
Rapport SGC 070

**UTVÄRDERING AV NATURGAS-
FÖRBRÄNNING I PORÖSA BÄDDAR**

**Henric Larsson
Lunds Tekniska Högskola**

Mars 1996



Rapport SGC 070
ISSN 1102-7371
ISRN SGC-R--70--SE

Rapport SGC 070

UTVÄRDERING AV NATURGAS- FÖRBRÄNNING I PORÖSA BÄDDAR

Henric Larsson
Lunds Tekniska Högskola

Mars 1996

Rapport SGC 070
ISSN 1102-7371
ISRN SGC-R--70--SE

Rapport SGC 070

UTVÄRDERING AV NATURGAS- FÖRBRÄNNING I PORÖSA BÄDDAR

Henric Larsson
Lunds Tekniska Högskola

Mars 1996

SGC:s FÖRORD

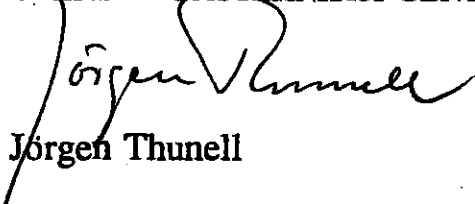
FUD-projekt inom Svenskt Gastekniskt Center AB avrapporteras normalt i rapporter som är fritt tillgängliga för envar intresserad.

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 i slutet på denna rapport.

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, Sydgas AB, Sydkraft AB, Göteborg Energi AB, Lunds Energi AB och Helsingborg Energi AB.

SVENSKT GASTEKNISKT CENTER AB



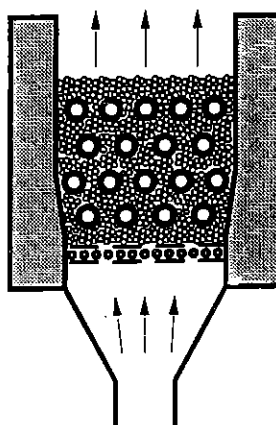
Jörgen Thunell

Examensarbete
Kemisk Apparatteknik
Lunds Tekniska Högskola

LUTKDH/(TKKA-5002)/1-49/(1996)

Utvärdering av naturgasförbränning i porösa bäddar

Henric Larsson



Lund mars 1996

Handledare:
Stig Stenström

Dokumentutgivare
Kemisk Apparatteknik, LTH
Handläggare
Stig Stenström
Författare
Henric Larsson

Dokumentnamn
Report TKKA
Utgivningsdatum
March 1996

Dokumentbeteckning
LUTKDH/(TKKA-5002)
/1-49/(1996)
Ärendebeteckning

Dokumenttitel och undertitel

Utvärdering av naturgasförbränning i porösa bäddar
Evaluation of natural gas combustion in porous beds

Referat (sammandrag)

Natural gas combustion in porous materials is a novel and promising technique. In porous materials the combustion is stabilised in and on the porous material. The stabilisation permits embedding of heat-exchange tubes in a packed bed made of ceramic particles. The ceramic particles are based on e.g. Al_2O_3 or SiC . The heat-exchange tubes lowers the temperature in the bed and therefore NO_x -formation is suppressed. Due to stabilisation the cooling does not quench the flame and that is why the emissions of CO and UHC are low. High heat-transfer rates to the heat-exchange tubes can be achieved because of the enhanced thermal radiation from the particles and the enhanced heat convection from the gas.

A basic study of the technique has been made by Gas Research Institute, Chicago USA. The combustor-heater had a chamber of 0.15-0.15-0.30 m and two rows of heat-exchange tubes. The firing rates were between 6-60 kW and the excess of air between 10-40%. The emissions of NO_x were < 25 ppm(0% O_2), CO < 25 ppm(0% O_2) and UHC = 0 ppm(0% O_2). The combustor-heater achieved high heat-transfer rates up to 315 kW/m^2 to the heat-exchange tubes. A thermal efficiency of 70% was achieved at a firing rate of 12 kW. At higher firing rates, 60 kW, the thermal efficiency decreased to 35%. It is clear that the performance of the combustor-heater depend on the tube configuration and the bed material.

In this work a simplified two-dimensional computer model was constructed to simulate the temperature profile and the possibility to transfer large quantities of heat to the heat-exchange tubes. High heat-transfer rates up to 400 kW/m^2 and a thermal efficiency for two heat-exchange tubes up to 37% were achieved.

Natural gas combustion in a porous bed offer a compact unit, therefore the unit can be cheap to manufacture and maintain. The emissions are much lower than its competitors and the market potential are good if the efficiency can be increased to 90%. The possible applications of the porous bed will be in water heaters for houses and process heating in the industry.

The project was initiated by Swedish Gas Technology Centre Ltd, Malmö and was conducted at the department of Chemical Engineering I, University of Lund, Sweden.

Referat skrivet av

The author

Förslag till ytterligare nyckelord

Klassifikationssystem och -klass(er)

Indextermer (ange källa)

Omfång
66 pages

Språk
Swedish

Sekretessuppgifter

Dokumentet kan erhållas från

Kemisk Apparatteknik
Box 124
221 00 LUND
Pris

Övriga bibliografiska uppgifter

ISSN

1100-2778

Mottagarens uppgifter

ISBN

Sammanfattning

Naturgasförbränning i porösa material är ett nygammalt koncept. I ett poröst material av t.ex. Al_2O_3 eller SiC stabiliseras naturgasflamman på och i den porösa strukturen. Tack vare stabiliteten kan man bädda in värmeväxlartuber i en bädd gjord av porösa partiklar. Värmeväxlartuberna kan ta upp frigjord energi från förbränningen och därmed sänka temperaturen i bädden. Den låga temperaturen i bädden medför att NO_x -utsläppen blir låga. Samtidigt kväver inte värmeväxlartuberna flammen med sin kylning tack vare stabiliteten och CO och UHC-utsläppen blir även de låga. Det porösa materialet medför också hög värmeöverföring till värmeväxlartuberna p.g.a. att det porösa materialet avger sin värme till värmeväxlartuberna genom både värmeledning och värmestrålning. Det sker även, tack vare den stora turbulensen skapad av bädden, en effektiv konvektiv värmetransport från rökgaserna till värmeväxlartuberna.

I ett pilotprojekt hos Gas Research Institute, Chicago USA har man testat tekniken. Apparaten hade en förbränningskammare på 0.15-0.15-0.30 m och två rader med värmeväxlartuber. De tillförda effekterna låg mellan 6-60 kW och man har fått ner NO_x -utsläppen till $< 25 \text{ ppm}(0\% \text{ O}_2)$, CO-utsläppen till $< 25 \text{ ppm}(0\% \text{ O}_2)$ och UHC-utsläppen $\approx 0 \text{ ppm}(0\% \text{ O}_2)$. Det överfördes höga effekter per ytenhet till värmeväxlartuberna på upptill 315 kW/m^2 och 70% av tillförd effekt togs upp av tuberna. Vid höga effekter, 60 kW, sjönk dock effektiviteten till 35%. Detta berodde på tubarrangemanget, d.v.s. antalet rader med värmeväxlartuber och avstånden mellan värmeväxlartuberna.

I detta arbete har en enkel två-dimensionell simuleringsmodell utvecklats för att beräkna fram temperaturprofiler och möjligheterna att överföra stora effekter till värmeväxlartuberna. Värmeöverföringstal till värmeväxlartuberna på upptill 400 kW/m^2 uppnåddes samt en termisk effektivitet för två tuber på 37%.

Förbränning av naturgas i en porös bädd har den fördelen att man kan få en kompakt apparat som är billig att tillverka och underhålla. De låga utsläppsnivåerna är också i många fall bättre än sina konkurrenter. Potentialen är därför stor om man kan få upp effektiviteten på apparaten till 90%. Användningsområdet blir framförallt inom varmvatten och ångproduktion, t.ex. livsmedelsindustrin och flerfamiljshus.

Projektet initierades av Svenskt Gastekniskt Center AB, Malmö och utfördes på avdelningen för Kemisk Apparatteknik, LTH.

INNEHÅLL

1 INLEDNING.....	1
1.1 BAKGRUND.....	1
1.2 MÅLSÄTTNING	2
2 ALLMÄNT OM NATURGAS.....	3
3 FÖRBRÄNNINGENS GRUNDER.....	4
3.1 RADIKALKEMI	4
3.2 FÖRBRÄNNINGSTERMER	5
3.3 NATURGASFÖRBRÄNNING	5
3.3.1 Mekanism vid låg temperatur.....	5
3.3.2 Mekanism vid hög temperatur	6
3.4 ETANFÖRBRÄNNING	7
3.5 VÄTE/SYREFÖRBRÄNNING	8
3.6 KOLDIOXIDBILDNING.....	8
4 NO _x -MEKANISMER	9
4.1 ZELDOVICHMEKANISMEN	9
4.2 PROMPTMEKANISMEN	10
4.3 LUSTGASMODELLEN.....	11
4.4 KONVERTERING AV NO TILL NO ₂	11
5 NATURGASFÖRBRÄNNING I PORÖS BÄDD	12
5.1 ALLMÄNT OCH BAKGRUND	12
5.2 APPARATUTSEENDE	12
5.3 FÖRBRÄNNINGSPROCESS	14
5.3.1 Förbränningsmekanismen.....	14
5.3.2 NO _x -bildning	14
5.4 RESULTAT AV EXPERIMENT.....	15
5.4.1 Luftöverskott.....	16
5.4.2 Effekt.....	18

5.4.3 Bäddmaterial	19
5.4.4 Vertikalt avstånd mellan värmeväxlartuber.....	20
5.4.5 Horisontellt avstånd mellan värmeväxlartuber	20
5.5 TEKNISKA FÖRBÄTTRINGAR OCH UTVECKLING.....	21
5.5.1 Tubarrangemang.....	21
5.5.2 Bäddmaterial	22
5.5.3 Återvinning av rökgasenergin.....	22
5.5.4 Effektivitetshöjning	22
5.5.5 Reglering	22
5.5.6 Uppskalning.....	23
6 MATEMATISK MODELL.....	24
6.1 XIONGS MODELL.....	24
6.1.1 Simuleringsresultat	28
6.2 EGEN MODELL.....	30
6.2.1 Simuleringsresultat	35
7 TILLÄMPNINGAR AV NATURGASFÖRBRÄNNING I PORÖSA BÄDDAR.....	39
7.1 INDUSTRIELLA VÄTSKEVÄRMARE.....	40
7.1.1 Direkta.....	40
7.1.2 Indirekta.....	41
7.2 ADTEC-VOCSIDIZER™	42
7.3 KERAMISKA BRÄNNARE-ALZETA PYROCORE	43
7.4 KATALYTISKA BRÄNNARE.....	44
8 SLUTSATSER.....	45
9 TECKENLISTA.....	47
10 REFERENSER.....	49

BILAGOR

1	Beräkningsgång
2	Program
3	Rådata
4	Temperaturprofiler

1 INLEDNING

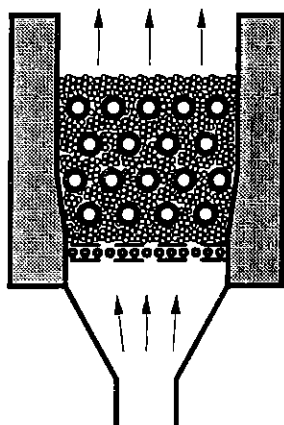
1.1 BAKGRUND

Energi är ett centralt begrepp i vårt samhälle, men i och med högre miljökrav och minskade energiresurser så måste energitekniken utvecklas. I Sverige och i många andra länder fortgår det forskning att utveckla och förbättra ny och gammal energiteknik.

Bränsleanvändningen i Sverige som i många år bestått av bl.a. olja, kärnkraft och vattenkraft har för 10 år sedan fått en ny aktör, naturgasen. Naturgasen är i många avseende bättre än sina konkurrenter olja och kol. Naturgas är en mycket ren gas utan svavelföreningar med egentligen bara NO_x som miljöfarligt utsläpp. I och med en hårdare miljölagstiftning i Europa, men kanske framförallt i Kalifornien, så har man på senare år försökt att minska utsläppen av NO_x genom nya sorters brännare eller katalytiska åtgärder.

I USA har man undersökt en nygammal teknik, förbränning i porösa material. Den tekniken möjliggör att få kompakta apparater med bra effektivitet, samtidigt som man erhåller låga utsläpp av NO_x och CO p.g.a. den stabilitet som det porösa materialet ger.

Ett framtidskoncept är att bädda in värmeväxlartuber i bädden, se Figur 1, d.v.s. man har energiomvandlingen i samma apparat som förbränningen sker. I och med stabiliseringseffekten i det porösa materialet kväver man inte flamman och man erhåller inga höga CO eller kolväte utsläpp.



Figur 1: Översiktlig bild över porös bädd med värmeväxlartuber

1.2 MÅLSÄTTNING

Målsättningen för denna rapport är att beskriva både teoretiskt och tekniskt naturgasförbränning i porösa bäddar, samt att utvärdera intressanta svenska tillämpningsområden för denna teknik.

En viktig del är att utreda miljöpåverkan och därför har det lagts tid på förbränningsmekanismer och NO_x -bildningsmekanismer.

Slutligen har en enkel simuleringsmodell gjorts med avsikten att beräkna den överförda effekten till värmeväxlartuberna och temperaturprofilen i bädden.

Litteratursökning har skett i Chemical Abstracts både i databas och för hand på Kemikentrums bibliotek. Dessutom har sökning skett på Energy databasen samt i gasteknikdatabasen hos Värme- och Krafteknik, LTH.

Sökorden var combustion, gas, natural, methane, fixed, packed, porous, bed, radiative och surface. Det gav ungefär 10 intressanta artiklar.

Grunden i min rapport är en rapport från Gas Research Institute, Chicago USA sammanställd av Xiong[19].

2 ALLMÄNT OM NATURGAS

Det var i mitten av 80-talet som naturgasnätet började byggas i Sverige. I dagsläget sträcker sig nätet från Skåne till Göteborg. Naturgasen kommer ifrån Danmark och uppgick 1993 enligt NUTEK[14] till 817 miljoner m³ (ungefär 9 TWh). 45% av naturgasen gick till el- och värmeverk, 38% till industrin och 16% till bostäder etc.

Naturgasens kemiska sammansättning skiftar beroende av var den är utvunnen. Men man kan enkelt säga att naturgas är i stort sett metan. I Tabell 1 finns sammansättningen på naturgas från olika utvinningsplatser enligt Mörtstedt m.fl.[12]. Siffrorna om den danska naturgasen är från Sydgas.

Tabell 1: Sammansättning av naturgas i volymprocent

Utvinningsplats	Danmark	Ryssland	Holland
Metan	91.1	93.0	81.3
Etan	4.7	3.3	2.9
Propan	1.7	-	0.4
Butan	1.4	1.0	0.1
Högre kolväten	-	-	0.1
Kvävgas	0.6	0.5	14.4
Koldioxid	0.5	2.2	0.8

Naturgasen är enligt Tabell 1 ren från t.ex. svavel eller tungmetaller. Man har ett bra utgångsläge för ren energiproduktion, jämfört med olja och kol som innehåller både svavel och tungmetaller. Numera kan man visserligen elda kol rent med ABB's PFBC-teknik men det kräver samtidigt stora investeringar.

Naturgasen har fler fördelar jämfört med olja och kol. Enligt Naturvårdsverket [13] minskar CO₂-utsläppen väsentligt, se Tabell 2.

