat del som enkelt kan bytas ut vid behov. Materialet i brännaren består av en keramisk skiva med ett antal hål i som utmynnars i sfärisk hålighet där den gas som leds in genom hålen förbränns. Den keramiska skivan täcks av en porös metallplatta som värms upp av strålningen från den underliggande keramen och av de förbränningsgaser som alstras.

Genom att ytterskiktet värms upp, sker en återstrålning till den underliggande keramen vars temperatur höjs ytterligare. I de tester som utförts har en redan på marknaden befintlig keramisk skiva använts, men tanken är att låta tillverka en unik skiva med egen design och annorlunda komposition för bästa resultat. Kontakter med en leverantör av detta material har etablerats.



Sedan tidigare har också materialet till den s.k. "screenen" testats. Detta material tål mycket höga temperaturer och har en mycket positiv inverkan på den förbränningsprocess som sker i ytan av det keramiska materialet.

- Materialet har en förmåga att balansera lågorna vid förbränningen i det keramiska materialet. På detta sätt tillåts höga temperaturer vid förbränningen.
- Materialet har en beståndsdel som vid uppvärmning bildar ett skyddande oxidskikt som förlänger livslängden.
- Tillverkaren har gjort tester som visar att materialet absorberar en stor del av energin i förbränningsgaserna, vilket medför att effektiviteten ökar.
- Genom den större absorptionsförmågan sänks också temperaturen av förbränningsgaser vilket medverkar till att den termiska faktorn vid bildandet av emissioner till stor del kan undvikas.

Resultaten vid egna tester har visat på mycket lovande resultat som delvis överträffar den målsättning som initialt uppställdes. Inga utmattningstendenser har kunnat konstateras trots att provkörningarna också innehållit destruktiva moment. (bild 4).



Bild 4. Test av brännare.

## Arbete augusti 2005 – december 2005

- Nya material har tagits fram för brännaren, efter det att de tidigare visat sig varit mindre lämpliga.
- Ny design har tagits fram för en brännare med effektiv integrerad mixer av gas/luft.
- Ny brännare har provkörts med en operativ temperatur av 1235°C vid en effekt av 500/kW/m<sup>2</sup>.
- En ny design av en brännarmodul med inbyggd energiåtervinning.

## Återstående resultat att nå inom etapp 1 i nytt projekt.

- 50% verkningsgrad vid 1235°C och återvinning av energi.
- Optimerings av screen baserad på val av material och utförande
- Bekräftade värden av No<sub>x</sub> emissioner genom användning av mixer och screen.
- Pålitlighet och hållbarhet vid kontinuerlig körning.

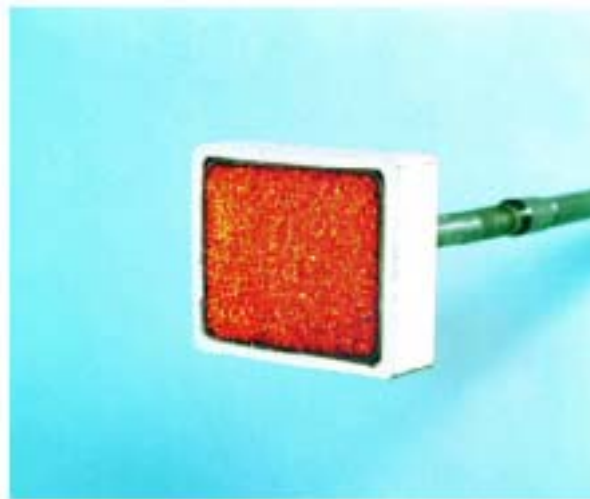
## SLUTSATS

Inom projektet SGC 03.23 har en prototyp av en brännare i enlighet med projektets målsättning tagits fram. Under projektets löptid har ett flertal material provats för att i syfte att uppnå målsättningen att skapa en brännare med egenskaper utöver vad som eljest förekommer i pappersindustrin. Tillsammans med lösningar för hur gas och luft effektivt blandas så nära förbränningsrummet som möjligt, har en kompakt brännardesign skapats vilket innebär effektivare förbränning och därmed mindre renare emissioner. Designen gör det också möjligt att tillverka mindre torksystem för placering i utrymmen som annars inte kan utnyttjas. Torksystemen kommer därför också att vara kostnadseffektiva att tillverka och köpa.

För på marknaden förekommande gasdrivna torksystem är underhållet en stor kostnad. Detta beror på den miljö som dessa torkar installeras i. Torkarna och dess beståndsdelar utsätts dagligen för stora påfrestningar vilket innebär stort slitage. I projektet har också ingått att skapa en torkutrustning med skydd för det slitage som uppstår genom yttre faktorer som nedsmetning, vattenspolning och mekaniska incidenter. Genom ny design kan underhållet minskas, problem med tändning undvikas och brandrisken elimineras.

Systemet har också en designats för att innehålla ett integrerat återvinningssystem där rökgaser från förbränningen används som ett tillskott till den primära stråleffekten och även för att förvärma förbränningsluften genom värmeväxling. Genom denna design finns det goda skäl att anta att systemets verkningsgrad kan uppnå hög nivå. Dessa funktioner återstår att testa och därför har ett samarbete inletts med två svenska pappersbruk med sikte att under realistiska förhållanden prova kompletta anläggningar av olika storlek.