Tabell 2: CO₂-utsläpp per MJ för olika bränslen

Naturgas	56 g CO ₂ /MJ
Olja	76 g CO ₂ /MJ
Kol	91 g CO ₂ /MJ

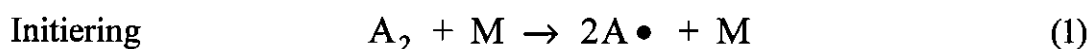
3 FÖRBRÄNNINGENS GRUNDER

3.1 RADIKALKEMI

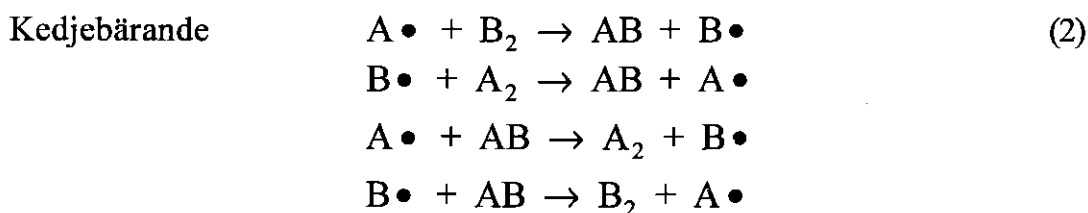
Förbränning är en oxideringsprocess. Enligt Kuo[9] kan den delas in i 4 olika delmoment: initiering, kedjebärande, kedjeförgrenande och terminering.

De kemiska reaktionerna sker vanligtvis med hjälp av fria radikaler(betecknas •) och reaktionernas sannolikhet att ske beror av temperaturen och av ingående reaktanters koncentration. Därför delar man in radikalmekanismen beroende på om det är hög eller låg temperatur i systemet.

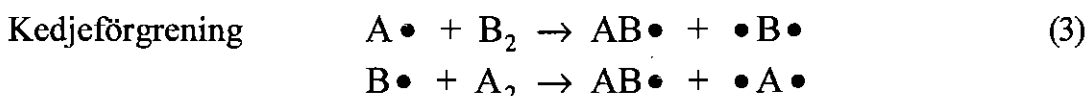
Radikaler bildas oftast initialt genom initieringsreaktionen (1) mellan en molekyl(A_2) och en inert partikel(M).



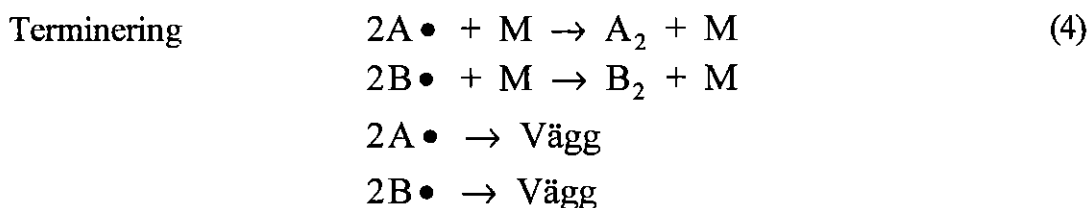
Reaktionen fortgår genom kedjebärande reaktioner (2) där nya molekyler och radikaler bildas.



Kedjeförgreningsreaktionen (3) spelar en viktig roll i ett förbränningssystem, då den fördubblar antalet radikaler. I reaktionen bildas en enkel- och en dubbelradikal. En sådan reaktion sker oftast då en enkel radikal reagerar med en dubbelbindning.



Reaktionsblandningen kontrolleras av termineringsreaktioner (4). Det vill säga en inaktivering av två radikaler genom rekombinering till en molekyl. Ibland kan radikaler inaktiveras genom reaktion med reaktorväggen.



För överskådliggighets skull betecknas dubbelradikaler eller trippelradikaler, t.ex. O, med bara en •, istället för •• eller •••.

3.2 FÖRBRÄNNINGSTERMER

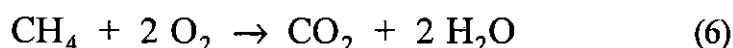
Luft/bränsle förhållandet ψ d.v.s. beskrivning av luft överskott definieras som

$$\psi = \frac{O_2/CH_4}{(O_2/CH_4)_{ST.}} \quad (5)$$

Där täljaren är den aktuella syre/bränsle-kvoten och nämnaren är den stökiometriska. När kvoten är över ett så är blandningen syrerik(bränslefattig) och när den är under ett så är den syrefattig(bränslerik). Stökiometrisk blandning är $\psi = 1$.

3.3 NATURGASFÖRBRÄNNING

Naturgas från Nordsjön består till större delen av metan(91.1%), etan(4.7%), tyngre kolväten(3.1%) och resten är N₂ och CO₂(1.1%). Därför kan man approximera mekanismen för naturgasförbränningen med metanförbränning. Förbränning av metan är inte så enkel som

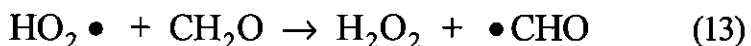
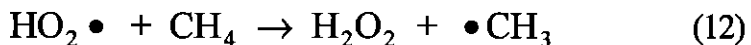
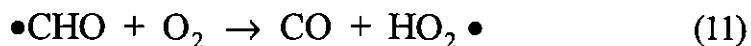
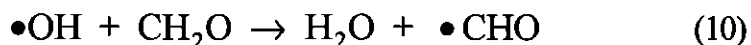
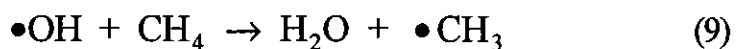
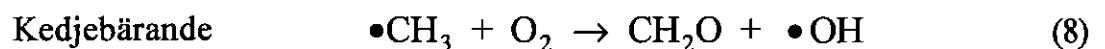
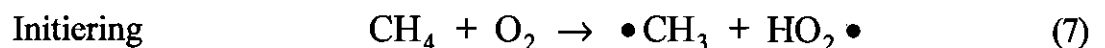


utan består av över hundra reaktioner. Det är så klart omöjligt att beskriva alla, men man kan peka ut några viktiga.

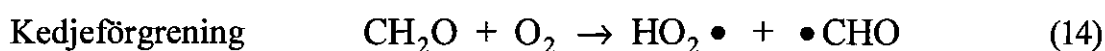
Metanförbränning kan man enligt Glassman[7] dela in i två typer då den kraftigt beror på antalet radikaler. Vid låga temperaturer(<450°C), t.ex. vid tändning och uppstart, så finns det ett lågt antal radikaler. Däremot i själva flamman(hög temperatur > 1000°C) bildas det mångdubbelt fler.

3.3.1 Mekanism vid låg temperatur

Mekanismen startar med reaktion (7), men den är väldigt endoterm och kommer därför att ske långsamt. Detta beror naturligtvis på att det är en reaktion mellan två molekyler. Reaktionen fortsätter sedan med två snabba steg (8) och (9), där vatten bildas i (9). Snabbheten beror på att de innehåller en av utgångsreaktanterna och en radikal. Efter reaktion (8) och (9) bildas CO genom (11).



Kedjeförgrening sker i den viktiga reaktionen (14).

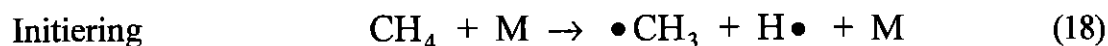


Slutligen sker det en terminering genom radikalreaktion med väggen, enligt (15), (16) och (17).

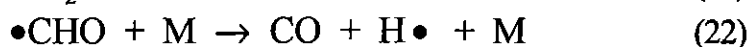
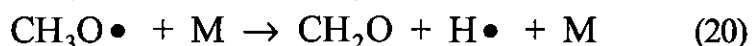


3.3.2 Mekanism vid hög temperatur

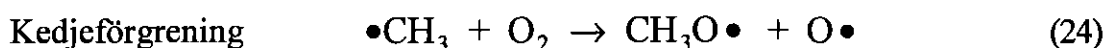
I denna mekanism blir det ännu mer komplicerat, då det tillkommer två mekanismsystem i själva förbränningen. Detta beror av att det bildas väteradikaler i initieringssteget (18) och då inverkar systemet $\text{H}_2\text{-O}_2$, se kapitel 3.5. I detta system bildas det många radikaler av typerna, $\text{H}\bullet$, $\text{O}\bullet$ och $\bullet\text{OH}$, här förkortade $\text{X}\bullet$. Dessa reagerar direkt med metan (19) och det bildas därför ett stort överskott av $\bullet\text{CH}_3$. Detta överskott kommer att reagera enligt (25) och bilda etan. Etan kommer sedan att oxideras enligt sitt eget system, se kapitel 3.4, som skiljer sig från metanoxideringen. Man kan därför inte jämföra metanförbränning med övrig kolväteförbränning.



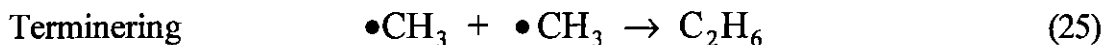
I de kedjebärande reaktionerna bildas vatten enligt (19) och (21). CO bildas i reaktion (22) och när koloxidkoncentrationen är tillräckligt hög så reagerar den enligt (23) till koldioxid.



Kedjeförgreningsreaktionen (24) är egentligen ganska långsam, men den bildade metoxiradikalen reagerar snabbt enligt reaktion (20). Den reaktionen i sin tur bildar de viktiga och snabba radikalerna $\text{X}\bullet$.

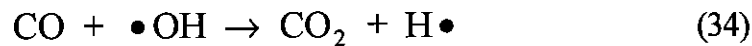
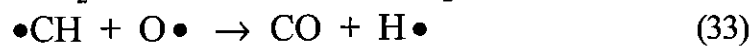
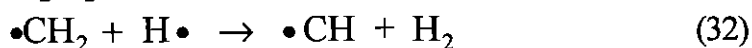
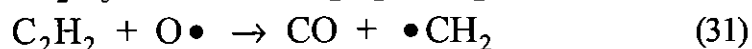
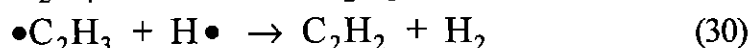
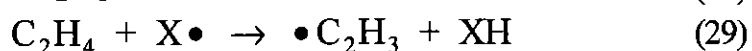
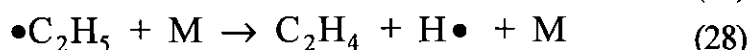
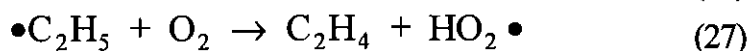
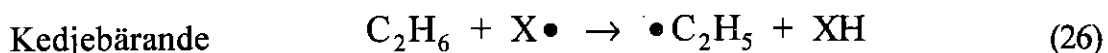


Terminering sker enligt reaktion (25) eller (15), (16) eller (17), där reaktion (25) är den viktiga termineringen till etan.



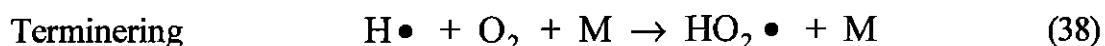
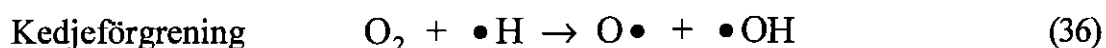
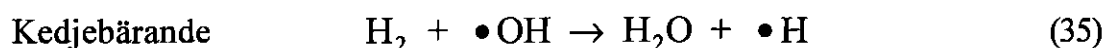
3.4 ETANFÖRBRÄNNING

Här kommer bara högtemperaturförbränning att beskrivas, då etan bildades i flammen. Samtidigt kan man säga att initieringssteget kan bortses, då systemet redan är initierat, enligt reaktion (18). $\text{X}\bullet$ är som innan en förkortning för $\text{H}\bullet$, $\text{O}\bullet$ och $\bullet\text{OH}$. Enligt Glassman[7] är det för snåla och stökiometriska flammor uppemot 30% av alla metylradikaler($\bullet\text{CH}_3$) som reagerar till etan och uppemot 80% i bränslerika flammor. De kedjebärande reaktionerna reagerar enligt (26)-(34). Vatten bildas enligt reaktion (26) och (29) och koloxid bildas i två reaktioner enligt (31) och (33). Termineringsreaktionerna sker enligt (15), (16) och (17).



3.5 VÄTE/SYREFÖRBRÄNNING

I och med att det redan finns radikaler i systemet så behövs det ingen initieringsreaktion. Systemet bärs istället upp av två viktiga reaktioner. Ungefär 80% av allt syre förbrukas i reaktion (36) och reaktion (35) är huvudkällan för vattenproduktionen. I reaktion (38) bildas peroxidradikalen vilken är metastabil och därför är det en sorts termineringsreaktion.



3.6 KOLDIOXIDBILDNING

Koloxid är en giftig gas och utsläppen måste därmed hållas nere. Det bästa sättet är att omvandla CO till CO₂. Enligt Glassman[7] så ökar CO konverteringen med vatten- och vätgaskoncentrationen. Egentligen så ökar det med väteinnehållet och man har fastslagit att omvandlingen sker väldigt sent i flammen. Först när CO har ansamlats i stora mängder så sker reaktioner. Det vill säga när kolvätefragmenten(omvandlade till CO) är slut, så kan $\bullet\text{OH}$ reagera med en koloxidmolekyl, enligt reaktion (39). Man anser också att reaktionen framförallt sker vid temperaturer över 1100 K.



4 NO_x-MEKANISMER

NO_x är ett stort miljöproblem och orsakar både ozonnedbrytning, marknära ozon och försurning. Därför är det av yttersta vikt att få ner utsläppen. Man kan bl.a. tillämpa rökgascirkulation, selektivt-katalytisk reduktion eller någon temperatursänkande åtgärd. Det är som nämnts i tidigare avsnitt att reaktioner är inte så enkla som

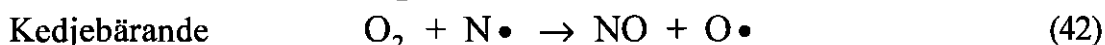
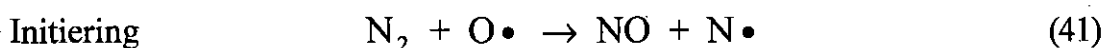


utan mekanismen kan bestå av många fler.

Det finns föreslaget tre mekanismer; Zeldovich(termisk), prompt och lustgas. De kommer att behandlas var för sig, men termisk och prompt anses vara de viktigaste. Egentligen finns det ytterligare en mekanism för NO_x-bildning nämligen genom bränslebundet kväve. Den mekanismen går dock utanför ramen för denna rapport, då naturgas ej innehåller kvävebundna föreningar.

4.1 ZELDOVICHMEKANISMEN

Man anser att denna mekanism framförallt sker i efterflamman och i rökgasregionen. Initieringssteget är att en syreradikal från syre/väte oxidation attackerar en kvävemolekyl, enligt reaktion (41). Den är starkt endoterm och kräver därmed höga temperaturer. Reaktionerna fortsätter sedan med två kedjebärande steg, (42) och (43).



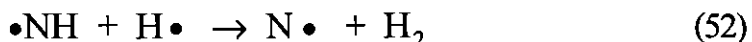
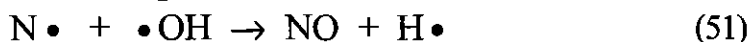
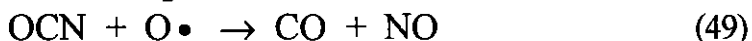
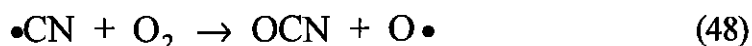
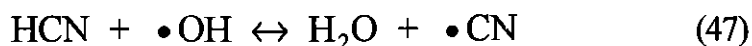
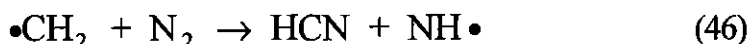
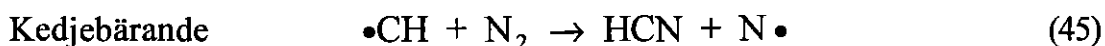
Enligt Glassman[7] är hastighetsuttrycket för maximal reaktionshastighet

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2 \cdot k' \cdot K' \cdot [\text{O}_2]^{1/2} \cdot [\text{N}_2] \quad (44)$$

Man kan se att den framförallt beror av syre- och kvävekoncentrationen. K' är jämviktskonstanten för syredissociation och k' är hastighetskonstanten för reaktion (41). Genom att hålla koncentrationerna låga kan man få ner NO_x-halten. Reaktionerna är endoterma varefter det är gynnsamt att hålla en låg temperatur. Detta kan man åstadkomma genom t.ex. rökgascirkulering eller genom att sänka bränsletillförsel.