# Evaluation of a Ceramic Foam Infrared Heater



Magnus Palm & Stig Stenström  
Department of Chemical Engineering, Lund University  
P.O. Box 124, 221 00 Lund, Sweden

*Correspondence to Stig Stenström  
Picture copied from [www.ecoceramics.nl](http://www.ecoceramics.nl)*

# Evaluation of a Ceramic Foam Infrared Heater



## Contents

<b><u>INTRODUCTION</u></b>	<b><u>1.</u></b>
<b><u>INFRARED HEATERS</u></b>	<b><u>1.</u></b>
<b><u>MATERIAL &amp; METHOD</u></b>	<b><u>2.</u></b>
EXPERIMENTAL SET-UP	2.
MEASUREMENTS	4.
NATURAL GAS	4.
ENERGY BALANCE	4.
<b><u>RESULTS</u></b>	<b><u>5.</u></b>
THEORETICAL	5.
EXPERIMENTAL	8.
CASE 1	8.
CASE 2	8.
CASE 3	10.
ESTIMATION OF LOSSES	11.
<b><u>CONCLUSION &amp; DISCUSSION</u></b>	<b><u>12.</u></b>
<b><u>NOMENCLATURE</u></b>	<b><u>14.</u></b>
<b><u>REFERENCES</u></b>	<b><u>14.</u></b>

## Introduction

Since the middle of the 80's drying equipment based on infrared (IR) heat radiation has been frequently used for drying of paper, e.g. coatings and cross directional moisture profiling. A debate among constructors and users, concerning for example the efficiency and performance, has lead to an extensive research of the infrared dryers from the middle of the 80's.

The overall objective of this project is to develop a new gas infrared heater for pulp and paper drying applications. A new radiation material, ceramic foam, has been developed by Eco Ceramics and has been mounted on the heater evaluated in this project. The advantage with this new material is the possibility to heat it up to 1150 °C [1]. Increased radiation temperature is an advantage due to a more suitable wavelength distribution and a considerable higher radiation power.

In this work the efficiency for a new developed infrared heater with a ceramic foam material is determined from an energy balance using measured temperatures and flow rates of water and air. The industrial application of this type of heater is for paper drying. Because of that, quartz tubes was placed in front of the emitting surface. A theoretical calculation on the infrared heater was done to compare the experimental and theoretical performance.

## Infrared heaters

Infrared radiation (wavelength, 0.76 - 1000  $\mu\text{m}$ ) is, of all electromagnetic radiation, the one that has the possibility to supply high heat fluxes to an absorbing object. IR heaters are designed to have surfaces of high temperatures that emit radiation to a load. Such heaters can be divided into various groups in terms of their mode of heating and their operating temperature. Burning of a gas, e.g. natural gas or propane, close to a surface or by the use of electrical resistors or filaments is today used to heat an emitting surface. IR heaters are therefore classified as being either gas-fired or electrical.

The temperature of the emitting surface determines the spectral distribution of the energy emitted. Infrared heaters can be divided in three groups depending on emitted wavelength and surface temperature. If the radiation temperature is below 700 K the emitted wavelength is 4 - 1000  $\mu\text{m}$ , which is in the far infrared wavelength region. If the temperature is in the range of 750 - 1000 K, the heater is referred to as a medium wave IR heater (2 - 4  $\mu\text{m}$ ). If the temperature is well above 1500 K, the heater is termed a short wave IR heater (0,76 - 2  $\mu\text{m}$ ). Gas-fired heaters emit far and medium wave IR radiation. Electrical IR heaters of all three types are available.

For an industrial drying application the spectral distribution of a heater must be considered to ensure the performance and efficiency of the drying. The overall efficiency is important for the energy use. Studies have been done to determine the efficiency of IR heaters. If a comparison of efficiencies given in the literature is done, it is important to know e.g. the type of heater, the experimental procedure, if lower or higher heating value of the gas is used and the definitions. Otherwise a correct and valid comparison can not be done. Speyer et al. and Yetman used pyrometers to measure the output radiation of gas-fired and electrical heaters. The efficiencies were in the range of 24 - 30 % and 16 - 44 %, respectively [2, 3]. Bédard used a number of parameters and quantities measured, e.g. moving radiant heat flux sensors, to determine the efficiencies of commercial heaters, both gas-fired and electrical. The maximum efficiencies reported were 45 - 46 % for two different ceramic fibre burners. The efficiency for a ceramic foam burner was 39 % [4].

## Material & Method

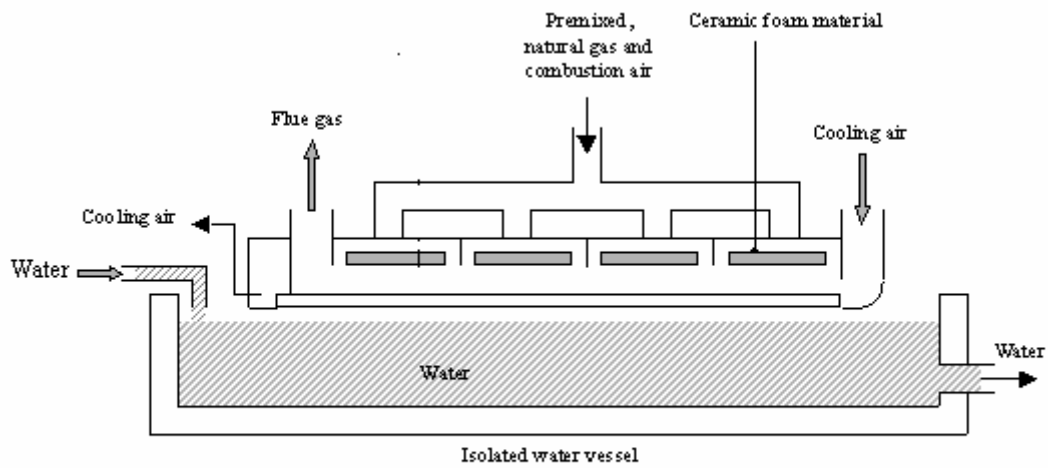
### *Experimental set-up*

Figure 1 shows a schematic illustration of the gas-IR heater and experimental set-up. Appendix 1 gives a more detailed construction drawing and pictures of the infrared heater. Two companies have developed the infrared heater. Eco Ceramics BV (Velsen Noord, The Netherlands) developed the ceramic foam radiator material. The four radiation surfaces are ceramic foam plates with the dimension 139 x 139 mm, mounted in separate stainless steel cases (150 x 150 mm). The total area of the four radiation surfaces is 0.0773 m<sup>2</sup> and the emissivity was 0.85 [1]. Compact Engineering Ltd. (Thirsk, England) mounted the radiator material on the infrared heater. The total length, width and height of the IR unit were approximate 830 x 200 x 200 mm. To minimise radiation losses due to heating of the steel encasement, the end dams and walls of the heater were covered with ceramic plates. A control unit controlled the IR-heater, e.g. flame control and gas flow. The capacity could be controlled in the range of 13.3 to 28.7 kW, representing a natural gas flow of 1.2 to 2.6 m<sup>3</sup>/h. The inlet pressure of the natural gas was 19 to 20 mbar. A pre-mixer supplied the right amount of natural gas and combustion air to the burner. The excess air ratio was pre-set by the manufacturer to 1.2 [1].