4.2 PROMPTMEKANISMEN

Det har föreslagits att NO även bildas i flamregionen förutom i efterflamman. Den mekanismen kallas prompt. Den förekommer bara i kolväteflammar och man fastslog därefter att det ingår kolväteradikaler i mekanismen. Mekanismen är inte riktigt fastlagd utan beror säkerligen på omständigheterna. Den börjar med att kolväteradikal attackerar en kvävemolekyl, enligt reaktionerna (45) och (46). Det bildas både HCN och kväveradikaler, vilka på olika vis enligt reaktionerna (47) - (52) reagerar vidare till NO.



Enligt Barnes m.fl.[2] så kan man se att promptutsläpp inte beror av temperaturen utan av bränslekvoten. Genom att elda med H_2/CO_2 flamma erhöill man 0.2 mg NO_x/MJ mot tidigare upptill 10 mg NO_x/MJ för en vanlig kolväte flamma.

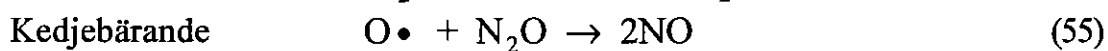
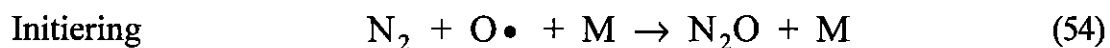
Det föreslagna hastighetsuttrycket enligt Dupont m.fl.[5] är

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} \propto k'' \cdot [\text{CH}] \cdot [\text{N}_2] \quad (53)$$

Där k'' är hastighetskonstanten för reaktion (45). Här kan man se att hastigheten framförallt beror av kolväteradikal- och kvävekoncentrationen. Man kan tänka sig att man har ett stort syreöverskott för att få ner kolväteradikalerna och därigenom prompt- NO_x utsläppen. Man kunde också fastställa att NO_x bildas i närheten av ytan av brännaren, därför anser man att primärtillförseln av syre är en viktig parameter i NO_x -bildningen. Man har även sett att flamman rör sig mot områden i förbränningszonen med stökiometriskt förhållande(gas/luft). Genom att tillföra syre i en sådan zon så kan man få ner halten prompt- NO_x .

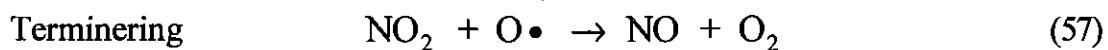
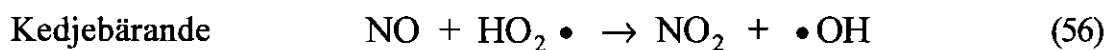
4.3 LUSTGASMODELLEN

Den är bara viktig vid låga temperaturer och bränslesnåla blandningar, enligt Dupont m.fl.[5].



4.4 KONVERTERING AV NO TILL NO₂

Denna reaktion är inte speciellt viktig p.g.a. att jämviktsförhållandet NO/NO₂ är kraftigt förskjuten mot NO. Reaktionsschemat är att NO attackeras av en väteperoxidradikal, enligt reaktion (56). Den konkurrerande reaktionen är en termineringsreaktion mellan NO₂ och en syreradikal, enligt reaktion (57).



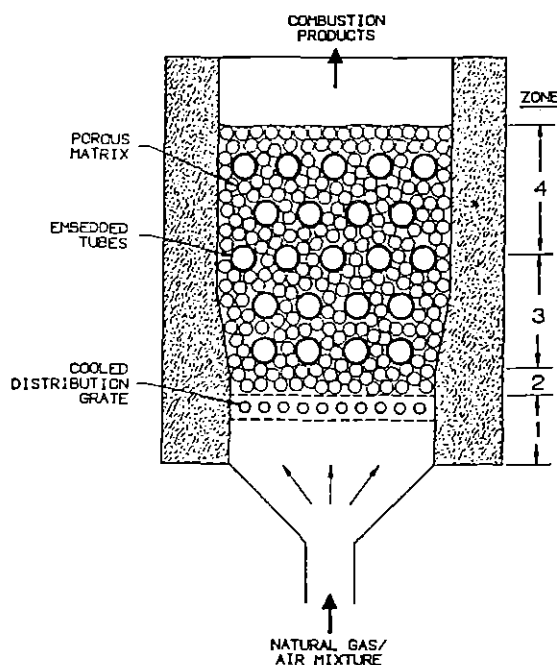
5 NATURGASFÖRBRÄNNING I PORÖS BÄDD

5.1 ALLMÄNT OCH BAKGRUND

Ett av de stora områdena för den här rapporten var att undersöka och utvärdera en forskningsrapport av Xiong[19]. Den är utförd för Gas Research Institute(GRI) under tre år och huvudsyftet med rapporten var att undersöka samverkan av värmestrålning och konvektiv värmetransport i samband med förbränning i en porös bädd. Förbränning av naturgas i porösa bäddar visar låga utsläpp, både när det gäller NO_x , CO eller UHC(unburned hydrocarbons eller ofullständigt förbrända kolväten). Detta beror både på att naturgasförbränning är en relativt ren process och med fördelar som förbränning i porösa bäddar ger.

5.2 APPARATUTSEENDE

Apparaten kan enklast beskrivas som en behållare fylld med porösa partiklar. De porösa partiklarna bygger upp en bädd och inuti bädden finns det värmeväxlartuber. I den experimentella uppställningen hade man två rader med värmeväxlartuber och ett kylv galler. Apparaten kan dock byggas ut med fler rader, se Figur 2.



Figur 2: Enkel skiss av en porös bädd enhet

Apparaten kan delas in i 4 delar, se även Figur 2.

1. Blandningszon - Den förblandade luft/naturgas-blandningen sprids ut jämt med hjälp av det kylda gallret. Gallret förhindrar "flashbacks" vid låga effekter.
2. Förvärmningszon - Blandningen förvärms till tändtemperatur.
3. Förbrännings och värmeöverföringszon - Förbränningen sker i den porösa bädden och energi tas upp av värmeväxlartuberna.
4. Värmeöverföringszon - Förbränningen fulländas och energi tas upp av värmeväxlartuberna genom ledning och konvektivvärmeöverföring.

Den förblandade naturgas/luft blandningen förs in i botten av apparaten. Vid lämplig temperatur sker förbränning i och på det porösa materialet. Det porösa materialet kan vara t.ex. Al_2O_3 och de kan vara t.ex. sfäriska eller oregelbundna till formen. Storleksordningen är < 1 cm. Efter förbränning fortsätter rökgaserna ut genom bädden. För övriga specifikationer se Tabell 3.

Tabell 3: Specifikationer för Xions apparat

Apparatstorlek	0.56-0.56-0.74 m
Brännkammare storlek	0.15-0.15 m
Brännkammare yta	0.0225 m ²
Bäddhöjd	0.30 - 0.45 m
Isolering	0.20 m
Tubdiameter	12·10 ⁻³ m
Värmeväxlaryta	0.05 - 0.13 m ²
Partikeldiameter	0.003 - 0.01 m
Effekt	6 - 60 kW
Naturgasflöde	1.6 - 16.0·10 ⁻⁴ m ³ /s
Rökgasflöde	16.0 - 220·10 ⁻⁴ m ³ /s
Temperaturmaximum	1650°C

5.3 FÖRBRÄNNINGSPROCESS

5.3.1 Förbränningsmekanismen

När gas/luftblandningen går in i bädden så förvärms den av det porösa materialet, d.v.s. värme från förbränningszonen leds tillbaka mot inflödet. När gas/luftblandningen nått tillräckligt hög temperatur så sker förbränning. Förbränningen som sker i och på ytan av det porösa materialet avger sin energi till det porösa materialet och gasen. Rökgasen värmer upp det porösa materialet genom konvektiv värmeöverföring, däremot är värmestrålningen från rökgaserna försumbar. Värmeväxlartuberna som är inbäddade i det porösa materialet kan ta upp både värmestrålning och värmeledning från partiklarna samt konvektiv värme från rökgasen. I värmeväxlartuberna så värms kylvatten kontinuerligt upp. I och med att man har tuber mitt i bädden och därmed i förbränningszonen så har man en simultan kylning. Därför kan det hållas en låg temperatur i bädden och NO_x-utsläppen blir små. Samtidigt erhåller man enligt Xiong[19] en bättre förbränning då flammen stabiliseras i porerna och det blir en fullständig förbränning. Man har heller inga problem tack vare denna stabilisering med att kyltuberna skulle kväva flammen och därmed öka CO- och UHC-utsläppen.

5.3.2 NO_x-bildning

Vid förbränning i ett poröst material är NO_x utsläppen låga. Detta beror av att temperaturen är låg, d.v.s. mängden NO_x bildat genom den termiska mekanismen är liten. Istället är det enligt Williams m.fl.[18] prompt NO_x som dominerar. De utförde experiment med en Alzeta Pyrocoreburner (se kapitel 7.3) och kom fram till att bara en liten del av NO_x är från den termiska mekanismen. Man kunde se att ju mindre bränsle (lägre effekt) desto mindre NO_x. Det bekräftas av den föreslagna reaktionshastigheten för prompt NO_x.

$$\frac{d[X_{NO}]}{dt} = 1.2 \cdot 10^7 \cdot f \cdot X_{O_2}^0 \cdot X_{N_2}^1 \cdot X_{CH_4}^{0.024} \cdot e^{(-30303/T)} \quad (58)$$

Detta förtydligade Barnes m.fl.[2] genom att elda med vätgas/CO₂. Då åstadkom man ett väldigt lågt NO_x-utsläpp ≈ 0.4 ppm. I och med att promptmekanismen kräver kolväteradikaler så är den uppkomna NO_x av typen termisk. Man fann också att NO_x uppkommer från den primära lufttillförseln, en sekundär tillförsel av luft ger ingen extra mängd NO_x.

Enligt Moreno m.fl.[11] så kan man sätta dit en luftförvärmare utan att utsläppen blir större. Man kan alltså tillvarata rökgasenergin. Försök visar att man kan förvärma upp till 200°C utan påverkan på utsläppsnivåer.

5.4 RESULTAT AV EXPERIMENT

Man utförde experimenten i en apparat enligt Figur 2, men med bara två tubrader. Man undersökte följande parametrars inverkan på förbränningssystemet.

- Luftöverskott ψ
- Effekt
- Horisontellt avstånd mellan värmeväxlartuber
- Vertikalt avstånd mellan värmeväxlartuber
- Bäddmaterial

Med dessa parametrar undersöktes inverkan på olika egenskaper hos systemet.

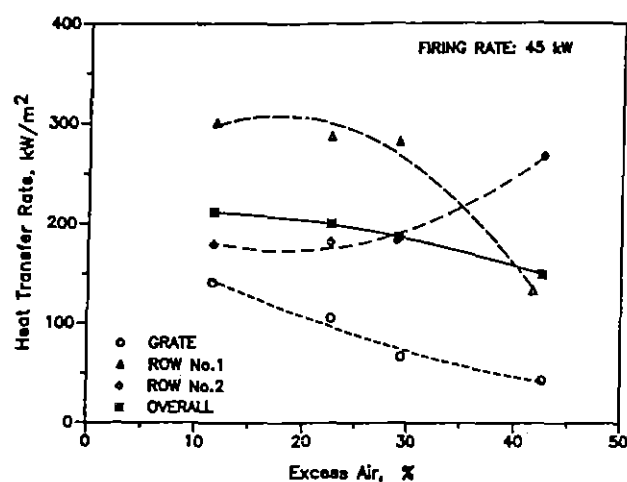
- Förbränningsstabilitet
- Förbränningsintensitet
- Värmeöverföring
- Termisk effektivitet, d.v.s. överförd energi till värmeväxlartuberna / tillförd energi till bädden
- Utsläpp med avseende på NO_x , CO och UHC
- Tryckfall

5.4.1 Luftöverskott

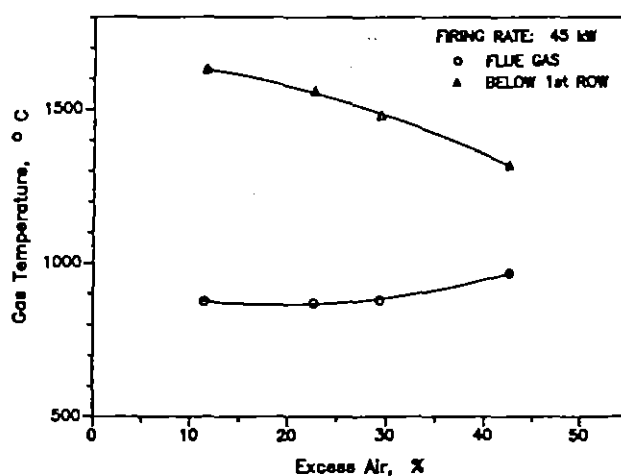
Den viktigaste parametern inom förbränning är överskottsluften. Den styr både flamposition och flamtemperatur. Flampositionen är viktig då den styr värmeöverföringen, man vill att flammen ska stabiliseras mellan det kylda distributionsgallret och den första raden av värmeväxlartuber.

Vid ökat luftöverskott så ökar även luftflödet och flammen flyttar sig uppåt i bädden. Det betyder att värmeöverföringen minskar i och med att tuberna utnyttjas mindre effektivt, se Figur 3. Man kan se att värmeöverföringen ökar för tubrad två.

I och med att värmeöverföringen minskar med ökat luftöverskott, så kommer rökgastemperaturen att öka, se Figur 4. Högsta värmeöverföringen finns vid den första raden av tuber, 300 kW/m²(45 kW).

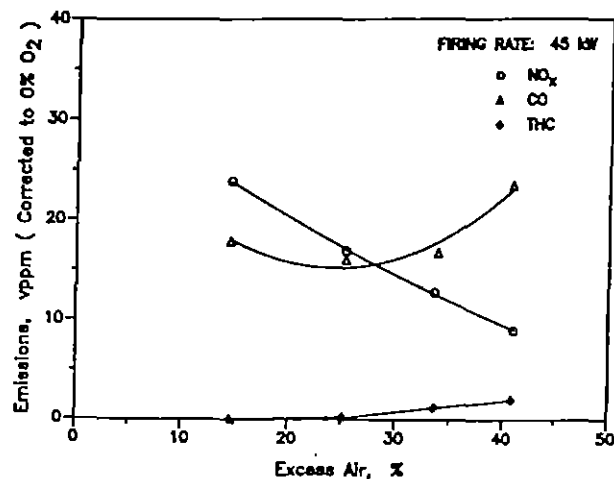


Figur 3: Överförd effekt per vvx-area för olika luftöverskott

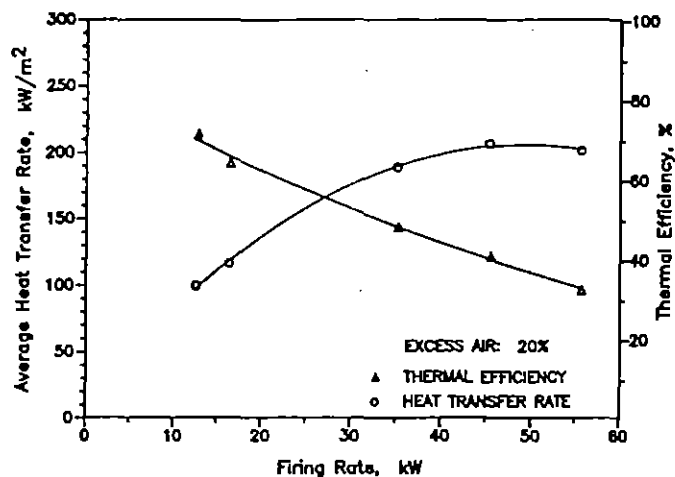


Figur 4: Gastemperatur för olika luftöverskott

P.g.a. av att NO_x -bildningen minskar med temperaturen så innebär en ökning av luftöverskottet en kraftig minskning av NO_x -utsläppen från 24 ppm ($\psi = 1.15$) till 9 ppm ($\psi = 1.40$), se Figur 5. Man kan även klart se att CO och UHC ökar kraftigt i och med den låga temperaturen. Den högre andelen beror också av att rökgaserna kyles ner av tuberna i och med att flammen är närmare tubrad ett, därav mängden UHC. Det negativa med ökat luftöverskott är förutom sämre värmeöverföring ett ökat tryckfall.



Figur 5: Utsläppsnivåer för olika luftöverskott



Figur 6: Överförd effekt per vvx-area och termisk effektivitet för olika tillförda effekter

5.4.2 Effekt

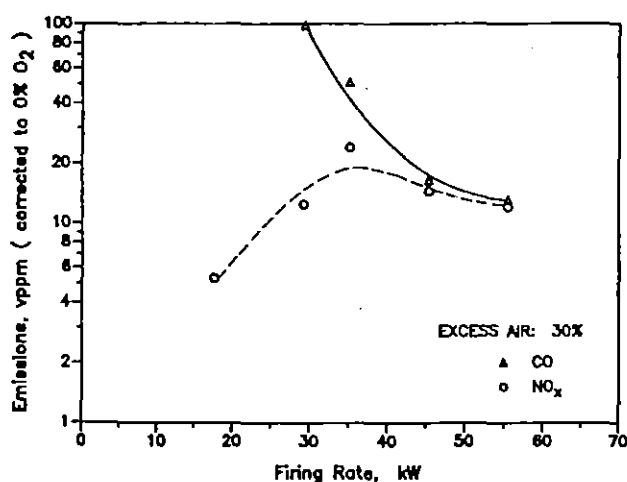
Tillförd effekt i apparaten, är en svårstyrd parameter då den vid för liten effekt kvävs av det kylda distributionsgallret och vid för hög effekt förflyttas flamman upp mot värmeväxlartuberna.

Energien som avges i förbränningen upptas av bädden och av rökgaserna. Rökgaserna avger sedan energi till bädd och tuber genom konvektiv värmeöverföring. Bädden i sin tur avger värme till tuber genom strålning och ledning. Det porösa materialet avger även ledningsvärme neråt i bädden d.v.s. man förvärmer ingående gasblandning. Detta ger enligt Mohamad m.fl.[10] en bättre flamstabilitet, bättre värmeeffektivitet och möjligheten att göra en kompakt brännare. Man har fått en maximal värmeöverföring på 210 kW/m^2 vid en effekt av 50 kW.

Effektiviteten kommer att minska med ökad tillförd effekt, se Figur 6. Detta beror på att värmeöverföringen inte ökar i samma takt. Värmeöverföringstalet ändras knappt av det ökade volymflödet. Det som ändrar sig är den drivande temperaturgradienten, men den ökar inte tillräckligt för att erhålla en konstant hög effektivitet.

Med ökad effekt så ökar gastemperaturen. NO_x -utsläppen kommer därför att öka från 5 ppm (15kW) till 20 ppm (35 kW), medan CO -utsläppen minskas ner till 14 ppm, se Figur 7. Det är därför lämpligt att inte ha för stor effekt om man vill ha ett lågt NO_x -utsläpp.

En ytterligare nackdel med större tillförd effekt är att tryckfallet ökar i och med högre flöde.

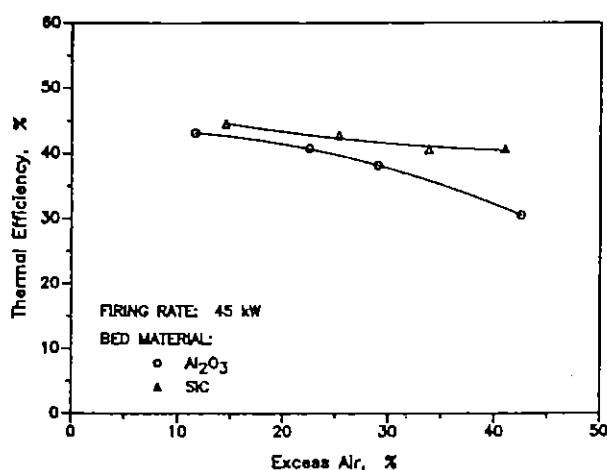


Figur 7: Utsläppsnivåer för olika tillförda effekter

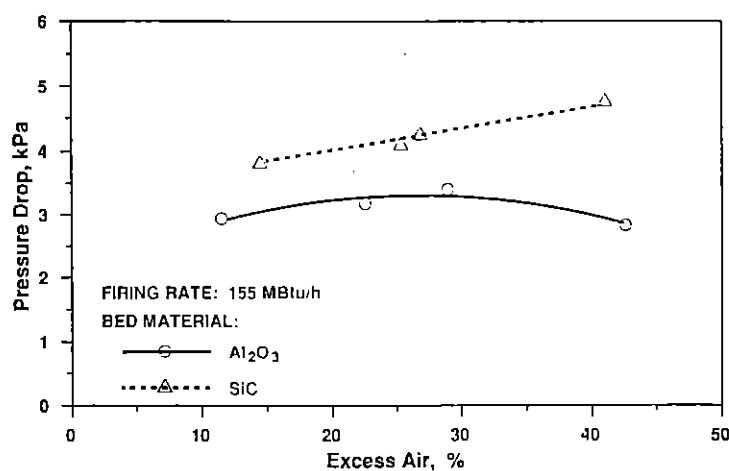
5.4.3 Bäddmaterial

Valet av bäddpartiklar påverkar resultat från undersökningarna kraftigt. Både när det gäller värmeöverföring, men framförallt tryckfall över bädden. Man har provat två typer av porösa material SiC och Al_2O_3 . Det är såklart svårt att dra några avgörande slutsatser då bäddmaterialet kan tillverkas på många olika sätt.

SiC hade bäst termisk effektivitet, detta beror på en högre emissivitet (värmestrålningen större), se Figur 8. Man fick även en bättre flamstabilitet för SiC-bädden över ett stort område luftöverskott. Man får genom stabiliteten en bättre värmeöverföring och temperaturen blir lägre. Detta medför i sin tur en lägre mängd NO_x , men högre mängd CO. Men p.g.a. SiC oregelbundenhet(bättre packning) så blev tryckfallet stort. Al_2O_3 däremot hade ett lågt tryckfall då geometrin hos partiklarna var sfärisk, se Figur 9. Man testade även olika storlekar och kom fram till att ju mindre partiklar desto större tryckfall. Man behöver minst en diameter på 0.3 cm för att tryckfallet ska bli rimligt.



Figur 8: Termisk effektivitet för olika luftöverskott och material



Figur 9: Tryckfall för olika luftöverskott och material
(Tillförd effekt 45 kW)

5.4.4 Vertikalt avstånd mellan värmeväxlartuber

Man testade tre olika avstånd mellan de två raderna med värmeväxlartuber, mätt i höjd/diameter, 1.0, 1.33, 2.0, tubdiameter = 1.2 cm. Med förhållandet 1.0 tog andra raden upp mindre energi i och med det korta avståndet. Med förhållandet 2.0 minskade värmeöverföringen, enligt Xiong[19] beror detta av minskad turbulens. Bäst värde fick 1.33 där skillnaden till 1.0 och 2.0 var upptill 15%.

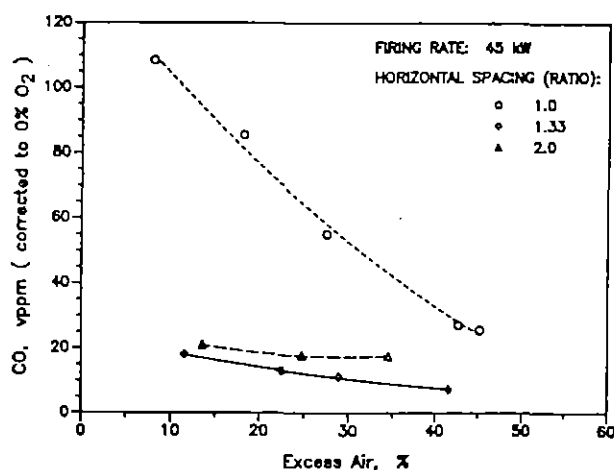
NO_x-utsläppen minskar med större avstånd mellan tuberna. Detta kan bero av att temperaturen minskar genom att tuberna används mer effektivt. Tvärtom är det med CO-utsläppen vilka ökar med ökat avstånd.

Med dessa resultat kan man se att utsläppen kraftigt beror av apparatutseendet. Det är därför av stor vikt att göra ytterligare undersökningar inom detta område.

5.4.5 Horisontellt avstånd mellan värmeväxlartuber

Man testade tre olika avstånd uttryckta som förhållandet avstånd/diameter. Förhållandena var 1.0, 1.33 och 2.0 med tubdiameter 1.2 cm. Man fick fram att förhållandena 1.0 och 1.33 gav bäst effektivitet, där man dock fick minskad effektivitet för förhållandet 1.0 med ökad överskottsluft. Den låga effektiviteten för förhållandet 2.0 beror av mindre antal tuber.

CO-utsläppen beror kraftigt av det horisontella avståndet, se Figur 10. Gasen kyls kraftigt ner vid små avstånd, därför ökar CO-andelen i rökgasen. Speciellt gäller det vid låga luftflöden. Däremot beror inte NO_x av avståndet.



Figur 10: CO-utsläpp för olika horisontella avstånd

5.5 TEKNISKA FÖRBÄTTRINGAR OCH UTVECKLING

Naturgasförbränning i porösa bäddar är fortfarande i sin vagga och måste vidareutvecklas. Xiong[19] och IGT (Institute of Gas Technology, Chicago) arbetar med att skala upp apparaten och försöka kommersialisera apparaten. Xiong[20] har patenterat apparaten både i USA och Japan.

I Japan finns det redan ett bolag Takuma Company Ltd som har fått licenstillverkning.

Den porösa bädd enheten kan förbättras eller måste utredas på ett flertal punkter.

- Tubarrangemang
- Bäddmaterial
- Återvinning av rökgasenergin
- Effektivitetshöjning
- Reglering
- Uppskalning

5.5.1 Tubarrangemang

Detta är en viktig del i hur bra den porösa bädden fungerar. Enligt kapitel 5.4.4 och 5.4.5 så påverkas både den termiska effektiviteten och utsläppsnivåerna kraftigt av hur tuberna arrangeras i bädden. Detta är något man måste undersöka vidare.

Det bästa arrangemanget borde vara ett sicksack mönster. Det vertikala avståndet mellan tubraderna bör ligga mellan 1-2 tubdiametrar för att erhålla bäst värmeöverföring. När det gäller det horisontella avståndet så verkar det som att man ska försöka få plats med så många tuber som möjligt. För att inte få för stora CO₂-utsläpp bör man dock inte ha mindre avstånd mellan tuberna än 1.33 tubdiametrar.

Antalet tubrader är en svår bedömd del. Men om man vill ha en hög effektivitet så måste man på något sätt ta hand om rökgasenergin. Enligt kapitel 5.4.2 så har man uppnått 70% termisk effektivitet med två tubrader. Därför borde man kunna lägga till någon tubrad och uppnå 90-95%. Men hur det påverkar utsläppsnivåer måste man undersöka.

5.5.2 Bäddmaterial

Val av bäddmaterial påverkar framförallt tryckfallet, men även värmeöverföringen. Tryckfallet påverkas framförallt av porositeten i bädden och i materialet. I kapitel 5.4.3 framkom det att Al_2O_3 åstadkom ett lågt tryckfall, men den hade sämre värmeöverföring än SiC. Hur olika material och partikelutseende påverkar tryckfall och värmeöverföring måste man undersöka mer noggrant.

En partikeldiameter mellan 0.3 och 1 cm är rimligt för att kombinera hög värmeöverföring och lågt tryckfall.

5.5.3 Återvinning av rökgasenergin

Enligt kapitel 5.4.1 (Figur 4) så är rökgastemperaturen mellan 900-1000°C för 45 kW tillförd effekt. Det är helt oacceptabelt och man måste antingen sätta till fler tubrader eller utnyttja recirkulation av rökgaserna. Enligt Moreno m.fl.[11] så kan man förvärma ingående luft upp till 200°C utan påverkan på utsläppsnivåer.

5.5.4 Effektivitetshöjning

Enligt tidigare resonemang med tubarrangemang och rökgasenergiåtervinning så står det klart att man måste undersöka mer hur man ska höja den termiska effektiviteten i den porösa bädd enheten. Det gäller att höja effektiviteten till 90-95%, så att man kan konkurrera med alternativ teknik.

5.5.5 Reglering

Ett av problem med förbränning av naturgas i en porös bädd är att reglera flammans position i bädden. Man får ut maximalt av förbränningen om man har flammen mellan distributionsgallret och första tubraden. Vid låga effekter och låga luftöverskott så är flammen nära distributionsgallret, men vid höga tillförda effekter och stora luftöverskott så flyttar sig flammen närmare och ibland förbi första tubraden. Om flammen flyttar sig för högt upp så riskerar man högre CO och UHC utsläpp p.g.a. kraftig nedkylning av rökgaser.

5.5.6 Uppskalning

Uppskalning från en laboratorieapparat på 60 kW till en kommersiell anläggning på upp till 500 kW är svårbedömt hur det kommer att lyckas. Det kan dock pekas på några problem som säkert uppkommer.

Uppskalningsproblem:

Uppstart

- Hur får man igång enheten? Elslingor?
- Utsläppen vid uppstart

Drift

- Bäst med kontinuerlig drift
- Hur klarar man av behovssvängningar? Med hjälp av buffertsystem?
- Stabilisering av flamman kan bli ett problem. Den rör sig i bädden beroende på effekt och luftöverskott. Helst ska den finnas mellan distributionsgallret och den första raden av värmeväxlartuber
- Snäva intervall för körning. Kan ge utsläppsproblem vid höga effekter. Hur får man upp effekten till 500 kW utan att effektivitet och miljön påverkas.

Teknik

- Tryckfall i bädden
- Problem med distributionsgallret. Hållbarheten dålig
- Arrangemang av tuberna. Effektiviteten beror kraftigt av konfigurationen Krävs rejäl undersökning av hur man ska arrangera tuberna
- Strålningsförluster. Det krävs tjock isolering
- Materialproblem vid höga temperaturer
- Scaling på värmeväxlartuberna
- Scaling och beläggningar i och på det porösa materialet

6 MATEMATISK MODELL

För att lättare kunna förstå och utveckla ny teknik så krävs det att man gör en simuleringsmodell. Xiong[19] och hans medarbetare har utvecklat en väl fungerande modell.

I mitt arbete har jag gjort en förenklad modell av deras fullständiga modell. Den speglar kanske inte verkligheten helt och hållet men kan ge en uppfattning om den porösa bäddens temperaturprofil och möjligheterna att överföra höga effekter från bädd till kylvatten.