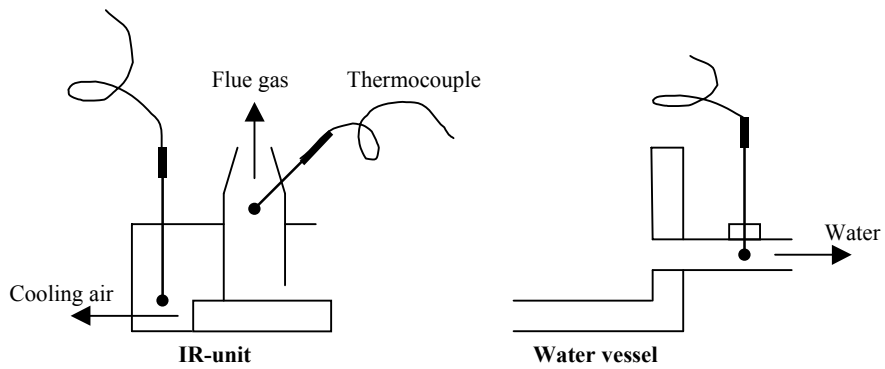
A vessel, painted black, with flowing water was placed below the heater. The water absorbs the radiation and the increased water temperature was measured. Convection flow and a stirrer mixed the flowing water. The surface of the water was 6 cm from the heater. The water flow was simply measured using a graded vessel and a stopwatch. The in and out stream could be adjusted to secure a constant water depth and flow. It was desired to minimise the heating of the water to eliminate any considerable evaporation, because the amount of evaporated water could not be determined.

Figure 2 and Appendix 1, show the positions of the thermocouples used for measuring the flue gas, outgoing cooling air and water temperatures. Type K thermocouple was used to measure the higher temperature in the flue gases. All other temperatures were measured using type T thermocouple. All streams going in to the IR unit were monitored only a few times during a test session, due to the small variations.

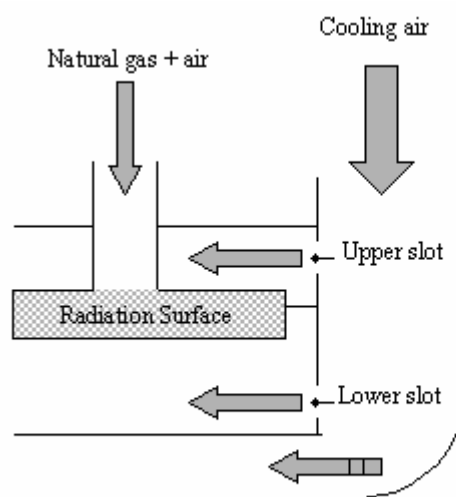
The cooling air supplied to the IR unit could be divided into three flows. Two small slots in the inner wall distributed the air. (see Figure 3). The upper slot, approximately 0.5 mm thick, distributed cooling air to the backside of the 4 radiation surfaces. The lower slot, approximately 2 mm thick, supplied air to the combustion chamber/area below the radiation surfaces, diluting and lowering the flue gas and its temperature. The dynamic pressure was measured with a Pitot tube and used to calculate the total cooling airflow.



**Figure 1.** Schematic illustration of the IR system.



**Figure 2.** Placing of thermocouples.



**Figure 3.** The distribution of the cooling air.

## Measurements

Measurements of a number of temperatures and flows were performed. Table 1 shows the parameters used or measured and the assignments. The flow of combustion air and of flue gas was theoretical calculated using natural gas flow and the air excess factor

Table 2 shows the default parameters, and if no comments are written in the text, the values of these parameters are used in the calculations, both theoretical and experimental.

**Table 1. Nomenclature of parameters measured.**

Natural gas (G)		Combustion air (C)	
$V_G$	Flow (m <sup>3</sup> /s)	$T_{A1}$	Temperature in (°C)
$T_{G1}$	Temperature in (°C)	$V_C$	Flow (m <sup>3</sup> /s)
		Air excess factor	m=1.2
Water (W)		Cooling air (A)	
$V_W$	Flow (m <sup>3</sup> /h)	$V_A$	Flow (m <sup>3</sup> /h)
$T_{W1}$	Temperature in (°C)	$T_{A1}$	Temperature in (°C)
$T_{W2}$	Temperature out (°C)	$T_{A2}$	Temperature out (°C)
Flue gas (F)			
$T_F$	Temperature out (°C)		
$V_F$	Flow (m <sup>3</sup> /s)		

## Natural gas

The composition and combustion energy value of the natural gas are continuously updated on the gas supplier's home page [5]. Table 3 shows the composition of the natural gas as percent of total volume or moles. The main constituents are methane (88%) and ethane (6.4%). The lower heat of combustion was 39.8 MJ/Nm<sup>3</sup>, which was used in the calculations.

## Energy balance

A general energy balance over the whole system can be written as the equation below.

$$In + Formed = Out + Losses$$

For the total system, including the flowing water, the energy balance is (following the notations in Table 1)

$$Q_G + Q_{combustion} + Q_C + Q_{A1} + Q_{W1} = Q_F + Q_{A2} + Q_{W2} + Losses \quad (J/s)$$

Temperatures and flows, given in Table 1, were used to solve the energy balance. As experimental research has some errors, a satisfying result is a difference less than 10 % between in and out energies.