6.1 XIONGS MODELL

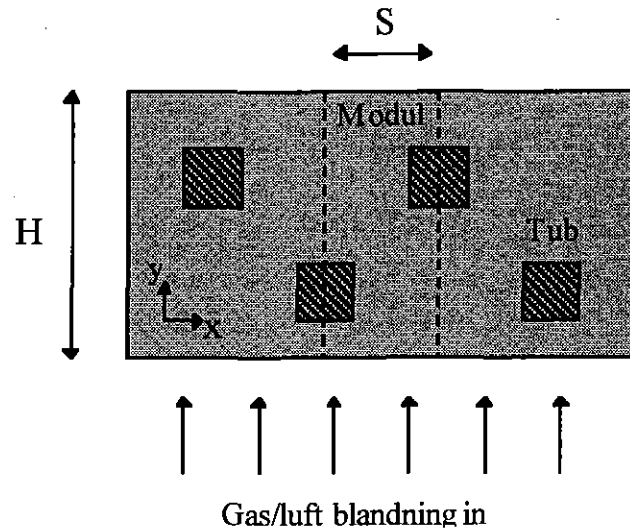
Xiong ställde upp en tvådimensionell modell över en modul av apparaten, se Figur 11. Modellen beskriver strömning, förbränning och värmetransporterna i bädden. Ekvationerna man använde beskrev bevarande av rörelsemängden i x-led, y-led och energiekvationer för både fast och gasfas. Ekvationer och antagande är som följer.

Antagande:

- Flödet är kompressibelt och Newtonskt
- Porösa materialet är homogent och isotropiskt
- Kvadratiska värmeväxlartuber
- Flamman är plan
- Effektivt ledningstal, d.v.s. $k_{\text{eff}} = k_{\text{ledning}} + k_{\text{strålning}} + k_{\text{konvektiv}}$
- Förbränningsvärmets överförs med hjälp av strålning och konvektiv värmetransport

Modellen tar hänsyn till:

- Gravitations effekter
- Ändring av fysikaliska egenskaper
- Dispersioneffekter hos strålning och värme
- Vid väggen ändras porositet och ledningstal
- Man har använt sig av både oändligt och ändligt värmeöverföringstal mellan fast och gasfas, d.v.s. temperaturjämvikt respektive ej temperaturjämvikt lokalt sett



Figur 11: Modul i simuleringsmodellen

Kontinuitet

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (59)$$

Rörelsemängd i x-led

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) = & -\frac{1}{\phi} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ & - \frac{\mu u}{K} - \rho f \frac{|v| u \phi}{\sqrt{K}} \end{aligned} \quad (60)$$

där de sista termerna är Forchheimer och Brinkmanns termer för strömning i porösa material.

Rörelsemängd i y-led

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) = & -\frac{1}{\phi} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ & - \frac{\mu v}{K} - \rho f \frac{|v| v \phi}{\sqrt{K}} - \rho g \end{aligned} \quad (61)$$

Energiekvationer

Fasta fasen

$$\frac{\partial}{\partial x} (k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial y}) - a_v h(T_s - T_f) + (1 - r_{fu}) \Delta H_{fu} S_{fu} = 0 \quad (62)$$

Gasfasen

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (\rho_f u h_f) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_f v h_f) = \\ \frac{\partial}{\partial x} (\frac{k_{f,eff}}{C_{p,f}} \frac{\partial h_f}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\frac{k_{f,eff}}{C_{p,f}} \frac{\partial h_f}{\partial y}) + a_v h(T_s - T_f) + r_{fu} \Delta H_{fu} S_{fu} \end{aligned} \quad (63)$$

Bränsleekvation

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_f u m_{fu}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_f v m_{fu}) = \frac{\partial}{\partial x} (\rho_f D_{AB} \frac{\partial m_{fu}}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_f D_{AB} \frac{\partial m_{fu}}{\partial y}) - S_{fu} \quad (64)$$

Där S_{fu} är bränsleåtgången uttryckt genom Arrheniussambandet:

$$S_{fu} = A \rho_f^2 m_{fu} m_{ox} \exp(-E/RT) \quad (65)$$

Randvillkor

Vid $y=0$ d.v.s. inloppet:

$$u=0, v=v_{in}, T_f=T_s=T_{in}, m_{fu}=m_{fu,in} \quad (66)$$

Vid $y=H$ d.v.s. vid utloppet:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial T_f}{\partial y} = \frac{\partial m_{fu}}{\partial y} = 0 \quad (67)$$

$$k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial y} = \epsilon_{eff} \sigma (T_s^4 - T_{am}^4) \quad (68)$$

Vid $x=0$ och $x=S$ d.v.s. vid modulens kanter:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{\partial m_{fu}}{\partial x} = 0 \quad (69)$$

Vid tubkanten gäller:

$$u=v=0 \text{ och } T_f=T_s=T_t \quad (70)$$

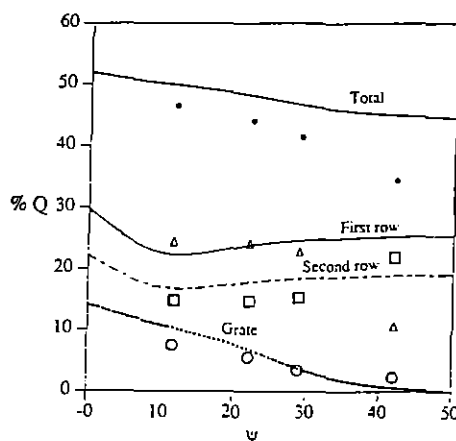
Energien som kylvattnet tar upp beräknas enligt:

$$Q_{vwx} = k_{eff} \frac{\partial T}{\partial n} = \frac{T - T_c}{R_t} \quad (71)$$

där R_t är värmemotståndet.

6.1.1 Simuleringsresultat

Xiong[19] har fått fram en bra modell, där experimentella data och modell inte skiljer sig mer än 15% från varandra. Det visar resultatet från simulering av upptagen energi Q (Q = Upptagen energi av värmeväxlartuber/Tillförd energi) för olika luftöverskott, se Figur 12. Modellen stämmer speciellt bra vid låga luftöverskott.

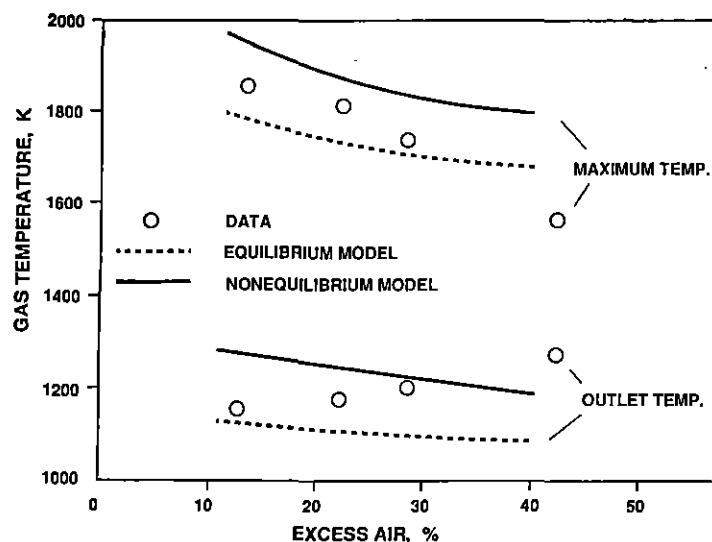


Figur 12: Upptagen energi för olika luftöverskott

Xions modell har svårt att simulera den termiska effektiviteten vid höga tillförda effekter. Detta kan bero av bl.a. värmeförluster från apparaten.

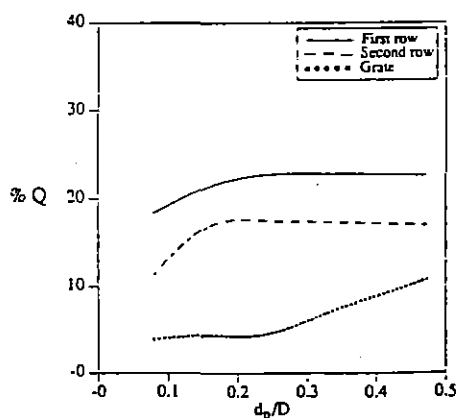
Enligt modellen har det vertikala avståndet mellan värmeväxlartuberna knappt någon effekt på temperatur, tryckfall eller värmeöverföring. Däremot ökar NO_x -utsläppen med ökat horisontellt avstånd p.g.a. att varma gaser smiter förbi värmeväxlartuberna, rökgastemperaturen höjs. Detta är resultat som går emot de experimentellt uppmätta, se kapitel 5.4.4 och 5.4.5.

Jämförelse mellan jämvikt och ickejämviktsmodellen utfördes, resultatet för gastemperatur i bädden för olika luftöverskott finns i Figur 13. Den visar att gastemperaturen för ickejämviktsmodellen är konsekvent högre än gastemperaturen för jämvikt. Samtidigt som experimentella data hamnar mittemellan.



Figur 13: Jämförelse mellan jämvikts- och ickejämviktsmodellen
Gastemperaturen i bädden för olika luftöverskott

Enligt Mohamad m.fl.[10] ger simuleringar med ovan beskrivna modell resultatet att ju större partiklar desto större termisk effektivitet och mindre tryckfall. Effektiviteten ökar från 33.5% till 50.1% när man ökar partikeldiametern från 1 till 6 mm. Samtidigt minskar NO_x -bildningen p.g.a. att temperaturen sjunker. Den ökade effektiviteten beror på att det kylda distributionsgallret tar upp mer energi genom ökad energitransport med ledning och strålning (större k_{eff}). Samtidigt som de övriga två raderna av tuber inte berörs negativt, se Figur 14. Tryckfallet minskar p.g.a. att partiklarna packas sämre (hög porositet) vid stora diametrar.



Figur 14: Upptagen energi för olika partikeldiametrar

6.2 EGEN MODELL

Modellen avser att beräkna fram temperaturprofil i bädden och möjligheten att överföra stora effekter till värmeväxlartuberna. Modellen är en förenkling av Xions modell [19] och den innefattar inte lika många ekvationer, men ger ändå en bra bild av temperaturprofilen och effekter i bädden. Simuleringsmodellen grundar sig på energiekvationen i bädden. Bädden sägs vara en psuedohomogen fas, d.v.s. med egenskaper mellan den fasta fasens och gasens egenskaper. Hastigheten i x-led försummas d.v.s. det sker endast värmefflöde i x-led genom ledning och i y-led sker värmeöverföring både genom volymfflöde och ledning.

Antagande:

- Kvadratiska tuber
- Volymfflöde endast i y-led, inte i x-led
- Psuedohomogent material
- Temperaturjämvikt mellan faserna, d.v.s. i varje punkt är den fasta fasens och gasens temperaturer lika
- Konstanta fysikaliska data
- Fullständig förbränning sker i ett fast tunt skikt

Data:

Tabell 4: Data för simuleringsmodell

Bäddhöjd, y	0.15 m
Bäddbredd, x	0.15 m
Bäddjup, z	0.15 m
Tubdiameter, D	0.0125 m
Effektivt värmeledningstal, k_{eff}	6.4 W/m K
Specifik värmekapacitet, c'_p	39 J/mol K
Temperatur kylvatten, T_{kyl}	15°C

Energiekvation:

Volymflöde + ledning i y-led + ledning i x-led = 0

$$\frac{\partial T}{\partial y} \cdot n_a \cdot c'_p - \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \cdot k_{\text{eff}} - \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \cdot k_{\text{eff}} = 0 \quad (72)$$

där n_a är gasflödet mol/m² s, c'_p är den specifika värmekapaciteten och är konstant genom hela bädden.

k_{eff} är ett effektivt ledningstal.

Xiong[19] har använt sig av ett ledningstal mellan 6.4 och 36 W/m K för det porösa materialet och ett värde mellan 0.02 och 0.1 W/m K för gasen. I min modell har k_{eff} valts till ≈ 6.4 W/m K.

c'_p har valts till 39 J/mol K som är ett medelvärde för rökgaserna.

Randvillkoren är i stort sett samma som i Xions modell d.v.s.:

Inloppet

I inloppet förbränns naturgasen i ett litet skikt och den psuedohomogena fasen antar den adiabatiska flamtemperaturen.

$$T = T_{\text{Flam}} \quad (73)$$

Kanterna

Det sker ingen temperaturförändring i x-led vid kanten av bädden.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (74)$$

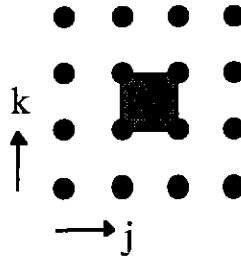
Utloppet

Det sker ingen temperaturförändring i y-led vid utloppet.

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (75)$$

Beräkningar:

För att kunna lösa de partiella derivatorna delas bädden in i ett rutnät(12x12), se Figur 15. Varje temperaturnod i nätet kan beskrivas med hjälp av en ekvation. Ekvationen består av genom Taylorutveckling linjäriserade partiella derivator, se ekvation (76) och (77).



Figur 15: Rutnätet runt tuben

Taylorutveckling:

Bakåtdifferens av första derivata.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{x,y} = \frac{T(j, k) - T(j-1, k)}{\Delta y} \quad (76)$$

Centrumdifferens av andra derivatan.

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} = \frac{T(j+1, k) - 2T(j, k) + T(j-1, k)}{\Delta x^2} \quad (77)$$

Härigenom bildas det ett ekvationssystem(144 ekvationer) bestående av temperaturekvationer, se ekvation (78).

$$B_1 \cdot T(j, k) + B_2 \cdot T(j, k+1) + B_3 \cdot T(j, k-1) + B_4 \cdot T(j+1, k) + B_5 \cdot T(j-1, k) = 0 \quad (78)$$

Där B_1, B_2, B_3, B_4, B_5 är konstanter bestämda av partiella derivatorna enligt:

$$B_1 = 2 k_{\text{eff}} / dy^2 + 2 k_{\text{eff}} / dx^2 + n_a c'_p / dy \quad (79)$$

$$B_2 = -k_{\text{eff}} / dy^2 \quad (80)$$

$$B_3 = -n_a c'_p / dy - k_{\text{eff}} / dy^2 \quad (81)$$

$$B_4 = -k_{\text{eff}} / dx^2 \quad (82)$$

$$B_5 = -k_{\text{eff}} / dx^2 \quad (83)$$

Det principiella utseendet på ekvationsmatrisen visas i ekvation 84. Där den första raden är ett exempel på randvillkoret temperaturen = adiabatiska flamtemperaturen. Den andra raden är exempel på ett kantrandvillkor. Inne i bädden så blir ekvationerna beroende av konstanterna B_1 - B_5 enligt ekvation 78. Kolonnen C består av konstanta värden t.ex. kylvattentemperatur och flamtemperatur.

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \cdot & -1 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & B_5 & \cdot & B_3 & B_1 & B_2 & \cdot & B_4 & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & B_5 & \cdot & B_3 & B_1 & B_2 & \cdot & B_4 & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & -1 & \cdot & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & -1 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{1,1} \\ T_{2,1} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ T_{11,12} \\ T_{12,12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{1,1} \\ C_{2,1} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ C_{11,12} \\ C_{12,12} \end{pmatrix} \quad (84)$$

Detta system löses genom invertering med hjälp av ett programpaket skrivet i Matlab. Programmet ger ett förslag på en temperaturprofil. En viktig förenkling är att sätta $dx=dy$, det ger mindre komplexa ekvationer. För beräkningsgång och program se bilaga 1 respektive bilaga 2.