The specific heat capacity of each component was calculated as shown below.

$$C_p = a + b T + c T^2 + d T^3 \quad (J m^{-3} K^{-1})$$



The constants  $a$ ,  $b$ ,  $c$  and  $d$  are specific for each compound and found in the literature [6]. Integration of the heat capacity polynomial, as shown below, gives the enthalpy at the specified temperature,  $T$ . The reference temperature ( $T_{ref}$ ) in the energy balances was 25 °C.

$$H = \int_{T_{ref}}^T C_p (T) dt \quad (J/m^3)$$

In this report, the efficiency is the ratio between the energy power absorbed in water and the natural gas power, i.e.

$$\eta = \frac{(Q_{W2} - Q_{W1})}{Q_{combustion}}$$

**Table 2.** Default parameters.

Default parameters	
Radiation area	0.0773 m <sup>2</sup>
Emissivity	0.85
Water depth	11 cm
Distance, Front - Water	6 cm
Air excess factor	1.2

**Table 3.** Composition of natural gas (March 2004).

Component	Composition
Methane	88.2%
Ethane	6.4%
Propane	2.7%
Butane	1.0%
Pentane	0.2%
Hexane	0.1%
Nitrogen	0.3%
Carbon dioxide	1.2%
Lower heat of combustion	39,76 MJ/Nm <sup>3</sup>

## Results

### Theoretical

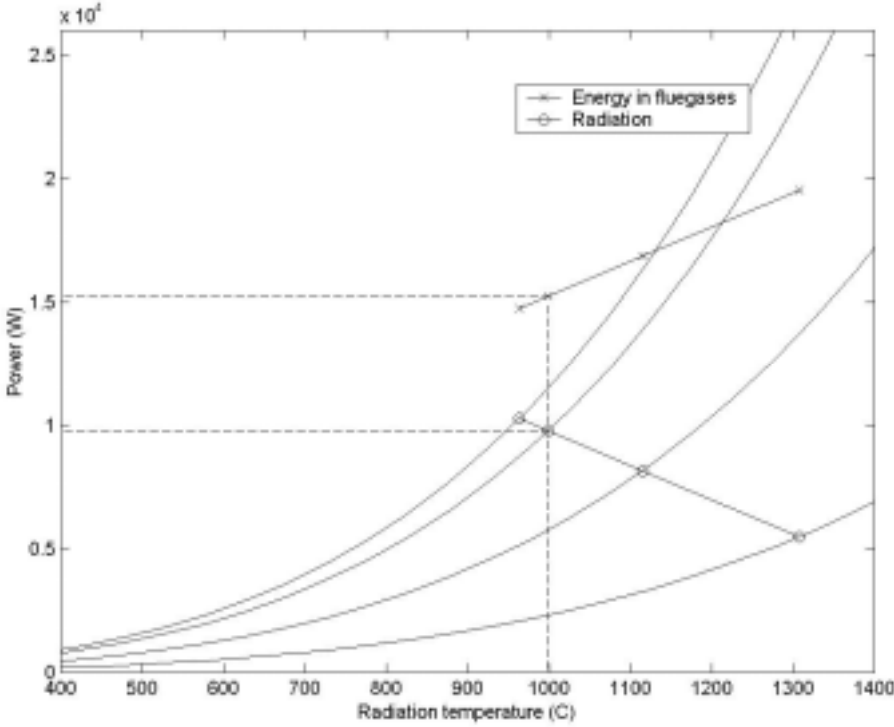
Energy balances were solved on a theoretical basis to calculate the temperatures of the adiabatic combustion, flue gas and radiation surfaces. No losses and an equal temperature of the radiation surface and flue gases were assumed in the simulations. The cooling air was not included

The adiabatic flame temperatures of the natural gas burnt were 2240 °C (without air excess) and 1750 °C (with air excess factor 1.2) following an energy balance calculation, with the lower heat of combustion, 39.8 MJ/Nm<sup>3</sup> natural gas, and inlet temperatures of combustion gas and natural gas to be 25 °C.

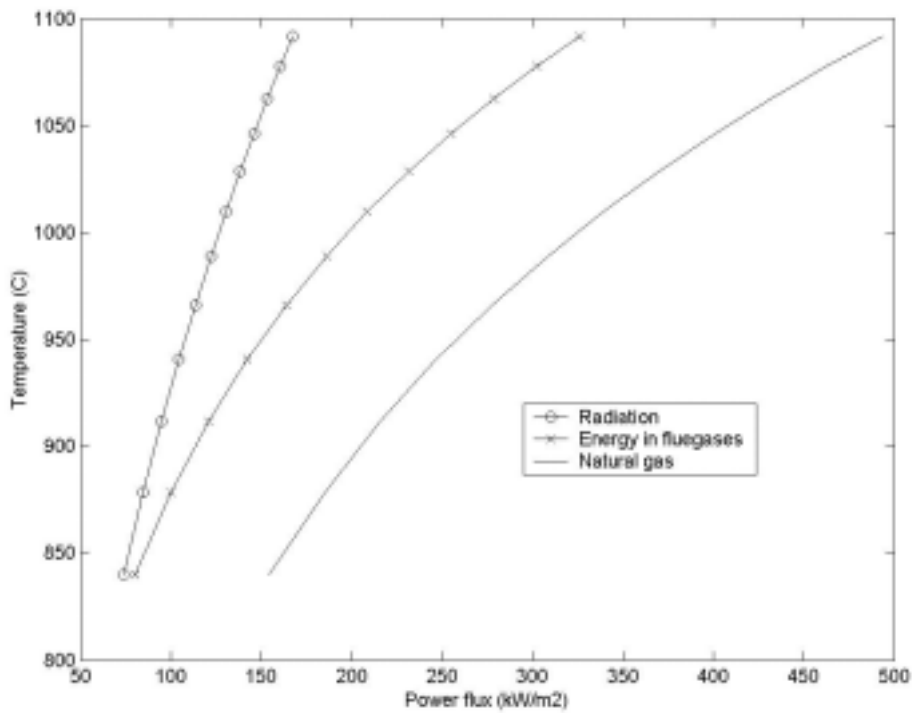
Using the same approach, the theoretical radiation temperature and temperature of outgoing flue gas can be determined. If the power input of natural gas was 25 kW, the radiation temperature was 1000 °C (air excess factor 1.2). In reality the effective radiation surface area is larger than 0.0773 m<sup>3</sup>, due to the also heated steel encasement and ceramic plates.

The temperatures of the radiation and outgoing flue gases are dependent on the emissivity of the radiation surface. Decreasing emissivity results in a higher radiation temperature, as less energy in the adiabatic flue gases are transformed to radiation. Diagram 1 shows the equilibrium radiation temperature, radiation and flue gas power as a function of the emissivity, after solving an energy balance. For example at equilibrium temperature 1000 °C the radiation power is 9.6 kW and the flue gas power is 15.4 kW, which represent 38 % and 62 % of the gas input, respectively.

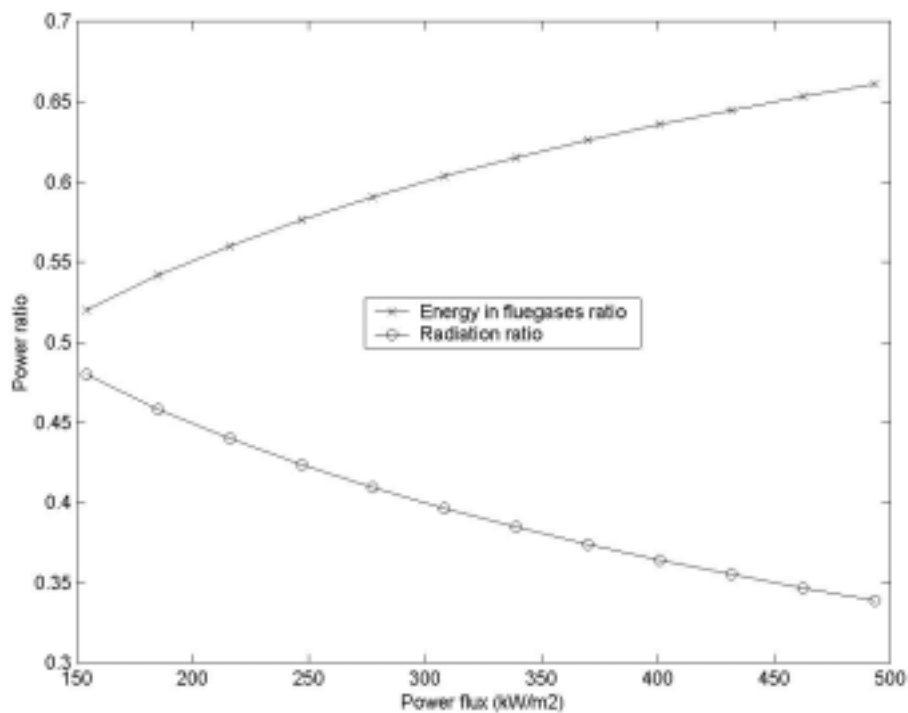
It is interesting to know the temperature for varying natural gas flow. A decreasing flow of natural gas will decrease the equilibrium temperature, if a constant area is heated. Diagram 2 shows the radiation and flue gas power as a function of temperature. The sum of the both powers is the natural gas power.



**Diagram 1.** The power output, radiation and flue gas at different emissivity as a function of emissivity and equilibrium temperature. The natural gas power input is 25 kW. The circles and the crosses represent the radiation and flue gas power, respectively. The emissivity is 1.0, 0.85, 0.5 and 0.2, respectively.



**Diagram 2.** Flue gas and radiation power fluxes as a function of temperature.



**Diagram 3.** Ratio between radiation/gas power and flue gas/gas power.

Diagram 3 shows the distribution between radiation and flue gas at given power fluxes. It can be seen that the radiation power is decreasing as the power flux increases. Increasing the natural gas flow, the flue gas power fraction is increased.

## Experimental

### Case 1

The parameter,  $Z$ , is the ratio between the amount of cooling air following the flue gases and the total amount of cooling air supplied. In this case all slots, the upper and the lower, were open. In this configuration  $Z$  was measured to be 0.26. Table 4 shows the measured temperatures and flows for Case 1. The highest efficiency for Case 1 was 25% at the total gas power of 17.3 - 19.3 kW. The meaning of the efficiency is that 25% of the combustion heat of the natural gas are absorbed in the water by radiation. In Case 1, some flue gases was leaking out between the ceramic wall, which may contribute to heating the water and increasing the calculated efficiency.

**Table 4.** Case 1, Experimental results.  $Z = 0.26$ .

<b>Natural gas</b>									
Capacity	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Flow (m <sup>3</sup> /h)	1.26	1.57	1.75	2.06	2.26	2.465	2.605	2.615	2.603

<b>Powers</b>									
Total (kW)	13.9	17.3	19.3	22.7	24.9	27.2	28.7	28.9	28.7
Flux (kW/m <sup>2</sup> )	180	224	250	294	323	352	372	373	372
Flux in water (kw/m <sup>2</sup> )	41.6	55.9	61.3	63.4	75.0	79.7	87.2	85.2	85.9
Efficiency	0.23	0.25	0.25	0.22	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23

<b>Flue gas (combustion gas &amp; cooling air)</b>									
Temperature	352	403	434	491	529	556	572	574	575

<b>Water</b>									
T <sub>increase</sub>	6.1	8.2	9.0	9.3	11.0	11.7	12.8	12.5	12.6
Flow (kg/h)	453	453	453	453	453	453	453	453	453
Energy uptake (kW)	3.21	4.31	4.73	4.89	5.79	6.15	6.73	6.57	6.63

<b>Cooling air</b>									
T <sub>increase</sub>	51.6	55.3	60	60	62	62	64	67	69
Total flow (m <sup>3</sup> /h)	139	139	139	139	139	139	139	139	139
Energy uptake (kW) <sup>1)</sup>	6.10	7.08	7.76	9.58	8.94	9.39	9.69	9.82	9.92

<b>Ratio</b>									
H <sub>in</sub> /H <sub>out</sub>	1.053	1.044	1.043	1.043	1.047	1.053	1.046	1.048	1.040

<sup>1)</sup> Total uptake, including energies in air following flue gas and that passing through the quartz tubes.