Runt värmeväxlartuben blir ekvationerna annorlunda i och med att det tillkommer två termer från värmeväxlartuben. Tuben sägs ligga innanför noderna (poröst material ända in till tubväggen), d.v.s. det finns ingen nod som beskriver själva tuben. De två termerna är kyltermer och består av

$$Q_{vwx} = k_{in} A_{vwx} (T - T_{kyl}) \quad (85)$$

där k_{in} är värmeöverföringstalet och A_{vwx} är kyltan. k_{in} beräknas enligt:

$$k_{in} = \left(\frac{1}{h_{in}} + \frac{b}{\lambda} + R_c \right)^{-1} \quad (86)$$

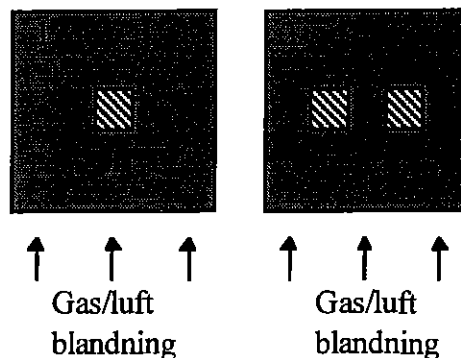
b är tubtjockleken och är satt till 1 mm, värmeöverföringstalet på insidan av tuben h_{in} är satt till 2725 W/m² K och slutligen R_c är värmemotståndet mellan tub och den porösa bädden och är satt till 0.003. Med denna formel blir värmeöverföringstalet $k_{in} = 295$ W/m² K. Man kan se att värmemotståndet R_c påverkar värmeöverföringen kraftigt, vilket är rimligt. Värdena är tagna ur Mohamad m.fl.[10].

Energiekvationen för noderna runt värmeväxlartuben enligt ekvation (87).

$$\begin{aligned} & n \cdot C_p \cdot z \cdot \Delta x \frac{(T(j, k) - T(j, k-1))}{dy} \\ & - k_{eff} \cdot \Delta y \cdot \frac{(T(j, k) - T(j-1, k))}{dx} - k_{eff} \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \frac{(T(j, k) - T(j, k+1))}{dy} \\ & - k_{eff} \cdot \Delta x \cdot \frac{(T(j, k) - T(j, k-1))}{dy} - k_{eff} \cdot \frac{\Delta y}{2} \cdot \frac{(T(j, k) - T(j+1, k))}{dx} \\ & = k_{in} \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot (T(j, k) - T_{kyl}) + k_{in} \cdot \frac{\Delta y}{2} \cdot (T(j, k) - T_{kyl}) \end{aligned} \quad (87)$$

6.2.1 Simuleringsresultat

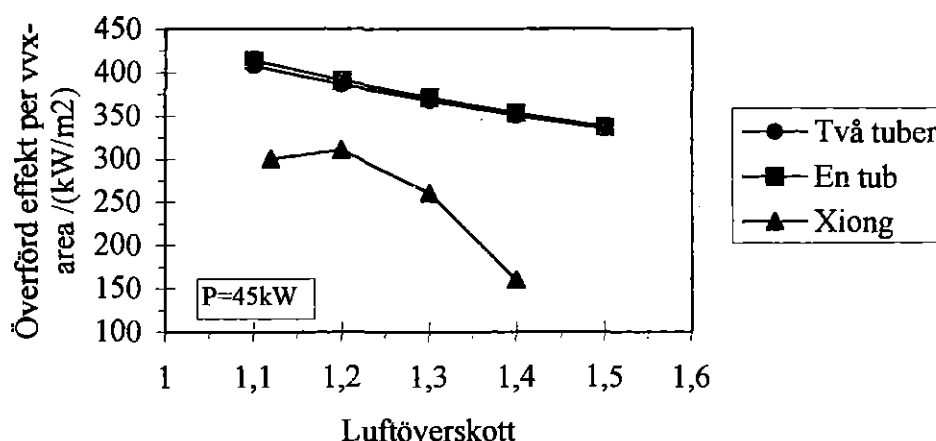
Simulering gjordes för två typer av konfigurationer, med en värmeväxlartub mitt i bädden och med två värmeväxlartuber symmetriskt lagda i bädden, se Figur 16. Simuleringarna utfördes antingen med konstant luftöverskott eller med konstant tillförd effekt. För rådata och temperaturprofil se bilaga 3 respektive bilaga 4.



Figur 16: Konfiguration 1. med en tub och konfiguration 2. med två tuber

Luftöverskottets påverkan på överförd effekt per värmeväxlararea

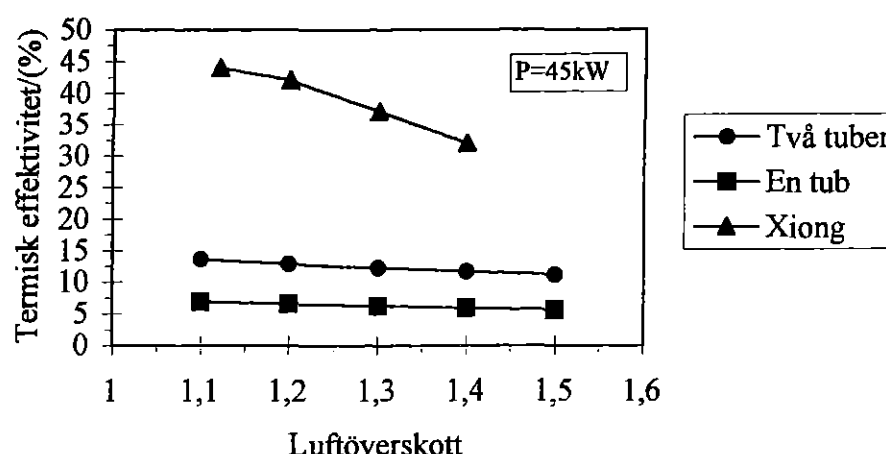
Simuleringen utfördes med konstant tillförd effekt, $P = 45 \text{ kW}$, och man kunde se att den överförda effekten minskar med luftöverskottet, se Figur 17. Detta beror av att temperaturen i bädden minskar. Effekter per värmeväxlararea (överförd energi/värmeväxlararea) uppemot 400 kW/m^2 har uppnåtts för låga luftöverskott, Xions modell har uppnått 315 kW/m^2 .



Figur 17: Överförd effekt per vvx-area för olika luftöverskott

Luftöverskottets påverkan på den termiska effektiviteten

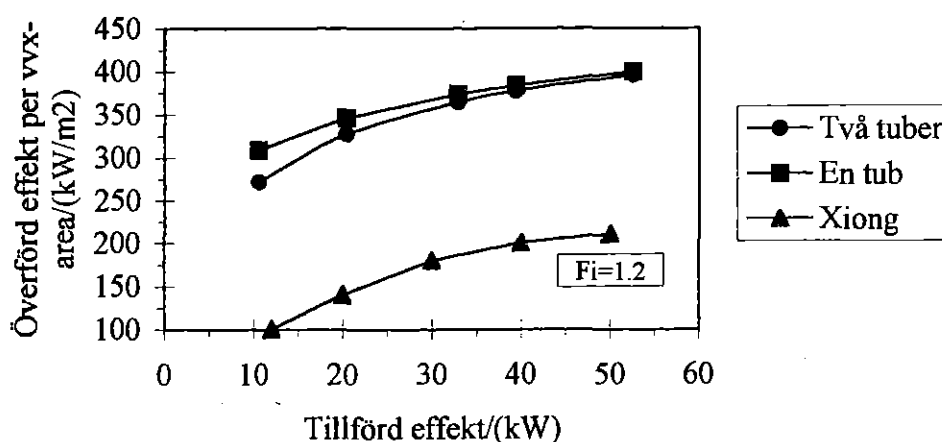
Simuleringen utfördes med konstant effekt, $P = 45 \text{ kW}$, och den termiska effektiviteten minskade med luftöverskottet vilket beror på att temperaturen i bädden minskar. Detta har till följd att värmeväxlartuben tar upp mindre värme. Den termiska effektiviteten (överförd energi till värmeväxlartuben/ införd energi) beror, enligt Figur 18, mycket av antalet tuber och hur de är arrangerade i bädden. Med två tuber är effektiviteten uppemot 13%. Med större antalet tuber kan man enligt Xiong[19] få effektivitet på uppemot 45%.



Figur 18: Termisk effektivitet för olika luftöverskott

Tillförda effektens påverkan på den överförda effekten

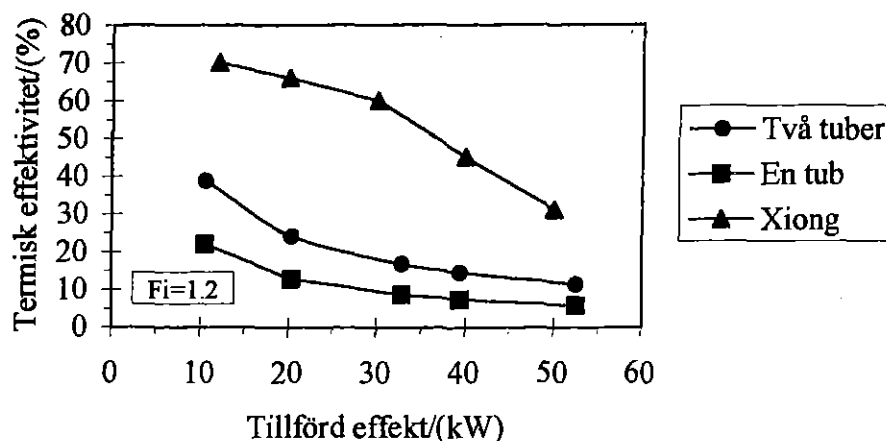
Simuleringen utfördes med konstant luftöverskott $\psi = 1.2$ och med ökad effekt så ökar överförd effekt per värmeväxlararea, se Figur 19. Detta beror på att temperaturen i bädden ökar, p.g.a. högre flamtemperatur. Den överförda effekten är uppemot 400 kW/m^2 och enligt Xiong[19] 200 kW/m^2 .



Figur 19: Överförd effekt per vvx-area för olika tillförda effekter

Tillförda effektens påverkan på den termiska effektiviteten

Simuleringen utfördes med konstant luftöverskott $\psi = 1.2$ och den termiska effektiviteten minskade med den införda effekten, se Figur 20. Det uppnåddes såpass hög effektivitet som 37% för två tuber med en effekt på 10kW. Xiong uppnådde 70% med fler tuber. Effektiviteten påverkades kraftigt av antalet tuber. För att utnyttja teknikens kapacitet bör man undersöka antalet tuber och dess arrangemang noggrant.



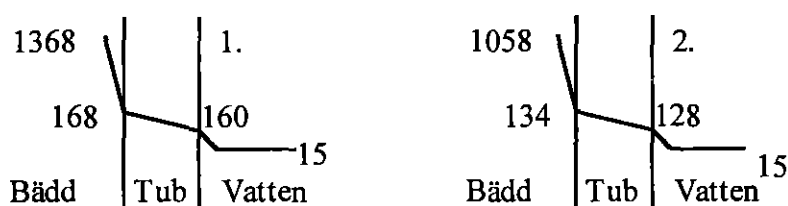
Figur 20: Termisk effektivitet för olika tillförda effekter

Rökgastemperaturen

Temperaturen påverkas kraftigt av luftöverskottet och den införda effekten. Vid låga effekter kyls bädden ner mer av värmeväxlartuben och temperaturen går ner kraftigt till 1500 K. Det gäller även vid höga luftöverskott då rökgaserna har en lägre temperatur p.g.a. det stora volymsflödet.

Temperaturprofil i tuben

Med ekvationerna 85 och 86 i åtanke så kan man beräkna en temperaturprofil i tubväggen. För två olika effekter blir resultatet enligt Figur 21. Som bäddtemperatur användes ett medelvärde i och med att det är olika temperaturer i botten och toppen av tuben.



Figur 21: Temperaturprofil 1. P = 52.5 kW och 2. P = 10.5 kW
Siffrorna är temperaturen i °C

Kylvattentemperaturen

Energien som överförs till tuberna värmer upp kylvattnet. Temperaturhöjningen kan beräknas med:

$$\Delta T = Q_{vwx} / (C_p \rho_{kyl} V_{kyl}) \quad (88)$$

Där densiteten ρ_{kyl} valdes till 995.7 kg/m^3 och värmekapaciteten C_p valdes till 4175 J/kg K .

För en effekt $Q_{vwx} = 3000 \text{ W}$ och $V_{kyl} = 3.9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ blir temperaturhöjningen

$$\Delta T = 18.5 \text{ K}$$

d.v.s. kylvattnets temperatur höjs t.ex. från 15°C till 33.5°C .

För en effekt $Q_{vwx} = 3000 \text{ W}$ och $V_{kyl} = 1.95 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ blir temperaturhöjningen

$$\Delta T = 37 \text{ K}$$

d.v.s. kylvattnets temperatur höjs från t.ex. 15°C till 52°C .

7 TILLÄMPNINGAR AV NATURGASFÖRBRÄNNING I PORÖSA BÄDDAR

En av fördelarna med förbränning i porösa bäddar är att man kan få en kompakt apparat, med värmeväxlartuber och förbränningskammare i ett. Tillverkningen och det nödvändiga underhållet kan därför bli billigt. Installationen bör p.g.a. apparatens enkelhet bli billig och snabb. Nackdelen är att den passar bäst till kontinuerliga system, d.v.s. det krävs ett buffertsystem för att klara av belastningssvängningar. Utrustningen blir därför snabbt större till storleken.

Miljömässigt ligger man bra till jämfört med liknande konkurrenter. Vid höga tillförda effekter är dock den termiska effektiviteten för låg. Vid 60 kW tillförd effekt är bara effektiviteten 35%. Så länge som man inte ökar effektiviteten till 90% kan det bli svårt att konkurrera inom ett flertal användningsområden, som t.ex. villapannor.

I dagsläget har man ingen konkurrensfördel mot villapannor. Villapannor är idag små till storleken med låga utsläpp, klart under miljögränsvärdena. En typisk oljepanna är CTC 1100 Miljö från CTC Parca AB [4]. Oljepannan är väldigt kompakt (0.6·1·1 m) och har en miljöanpassad brännare av typen Bentone 1000 på 25 kW. Enligt CTC Parca AB [4] ligger utsläppen för NO_x under 57 ppm och för CO under 47 ppm. Årsmedelverkningsgraden är $\approx 88\%$ jämfört med 60% för den porösa bädden.

Tillämpningsområdena för naturgasförbränning i en porös bädd är inte så många. Den största potentialen borde vara inom industriell vätskevärmning.

Den porösa bädden har vidare jämförts med följande liknande förbränningsteknik:

- Lösningsmedelsdestruktion i grusbäddar enligt ADTEC-modellen
- Keramiska brännare av typen Alzeta Pyrocore
- Katalytiska brännare av typen Katator

7.1 INDUSTRIELLA VÄTSKEVÄRMARE

I dagsläget finns det ett 20-tal gaseldade vätskevärmare i Sverige. Dessa fungerar bra och har konkurrerat ut andra alternativ genom att man har en låg investeringskostnad i ett decentraliserat system. Enligt Svenskt Gastekniskt Center[17] kan man räkna med en energibesparing på upptill 30% med ett decentraliserat system. Detta beror på att man har mindre energiförluster, bl.a. minskar överföringsförlusterna i form av strålning och konvektiv värme tack vare kortare ledningar.

Gaseldad vätskevärmning kan ske på olika sätt och utvecklas hela tiden. Problemet är ofta enligt Svenskt Gastekniskt Center[17] höga halter av CO och UHC.

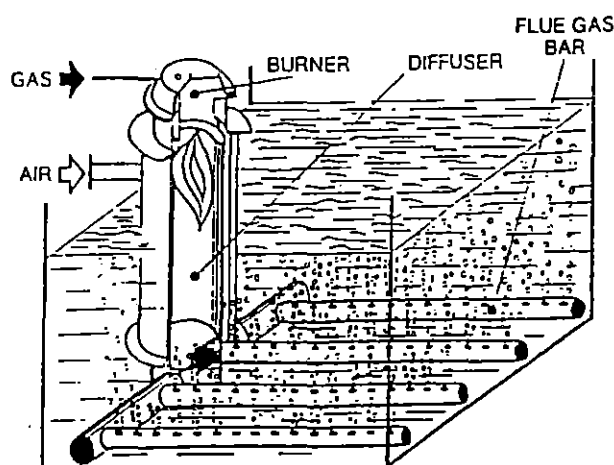
Det finns framförallt två typer av gaseldad vätskevärmning: direkt och indirekt.