### Case 2

In Case 2 the lower slot was blocked so that the cooling air should be distributed to the backside of the radiation surfaces. A comparison with Case 1, the outlet cooling air temperature was lower. The temperature of the flue gas did increase as less amount of air was entering the combustion chamber. In this configuration the amount of cooling air following the flue gas was initially assumed to be zero. But as the calculations following the measurements showed a big difference between in and out energies, the ratio  $Z$ , was investigated. Measurements showed that still some air was mixed with the combustion gases. The  $Z$  ratio was measured to be 0.30, approximately.

Table 5 shows the results of the measurements for Case 2. These measurements were done at two separate occasions. Between these occasions the front were removed to improve isolation and to prevent leakage of cooling air. At the second occasion, the leaking of flue gas between the ceramic wall and the front was sealed. The cooling airflow was measured to be 96 m<sup>3</sup>/h. Compared to Case 1 this is a lower flow. The pressure drop is affected by the way the cooling air flows, so the change in airflow is reasonable.

**Table 5. Case 2, Experimental results.  $Z = 0.3$ .**

<b>Natural gas</b>	<b>Occasion 1</b>				<b>Occasion 2</b>			
Capacity	2	3	4		3	4	5	6
Flow (m <sup>3</sup> /h)	1.21	1.56	1.75		1.45	1.64	1.97	2.16

<b>Powers</b>								
Total (kW)	13.4	17.3	19.4		16.0	18.1	21.7	23.8
Flux (kW/m <sup>2</sup> )	173	223	251		208	235	281	309
Flux in water (kw/m <sup>2</sup> )	45.0	57.3	64.7		45.7	52.5	60.7	68.2
Efficiency	0.26	0.26	0.26		0.22	0.22	0.22	0.22

<b>Flue gas (combustion gas &amp; cooling air)</b>								
Temperature	404	454	490		514	551	609	636

<b>Water</b>								
T <sub>increase</sub>	6.6	8.4	9.5		6.7	7.7	8.9	10.0
Flow (kg/h)	454	454	454		454	454	454	454
Energy uptake (kW)	3.48	4.43	5.01		3.53	4.06	4.69	5.27

<b>Cooling air</b>								
T <sub>increase</sub>	32	36	43		50.5	56.1	61.1	65.9
Total flow (m <sup>3</sup> /h)	96.15	96.15	96.15		96.15	96.14	96.15	96.15
Energy uptake (kW) <sup>1)</sup>	4.73	5.37	5.92		6.36	6.89	7.65	8.06

<b>Ratio</b>								
H <sub>in</sub> /H <sub>out</sub>	1.069	1.093	1.083		1.028	1.024	1.029	1.026

<sup>1)</sup> Total uptake, including energies in air following flue gas and that passing through the quartz tubes.

The flue gas temperature for the both occasions were higher than measured in Case 1. The ratio Z was set to be 0.3. This is higher than in case 1, but as the amount of cooling air is lower, the higher flue gas temperature is not surprising.

In Case 2 the highest efficiency was 26%, measured at the first occasion. The flue gas temperature was 404 - 490 °C and the natural gas power input was 13.4 - 17.3 kW. It is reasonable to believe that the amount of air diluting the flue gases at the first occasion was higher than at the second, due to the lower flue gas temperature at the first occasion.

As can be seen in Table 5, there are differences in cooling air and flue gas temperatures between the two occasions. The only explanation is that the cooling air was distributed differently between the two occasions.

### Case 3

In this case, the total cooling airflow was decreased to investigate its affect on efficiency, with out any slots blocked. Before the cooling air was reduced three test runs (marked with a superscript 1 in Table 6) were performed to check the performance of the IR heater. A lower flue gas temperature than measured in Case 2 was expected as none of the slots were blocked, allowing more cooling air into the flue gases. Despite of that the measured flue gas temperatures at capacities 2 and 3 were 439 °C and 517 °C, which is surprisingly much higher than Case 1, in which the flue gas temperatures were 352 °C and 403 °C at the same capacities. The difference in cooling airflow does not explain the huge difference which is as much as 100 °C, approximately.

Mounting and dismounting of the burner required spare insulation material. At the separate cases and occasions the "old" insulation was replaced. The insulation material, used in Case 2 and most of the measurements in Case 3, was not exactly the same as the original. The measurements at capacity 4 (Table 6) was performed with the original kind of insulation material also used in Case 1. The flue gas temperature, measured at capacity 4, was 477 °C. In Case 1 the measured flue gas temperature was 434 °C. The difference is then roughly 40 °C. This difference is more tolerable and can maybe be explained with the difference in cooling airflow and measurement errors.

The efficiency was increased when the cooling airflow was reduced (Table 6). By reducing the airflow 40%, the efficiency increased from 19 to 24% at capacity 4. At capacity 2 and 3 the increases of efficiency were 1 and 2%, respectively.