7.1.1 Direkta

I denna typen av vätskevärmare så förbränns naturgasen i en brännkammare och man låter sedan rökgaserna vara i direktkontakt med vätskan genom att bubbla ut i vätskan, se Figur 22. Rökgaserna avger sin värme till badet, men badet får inte vara varmare än rökgasernas dagtemperatur ($\approx 60^{\circ}\text{C}$). Då kommer effektiviteten att minska p.g.a. att vatten förångas istället för kondenseras.

Det finns också direkta värmare i sprinklerutförande där vattnet sprinklas ut över mötande rökgas.

Nackdelar med direktvärmning är att man inte kan ha vilken temperatur som helst på badet och att det kan ske reaktioner mellan vätskebad och rökgas.

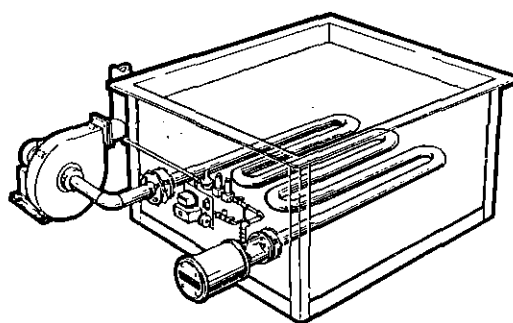


Figur 22: Vätskevärmare av typen direkt

7.1.2 Indirekta

Naturgasen förbränns i en förbränningskammare och leds därefter in i tuber som ligger i vätskebadet. Det finns härmed ingen direktkontakt mellan rökgasen och vätskan. Ett exempel på indirekta vätskevärmare är immersionsvärmaren, se Figur 23. Fördelen jämfört med direktvärmning är att man kan värma alla typer av vätskor, t.ex. vatten och syrabad, till höga temperaturer. Verkningsgraden beror framförallt av längd/diameter förhållandet.

En ny typ där man använder sig av veckade tuber utvecklas för närvarande vid LTH, Malmö. Man förväntas få en bättre effekt/ytenhet med denna konstruktion.



Figur 23: Vätskevärmare av typen immersionsvärmare

I en licentiatavhandling så har Christensen[3] utvärderat decentraliserad vätskevärmning. Han har studerat två anläggningar: Scan Väst, Varberg och Falkens bryggeri, Falkenberg.

I Scan Väst, Varberg så har man bl.a. installerat en 345 kW immersionstub av typen Lanemark. Utsläppsnivåerna omvandlade till 0% O₂ var enligt Tabell 5. UHC i tabellerna står för Unburned hydrocarbons = Oförbrända kolväten.

Tabell 5: Utsläppsnivåer, Scan Väst Varberg

Effekt/kW	Utsläppstyp	Utsläppshalt/ppm	Utsläppshalt/(mg/MJ)
62	NO _x	79	38
	CO	908	268
	UHC	221	38
285	NO _x	98	48
	CO	>1000	>295
	UHC	365	63

I Falkens bryggeri så installerade man en 885 kW immersionstub från Flaméco-Eclipse. Utsläppsnivåerna omvandlade till 0% O₂ var enligt Tabell 6.

Tabell 6: Utsläppsnivåer, Falkens bryggeri Falkenberg

Effekt/kW	Utsläppstyp	Utsläppshalt/ppm	Utsläppshalt/(mg/MJ)
359	NO _x	100	49
	CO	540	159
	UHC	116	20
676	NO _x	92	47
	CO	943	278
	UHC	224	38

Om man jämför värden från Tabell 5 och 6 med utsläppsnivåerna från den porösa bädden, så ser man att immersionsvärmarna ligger klart över nivåerna som den porösa bädden släpper ut. Den porösa bädden har sällan utsläpp över 25 ppm (0% O₂) när det gäller NO_x, CO och UHC.

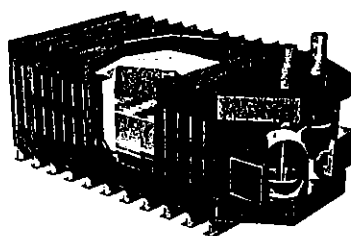
I livsmedelsindustrin där man använder sig av stora mängder varmvatten, så skulle man kunna ersätta stora och klumpiga immersionsvärmare med en kompakt porös bädd. I och med att den porösa bädden passar bäst i kontinuerliga system kan det dock krävas ett buffertsystem för att klara av belastningssvängningar.

7.2 ADTEC-VOCSIDIZER™

Detta är egentligen ingen konkurrerande teknik, men liknar den porösa bädd tekniken. Adtec startades av Björn Heed, Chalmers Tekniska Högskola. Hans idéer med förbränning i så kallade sandlådor har utvecklats till ett företag, Adtec. Numera ingår Adtec[1] i GraceTecsysteMS som i sin tur är ett dotterbolag till W.R. Grace & Co. De tillverkar många typer av reningssystem för rening av luft med lösningsmedel eller lukt. Där ingår produkter som utnyttjar regenerativ, rekuperativ och katalytisk förbränning. En av produkterna är Vocsidizer™ där man förbränner flyktigt lösningsmedel i en grusbädd. Det är ett regenerativt system där processluften, se Figur 24, leds in av en fläkt i en grusbädd eller eventuellt ett keramiskt material. Ingående luft förvärms av bädden och förbränns fullständigt i mitten av bädden. Förbränning sker vid 870 - 920°C. Luften går sedan ut renad till 99% och kyls ned av bädden till 20 - 50°C över ingångstemperaturen. Systemet styrs av en dator som ser till att växla riktning på luftströmmen och ingående luft går in i bädden där luften nyligen gått ut. Luften förvärms av den varma sanden, som värmts upp av den tidigare utgående luften. Systemet är självförsörjande på energi, ingen energitillsats krävs, så länge som luften innehåller minst 0.7 g lösningsmedel/m³ luft. Vid lägre halter krävs det stödenergi i form av t.ex. naturgas eller elenergi.

NO_x-halterna är inte mätbara och förbränningen är fullständig till 99%. Vid stora energiomvandlingar kan man värmeväxla t.ex. ingående friskluft.

Anläggningarna kan hantera flöden från 1000 - 32000 m³/h, men nackdelen med höga flöden är stora tryckfall, speciellt vid system med grusbäddar. Detta leder till ökade driftskostnader.



Figur 24: Adtec-Vocsidizer™

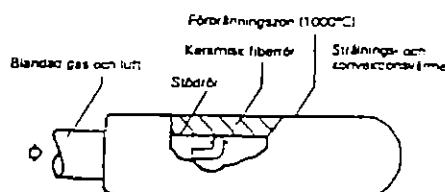
7.3 KERAMISKA BRÄNNARE-ALZETA PYROCORE

Denna typ av brännare bygger på en teknik som liknar den porösa bädden.

Brännaren är uppbyggd av ett cylindriskt rostfritt stål nät med en keramisk fibermassa utanpå, se Figur 25. Fiberskiktet är omkring 1 cm tjockt. Brännarröret kan byggas i olika längder beroende på effekt.

Själva förbränningen sker i ytskiktet och man uppnår en ytemperatur på ca 1000°C. Förbränningsvärmets tas upp av de keramiska fibrerna och energin avges som strålningsvärme till sin omgivning. Man får på detta sätt en lägre förbränningstemperatur och NO_x-utsläppen blir låga. Nackdelen med keramiska brännare är att tekniken än så länge är dyr.

Enligt Svenskt Gastekniskt Center[16] var Sydkraft Värme AB först med att installera en Alzeta pyrocore-brännare (140 kW) i Sverige. Detta skedde 1990 i en naturgaseldad panna i Svedala. Utvärdering visar att vid höglast gav keramiska fiberbrännaren NO_x-utsläpp på 19 ppm och vid låglast 6 ppm. Med den tidigare brännaren av typen två-stegsbrännare Bentone hade man NO_x-utsläpp på 82 ppm oberoende av last. Verkningsgraderna är oförändrade för höglast, 94% och bättre för låglast från 94% till 97%. Detta ska jämföras med en såpass låg verkningsgrad som 35% hos den porösa bädd enheten.

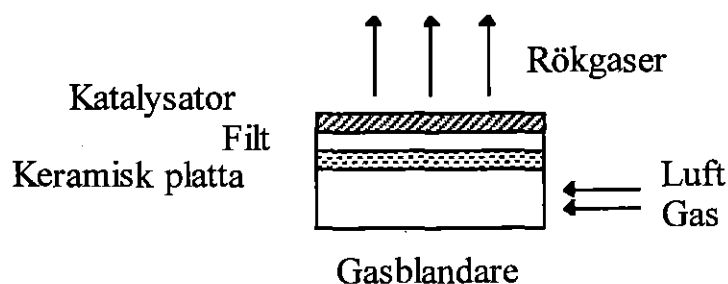


Figur 25: Keramisk fiberbrännare

7.4 KATALYTISKA BRÄNNARE

Katalytiska brännare är uppbyggda av en bärare med en pålagd katalysator. Katalysatorn kan t.ex. vara uppbyggd av palladium eller koppar(II)oxid. Bäraren kan vara en keram eller bestå av metallfiber och kan utformas som en monolit, pellet eller duk. Genom att använda en katalysator så kan man få ner reaktionstemperaturen och i och med den låga förbränningstemperaturen så blir NO_x -utsläppen låga. Fördelen med en katalytisk brännare är förutom de låga utsläppsnivåerna även att man kan använda bränslesnåla blandningar. Man kan t.ex. förstöra lösningsmedel från ventilationsluft. En av de stora nackdelarna är att katalysatorn inaktiveras av termiska förändringar eller av föroreningar efter en tids körning.

I en rapport från Hertzberg m.fl.[8], där man undersökt katalytiska brännare i villapannor (av typen Vaillant), fick man såpass låga NO_x -halter som < 5 ppm och CO-halterna < 10 ppm.. Effekten på brännaren var mellan 5 - 10 kW. Genom att använda keramiska fibrer så har man åstadkommit en strålningsverkningsgrad på 70 - 80 %. Man tror att man på detta sätt kan få kompakta villapannor genom att ersätta den vanliga konvektiva värmeöverföringen, som kräver stora värmeväxlarytor, med strålning. En brännarkonstruktion från Katator finns i Figur 26.



Figur 26: Katalytisk brännare från Katator

8 SLUTSATSER

Naturgasförbränning i en porös bädd med värmeväxlartuber erbjuder ett lovande framtidskoncept. Fördelarna är att man kan ha en kompakt apparat med hög förbränningsintensitet (upp till 2.5 MW/m^2) med bibehållen låg utsläppsnivå av NO_x , CO och UHC. Effektiviteten däremot är alldeles för låg för höga effekter (60 kW), omkring 30%. Den måste ökas till 90% om det ska vara ekonomiskt att installera en apparat. Apparaten är fortfarande i utvecklingsskedet och man måste framförallt undersöka hur man får högre effektivitet genom t.ex. fler tuber. Det måste även göras ett uppskalningsprojekt för att undersöka hur högre effekter (500 kW) påverkar egenskaperna.

Möjliga användningsområden för naturgasförbränning i porösa bäddar är inom industriell vätskevärmning och ångproduktion. Vätskevärmning har störst potential i och med att dagens anläggningar oftast är stora och klumpiga med höga utsläppsnivåer av CO och UHC. Inget av detta uppvisar naturgasförbränning i porösa bäddar. Dessutom bör den bli mest ekonomisk vid nyinvesteringar.

Problemet för den porösa bädden är att det troligtvis krävs ett buffertsystem som tar hand om behovsvängningar och då blir apparaten snabbt större, d.v.s. den passar bäst till kontinuerliga system. I och med kravet på ett buffertsystem så går det inte att konkurrera med villapannor som redan är små till storleken. Dessutom kan villapannor redan nu fås med miljövänliga brännare.

Tabell 7: Jämförelse mellan olika tekniker

	Porösa bädden	Gaseldade vätske- värmare	Oljepanna CTC 1100 Miljö	ADTEC	Alzeta Pyrocore	Katalytisk brännare
Utsläpp NO_x /(ppm)	< 25	> 79	< 57	-	6-19	< 5
Utsläpp CO/(ppm)	< 25	> 540	< 47	-	-	< 10
Verknings- grad/(%)	35-70	80-90	> 88	> 99	> 94	-
Effekt/(kW)	6-60	60-700	25	-	140	5-10
Effekt/volym	Stor	Liten	Stor	Liten	Medel	Medel
Pris	Medel	Medel	Billig	Dyr	Dyr	Medel
Övrigt	Ny teknik	-	Etablerad teknik	-	-	Ny teknik

En jämförelse vad gäller storlek, pris och utsläppsnivåer* mellan olika tekniker finns i Tabell 7 föregående sida. Där effekt/volym är ett relativt mått på tillförd effekt per apparatvolym och priset är ett relativt mått på investeringskostnaden per effektenhet. Tabell 7 visar att naturgasförbränning i porösa bäddar står sig väl i konkurrensen vad det gäller utsläppsnivåer av NO_x och CO, men att effektiviteten är för låg. Storleken är konkurrenskraftig med liknande teknik, om man inte räknar med ett buffertsystem.

* Omvandling av utsläppshalter från ppm(0%) till mg/MJ
 $\text{mg NO}_x/\text{MJ} = \text{ppm NO}_x \cdot 10.2/(21-\text{O}_2)$
 $\text{mg CO}/\text{MJ} = \text{ppm CO} \cdot 6.2/(21-\text{O}_2)$

9 TECKENLISTA

A	Förexponentiellfaktor	$1 \cdot 10^{10} \text{ m}^3/\text{kg s}$
a_v	Yta per volymenhet	m^{-1}
A_{vwx}	Värmeväxlararea	m^2
$B_{1,2,3,4,5}$	Konstanter temperaturmatris	
b	Tubtjocklek	m
C	Konstanter i ekvationsmatris	W/m^3
C_p	Specifik värmekapacitet	$\text{J}/\text{kg K}$
c'_p	Specifik värmekapacitet	$\text{J}/\text{mol K}$
D	Tubdiameter	m
D_{AB}	Diffusionskoefficient	m^2/s
d_p	Partikeldiameter	m
E	Aktiveringsenergi	J/kmol
f	Tröghetskoefficient	
f	Reaktionskonstant	
g	Gravitationskonstant	m/s^2
h	Värmeöverföringstal	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$
H	Modulhöjd	m
h_{in}	Värmeöverföringstal på insidan av tuben	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$
h_f	Rökgasentalpi	J/kg
ΔH_{fu}	Förbränningsvärme	J/kg
j	Index för beräkning i x-led	m
K	Permeabilitet	m^2
K'	Jämviktskonstant	mol/dm^3
k	Index för beräkning i y-led	m
k'	Hastighetskonstant	$\text{dm}^{9/2}/\text{mol}^{3/2} \text{ s}$
k''	Hastighetskonstant	$\text{dm}^3/\text{mol s}$
k_{eff}	Effektivt värmeledningstal	$\text{W}/\text{m K}$
k_{in}	Värmeöverföringstal	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$
$k_{konvektiv}$	Värmeledningstal-konvektivt	$\text{W}/\text{m K}$
$k_{ledning}$	Värmeledningstal-ledning	$\text{W}/\text{m K}$
$k_{strålning}$	Värmeledningstal-strålning	$\text{W}/\text{m K}$
m_{fu}	Bränslefraktion	
m_{ox}	Syrefraktion	
n	Normal	
n_a	Gasflöde	$\text{mol}/\text{m}^2 \text{ s}$
p	Tryck	Pa
P	Tillförd effekt	W
Q	Andel energi till vvx	%
Q_{vwx}	Energi till vvx	W
R	Allmänna gaskonstanten	$\text{J}/\text{kmol K}$