**Table 6. Case 3, Experimental results.  $Z = 0.28 - 0.34$ .**

<b>Natural gas</b>										
Capacity	2 <sup>1)</sup>	3		3 <sup>1)</sup>	3	3		4 <sup>1)</sup>	4	4
Flow (m <sup>3</sup> /h)	1.14	1.16		1.46	1.50	1.51		1.64	1.66	1.71
<b>Powers</b>										
Total (kW)	12.6	12.8		16.1	16.6	16.7		18.1	18.4	18.8
Flux (kW/m <sup>2</sup> )	163	166		209	215	216		234	238	243
Flux in water (kw/m <sup>2</sup> )	34.1	36.1		42.9	47.0	49.1		43.6	47.7	57.9
Efficiency	0.21	0.22		0.21	0.22	0.23		0.19	0.20	0.24
<b>Flue gas (combustion gas &amp; cooling air)</b>										
Temperature	439	485		517	558	609		477	514	613
<b>Water</b>										
T <sub>increase</sub>	5.0	5.3		6.3	6.9	7.2		6.4	7.0	8.5
Flow (kg/h)	454	454		454	454	454		454	454	454
Energy uptake (kW)	2.64	2.79		3.32	3.64	3.79		3.37	3.69	4.48
<b>Cooling air</b>										
T <sub>increase</sub>	68.4	72.7		76.3	81.9	87.1		101.4	113.1	141.8
Total flow (m <sup>3</sup> /h)	96.15	82.00		96.15	84.00	65.47		117	96.15	68.6
Energy uptake (kW) <sup>2)</sup>	5.96	5.60		7.00	6.47	6.12		8.51	7.60	6.65
<b>Ratio</b>										
H <sub>in</sub> /H <sub>out</sub>	1.008	1.011		1.011	1.003	1.009		1.012	1.029	1.011

<sup>1)</sup> Test runs.

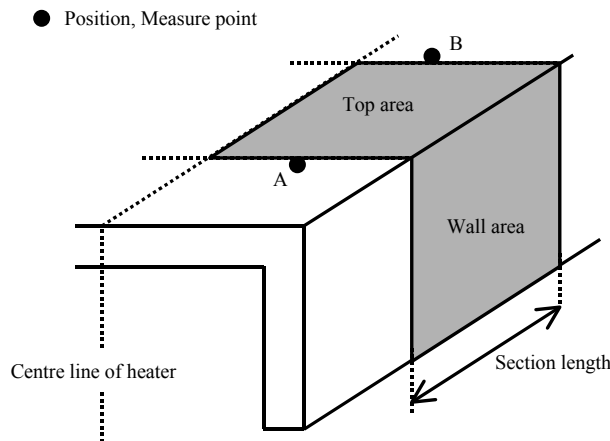
<sup>2)</sup> Total uptake, including energies in air following flue gas.

### Estimation of losses

The steel encasement loses some of its heat to the surroundings by radiation and convection. Using equation,

$$Q_{\text{surrounding}} = A \epsilon \sigma (T^4 - T_{\text{surrounding}}^4) + A h (T - T_{\text{surrounding}})$$

the power loss (W) can be calculated when the steel temperature and the surrounding temperature is known. The surface temperature on the steel encasement was measured at different positions located on the both sides of the heater (see also Appendix 2). The radiation from section A - B to the surrounding (see Figure 4) could be calculated using the total section area (A) and the mean temperature (T) of that section.



**Figure 4.** The Calculation of surface area for estimation of the surface radiation of steel encasement.

Table 7 shows an estimation of the heat losses from the steel encasement to the surroundings when the heater was set at Capacity 3. The temperatures on the Edge 0 (zero) and Edge k, were set to be the temperatures of the cooling air at the inlet and outlet sides, respectively. The surrounding temperature was set to 20 °C and the emissivity was presumed to be 0.90 (dull oxidised steel surface) [7]. The heat transfer coefficient was estimated to 10 W/(m<sup>2</sup> °C). Using the equation above, the losses to the surrounding was calculated. As Table 7 shows, the radiation and convection losses are estimated to be 244 W total, which compared to the natural gas power is very low. At capacity 3 the natural gas power is approximately 16.8 kW.

**Table 7.** Estimation of the radiation and convection losses ( $W$ ) from the steel encasement to the surroundings. The surface temperatures were measured using a laser instrument.

Position	Section area (mm <sup>2</sup> )	Temperature (C)	T <sub>mean, section</sub> (C)	Q <sub>radiation</sub> (W)	Q <sub>convection</sub> (W)
<b>Edge, 0</b>	0	23	-	-	-
<b>1</b>	7524	26	24.5	0.18	0.34
<b>2</b>	16059	50	38	1.64	2.89
<b>3</b>	15251	78	64	4.32	6.71
<b>4</b>	15251	115	96.5	8.79	11.67
<b>5</b>	15251	170	143	17.5	18.7
<b>6</b>	11110	150	160	15.8	15.6
<b>Edge, k</b>	4242	80	115	3.32	4.03
<b>Edge, k</b>	0	80	-	-	-
<b>7</b>	4242	152	116	3.37	4.07
<b>8</b>	11110	255	204	25.1	20.4
<b>9</b>	15251	100	178	26.4	24.0
<b>10</b>	15251	68	84	6.93	9.76
<b>11</b>	15251	40	54	3.18	5.19
<b>12</b>	16059	29	35	1.30	2.33
<b>Edge, 13</b>	3636	23	26	0.12	0.22
			<b>Total:</b>	<b>118</b>	<b>126</b>

Solving the energy balance,

$$\begin{matrix} In \\ H_G + H_C + H_{A1} + H_{W1} \end{matrix} = \begin{matrix} Out \\ H_F + H_{A2} + H_{W2} \end{matrix}$$

the ratio between energy in and out was 1.01 - 1.09 for all measurements. A ratio higher than 1 means that less energy is going out from than into the system. The loss of energy, e.g. radiation from encasement, was not estimated for each run. If all measurable losses would be considered, the outgoing energy would increase, decreasing the ratio of energies in and out.

## Conclusion & Discussion

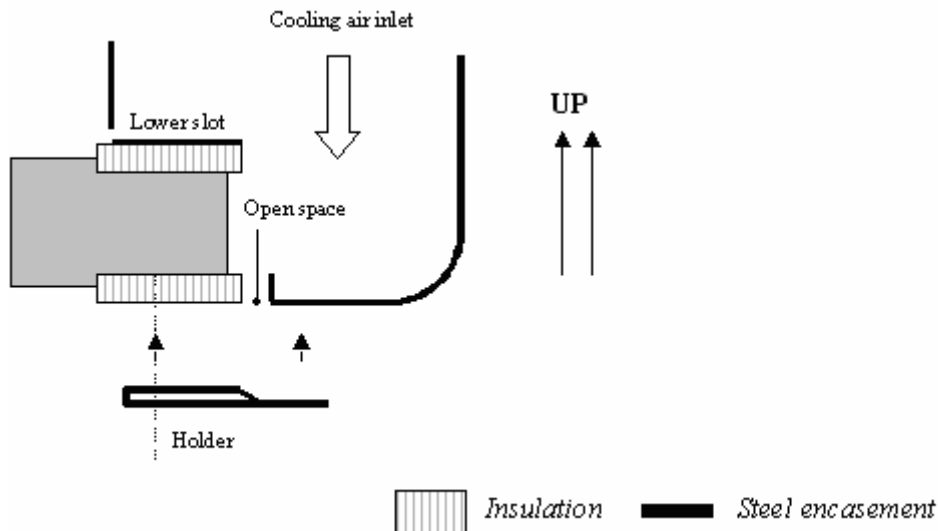
For the overall measurements, the efficiencies were determined to be from 21 to 26%. The highest efficiency 26% was measured at the natural gas powers 13.4 - 19.4 kW. Although uncertainties about the amount of cooling air following the flue gases existed, this does not affect the measured energy uptake in the water. It was shown that reducing the airflow did increase the efficiency. The highest increase of efficiency noticed was from 19% to 24%, when the cooling air flow was reduced from 117 to 69 m<sup>3</sup>/h.

The theoretical efficiencies were from 47% down to 37% at the power fluxes 172 to 371 kW/m<sup>2</sup> (natural gas power, 13.3 to 28.7 kW). The maximum efficiency measured was 26%, which is lower than calculated in the simulations. The simplifications, e.g. no losses and an equal temperature of the radiation surface and flue gases, assumed in the simulations do not exist for the true experiments. The efficiency would decrease if losses and a radiation surface temperature lower than the flue gases are considered in the simulation.

For all measurements the ratio between in and out energy fluxes was 1.01 - 1.09. The radiation and convection losses from the heated steel encasement were estimated to be 244 W, which was 1.5% of a natural gas power of 16.8 kW. If the losses were included in the energy balance this would decrease the ratio between in and out energy fluxes.



The distribution of cooling air was suspected to not only depend on the slots, but also how the burner was mounted together with the insulation (to prevent leaking). The burners were mounted on the IR heater with a holder and insulation. The insulation was placed above and below the burners, and then fastened with the holder (see Figure 5). The space between was maybe not insulated enough, allowing some of the cooling air to leak into the combustion area or to the surrounding from below. A leakage of cooling air from the open space, shown in Figure 5, was with insulation easier to seal and prevent.



**Figure 5.** Illustration showing the cooling air inlet side of the heater and the placing of burner and insulation.

At the beginning of this work the measured temperature of the outgoing cooling air was fluctuating and the difference could be up to 20 °C when monitoring the temperature. In these measurements a mean value was used in the calculations. The latter measurements showed very small changes in the outgoing cooling air temperature. This occurrence could maybe also be explained by the distribution of the cooling air.

The heater was not run at capacities and configurations resulting in a higher flue gas temperature than 620 °C, approximately. A concern about overheating the IR heater was stated. If the stainless steel holder of the element becomes too hot it will deform. A deformation of the steel holder could occur if the temperature gradient between the front and backside of the steel encasement, holding the radiation plate, is too great, resulting in high stresses on the ceramic foam plaque. The concern at the beginning of this project was maybe not justified. A temperature of 160 °C on the top of the steel encasement was measured. Then the temperature difference between flue gas (front side) and backside is not so high as when the temperature on the backside was approximately 20 °C, as assumed when performing the measurements in this report. The conclusion is that perhaps it is possible to burn at higher capacities with reduced airflow, without risking high stresses.

## Nomenclature

A	$m^2$	Area
$C_p$	$J/(m^3 K)$	Heat capacity
h	$W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$	Heat transfer coefficient
H	$J/m^3$	Enthalpy
Q	J/s	Power energy
T	$^\circ C, K$	Temperature
V	$m^3/s$	Flow
Z	$m^3/m^3$ total	Ratio between the amount of cooling air following the flue gases and the total amount of cooling air supplied
$\varepsilon$	-	Emissivity
$\eta$	-	Efficiency
$\sigma$	$W/(m^2 K^4)$	Stefan-Boltzmann's constant, $5.67 \cdot 10^{-8}$

## Subscripts

Combustion	-	Lower heat of combustion
G	-	Natural gas
W	-	Water in vessel
A	-	Air
F	-	Flue gas
1	-	In
2	-	Out

## References

1. Goverse, H., Groenemans, H., Eco Ceramics BV, Velsen Noord, The Netherlands, 2004.
2. Speyer, R. F., Lin, W.-Y., Agarwal, G., Performance evaluation of porous radiant gas burners, *Experimental Heat Transfer*, 8, 73-95, 1995.
3. Yetman, Michael E., Evaluation of infrared generators, International Gas Research conference 1992, Orlando, 457-463, 1992
4. Bédard, N., Laboratory testing of radiant gas burner and electric infrared emitters, *Experimental Heat Transfer*, 11, 255-279, 1998.
5. Gastra A/S, Homepage, [www.gastra.dk](http://www.gastra.dk), Birkerød, Denmark, 2004.
6. Reid, Prausnitz, Poling, *The Properties of Gases and Liquids*, McGraw-Hill Book Company, 4th Ed., Singapore, 1988.
7. Mörstedt, S. E., Hellsten, G., *Data och Diagram, Energi- och Kemitekniska Tabeller*, Almqvist & Wiksell Förlag, Stockholm, Sweden.



Scheelegatan 3, 212 28 Malmö • Tel 040-680 07 60 • Fax 040-680 07 69  
[www.sgc.se](http://www.sgc.se) • [info@sgc.se](mailto:info@sgc.se)

---

---