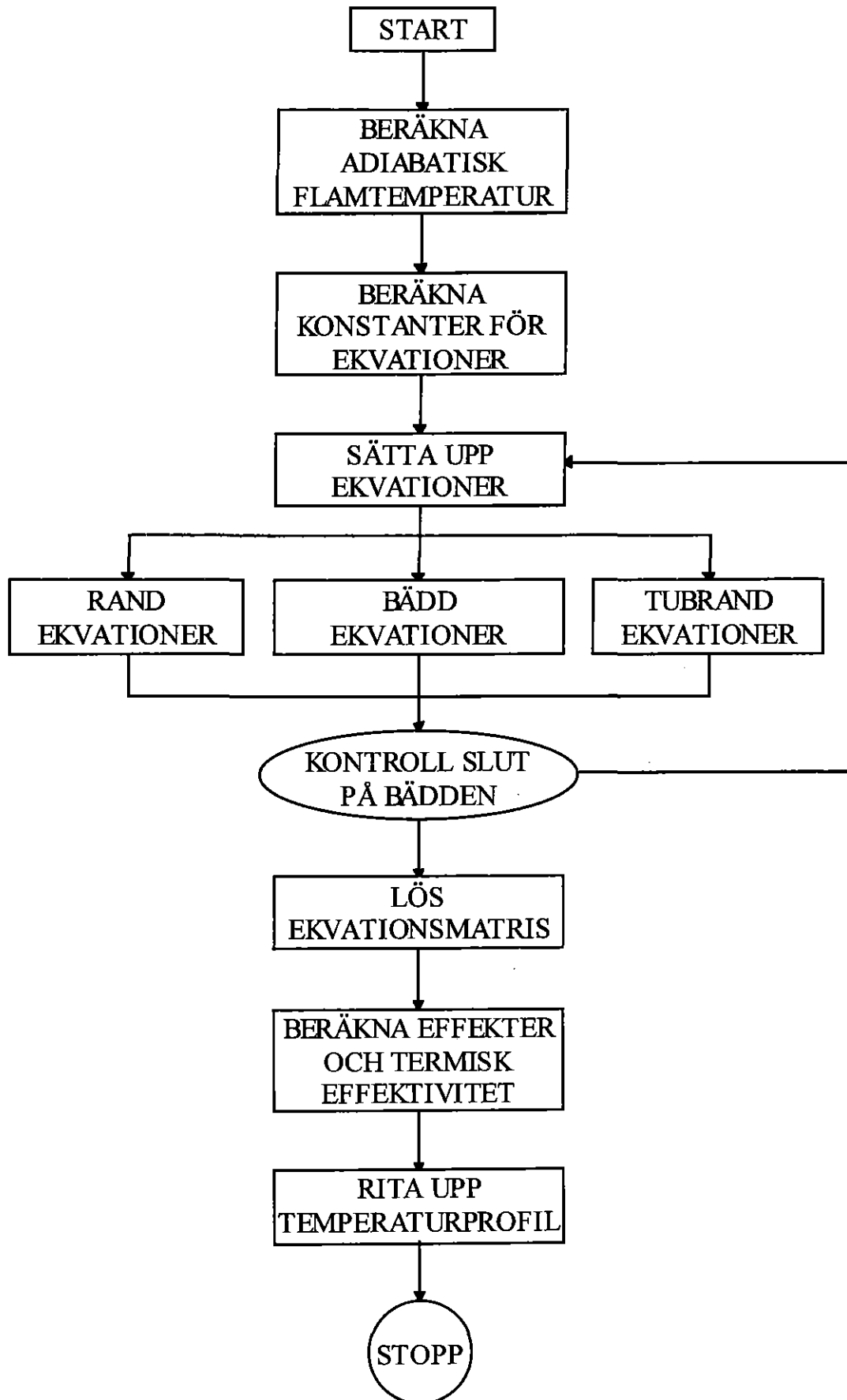
R_c	Värmemotstånd mellan tub och bädd	$m^2 K/W$
r_f	Lokaliseringsfaktor	
R_t	Värmemotstånd	$m^2 K/W$
S	Modulbredd	m
S_{fu}	Bränsleåtgång	$kg/m^2 s$
T	Temperatur	K
T_{kyl}	Kylvattentemperatur	K
u	Hastighet i x-led	m/s
v	Hastighet i y-led	m/s
V_{kyl}	Kylvattenflöde	m^3/s
X	Molfraktion	
x	Koordinat i x-led, bredd	m
y	Koordinat i y-led, höjd	m
z	Koordinat i z-led, djup	m
ϵ_{eff}	Effektiv emissivitet	
ρ	Densitet	kg/m^3
ρ_{kyl}	Densitet för kylvatten	kg/m^3
$\emptyset$	Porositet	
ψ	Luftöverskott	
μ	Viskositet	$kg/m s$
σ	Stefan-Bolzmanns konstant	$W/m^2 K^4$
λ	Värmeledningstal i tubvägg	$W/m K$

Undertecken

am	Omgivning
f	Gasfas
in	Ingående
s	Fasta fas
t	Tub
flam	Flamma

10 REFERENSER

- [1] ADTEC, GraceTecSystems, *Produktblad*, W.R. Grace & Co., 1995
- [2] Barnes F.J., Bromly J.H., Edwards T.J., Mandyczewsky R., *NO_x emission from radiant gas burners*, J. Inst. Energy, 1988, vol.155, ss 184 -188
- [3] Christensen, Rolf, *Aspects on decentralized natural gas fired liquid heating*, Lic. Diss. , Kemisk Apparatteknik, LTH, 1991
- [4] CTC Parca AB, Ljungby, *Produktblad*, 1995
- [5] Dupont V., Pourkashanian M., Williams A., Wooley R., *The reduction of NO_x formation in natural gas burner flames*, Fuel, 1993, vol. 72-4, ss 497 - 503
- [6] Gardiner, William C., *Combustion chemistry*, Springer-Verlag New York Inc., 1984
- [7] Glassman, Irvin, *Combustion*, 2:a uppl., Academic Press Inc. Ltd, 1987
- [8] Hertzberg T., Brandin J., Hargitai T., Silversand F., Näslund M., *Katalytisk brännare för emissionsreduktion i befintliga fastighetspannor*, Rapport Katator AB och Energigasinstitutet vid LTH, 1994
- [9] Kuo, Kenneth K., *Principles of combustion*, John Wiley & Sons Inc., 1986, s 136
- [10] Mohamad A.A., Viskanta R., Ramadhyani S., *Numerical predictions of combustion and heat transfer in a packed bed with embedded coolant tubes*, Combust. Sci. And Tech., 1994, vol. 96, ss 387 - 407
- [11] Moreno F.E., Pam R.L., Chirolo D.S., *Theory and application of ultra low NO_x radiant combustion: sub-9 ppm without SCR*, 1992 International Gas Research Conference, Orlando, Florida, ss 402 - 412
- [12] Mörtstedt S-E, Hellsten G., *Data och diagram*, Esselte Studium AB, 1987
- [13] Naturvårdsverket, *Förbränningsanläggningar för energiproduktion*, 1993
- [14] NUTEK, *Energiläget 1994*
- [15] Näslund M., *Energigasteknik*, Institutionen för värme- och kraftteknik, LTH, 1993
- [16] Svenskt Gastekniskt Center AB, *Keramisk fiberbrännare*, Utvärderingsrapport 1991
- [17] Svenskt Gastekniskt Center AB, *Värmning av vätskor med gas*, Informationsblad, 1995, nr. 14
- [18] Williams A., Woolley R., Lawes M., *The formation of NO_x in surface burners*, Combust. Flame, 1992, vol. 89, ss 157 - 166
- [19] Xiong, Tian-yu, *Combined convective-radiative heat transfer enhancement in an advanced gas-fired surface combustor-heater*, Gas Research Institute, Chicago, USA, 1994
- [20] Xiong, Tian-yu, *Ultra-low pollutant emissions radiant gas burner with stabilized porous-phase combustion*, US 5147201 A, 15 Sep 1992



Program

Bilaga 2:1

Programmet är uppdelat i fyra delar. Dessa är skrivna som sk m-filer.

- Solve -Huvudprogram
- Temp -Sätter upp ekvation för adiabatisk flamtemperatur
- Eld -Beräknar med hjälp av Temp adiabatisk flamtemperatur
- Matris -Sätter upp ekvationer och löser ekvationsmatrisen

Solve

```
function d=solve
```

```
global k j Flam vol
```

```
clc
```

```
disp('Simulering av förbränning i en porös bädd')
```

```
disp('med en vvx-tub')
```

```
disp('av Henric Larsson hösten 1995')
```

```
% Beräkna flamtemperaturen
```

```
eld;
```

```
disp('Ge effekt i volymflöde(3.2e-4 - 1.6e-3 m3/s)')
```

```
vol = input('Volymflöde(m3/s): ');
```

```
% Beräkna temperaturprofilen
```

```
matris;
```

Temp

```
function f = temp(Tf);

global fi v vol Hrefut

% enhet J/mol C, cp konstanter

v=[29.3359, 9.8373e-3, -3.8029e-6, 5.8592e-10; ...
   28.6379, 6.6329e-3, -1.4978e-6, 7.7330e-11; ...
   39.2799, 2.8928e-2, -1.3257e-5, 2.0388e-9; ...
   32.7917, 1.2066e-2, -4.1121e-7, -3.7787e-10];

ain = 2*fi*v(1,1) + 7.52*fi*v(2,1);
bin = 2*fi*v(1,2) + 7.52*fi*v(2,2);
cin = 2*fi*v(1,3) + 7.52*fi*v(2,3);
din = 2*fi*v(1,4) + 7.52*fi*v(2,4);

aut = 2*(fi-1)*v(1,1) + 7.52*fi*v(2,1) + v(3,1) + 2*v(4,1);
but = 2*(fi-1)*v(1,2) + 7.52*fi*v(2,2) + v(3,2) + 2*v(4,2);
cut = 2*(fi-1)*v(1,3) + 7.52*fi*v(2,3) + v(3,3) + 2*v(4,3);
dut = 2*(fi-1)*v(1,4) + 7.52*fi*v(2,4) + v(3,4) + 2*v(4,4);

cpmet = 35.695; % 25 C

Tref = 0; % C
Tin = 25;
Tmet = 25;

Hrefin = -7.490e4 + 0 + 0; % Bildningsentalpier vid 0 C enhet J/mol
Hrefut = 0 + 0 - 3.938e5 - 2*2.420e5;
% Hc= -803e3; %J/mol

Hin= Hrefin + cpmet*Tmet + ain*(Tin-Tref) + bin*(Tin.^2-Tref.^2)/2 + cin*(Tin.^3-
Tref.^3)/3 + din*(Tin.^4-Tref.^4)/4;

Hut= Hrefut + aut*(Tf-Tref) + but*(Tf.^2-Tref.^2)/2 + cut*(Tf.^3-Tref.^3)/3 +
dut*(Tf.^4-Tref.^4)/4;

f = Hut - Hin; %Funktion för adiabatisk flamtemperatur
```

Eld

```
function Flam=eld;
```

```
global fi Flam
```

```
fi =input('Luftfaktor: ');
```

```
f=fzero('temp',1800); %Beräknar nollstället för funktionen
```

```
Flam = 273 + f;
```

Matris

function h=matris

%Bildar en ekvationsmatris

global Flam fi v vol

%indata

ktot= 12;

jtot = 12;

el=ktot*jtot;

dy = 0.15/ktot; %m dy=dx förenkling i ekvationer

dx = dy;

Abed = dx*0.15; %m2

Rc = 0.003; %m2K/W

hin = 2725; %W/m2K

lambda = 50; %W/mK

Tv = 288; %K

Ain = 0.15*4*dx; %m2

b = 1e-3;

Rt= 1/hin + b/lambda + Rc; % m2K/W

kin= 1/Rt; % W/m2K

Hc= -803e3; %J/mol

dp= 6e-3;

keff= 6.4;

% Beräknar molflödet

moltot = 2*(fi-1) + 7.52*fi + 1 + 2;

mol = vol*101325/(8.3145*298*jtot); %mol/s naturgas per segment

na = mol*moltot/Abed; %mol/m2s rökgaser per segment

% Beräknar cp

aut = 2*(fi-1)*v(1,1) + 7.52*fi*v(2,1) + v(3,1) + 2*v(4,1);

but = 2*(fi-1)*v(1,2) + 7.52*fi*v(2,2) + v(3,2) + 2*v(4,2);

cut = 2*(fi-1)*v(1,3) + 7.52*fi*v(2,3) + v(3,3) + 2*v(4,3);

dut = 2*(fi-1)*v(1,4) + 7.52*fi*v(2,4) + v(3,4) + 2*v(4,4);

```
cp = (aut + but*(Flam - 273) + cut*(Flam - 273)^2 + dut*(Flam - 273)^3)./moltot;
```

```
% Skriver en ekvation för varje nod
```

```
% Det blir många noder
```

```
% Man måste även kolla om det är ett randvillkor
```

```
n=0;
```

```
for j=1:jtot,
```

```
    for k=1:ktot,
```

```
        % Beräknar konstanter
```

```
        A = keff/dy^2;
```

```
        B = keff/dx^2;
```

```
        C = na*cp/dy;
```

```
        D = kin/dx;
```

```
n=n+1;
```

```
for m=1:el,
```

```
    s(n,m)=0;
```

```
end
```

```
y(n)=0;
```

```
% Kontrollerar randvillkor
```

```
if k==1 %Flamman
```

```
    s(n,n)=1;
```

```
    y(n)=Flam;
```

```
elseif j==1, %Höger kant
```

```
    s(n,n)=1;
```

```
    s(n,n+ktot)=-1;
```

```
elseif k==ktot, % Utlopp
```

```
    s(n,n)=1;
```

```
    s(n,n-1)=-1;
```

```
elseif j==jtot, %Vänsterkant
```

```
    s(n,n)=1;
```



```
s(n,n-ktot)=-1;
else
if k==6 & j==6,          % runt vvx-tuben OBS! dx=dy
    s(n,((j-1)*ktot + k))= 3*A+3*B+2*D+C;
    s(n,((j-1)*ktot + k + 1))= -A;
    s(n,((j-1)*ktot + k - 1))= -C-2*A;
    s(n,j*ktot + k)= -B;
    s(n,((j-2)*ktot + k))= -2*B;
    y(n)=Tv*2*D;
elseif k==7 & j==6,
    s(n,((j-1)*ktot + k))= 3*A+3*B+2*D+C;
    s(n,((j-1)*ktot + k + 1))= -2*A;
    s(n,((j-1)*ktot + k - 1))= -C-A;
    s(n,j*ktot + k)= -B;
    s(n,((j-2)*ktot + k))= -2*B;
    y(n)=Tv*2*D;
elseif k==6 & j==7,
    s(n,((j-1)*ktot + k))= 3*A+3*B+2*D+C;
    s(n,((j-1)*ktot + k + 1))= -A;
    s(n,((j-1)*ktot + k - 1))= -C-2*A;
    s(n,j*ktot + k)= -2*B;
    s(n,((j-2)*ktot + k))= -B;
    y(n)=Tv*2*D;
elseif k==7 & j==7,
    s(n,((j-1)*ktot + k))= 3*A+3*B+2*D+C;
    s(n,((j-1)*ktot + k + 1))= -2*A;
    s(n,((j-1)*ktot + k - 1))= -C-A;
    s(n,j*ktot + k)= -2*B;
    s(n,((j-2)*ktot + k))= -B;
    y(n)=Tv*2*D;
else
    s(n,((j-1)*ktot + k))= 2*A+2*B+C;
    s(n,((j-1)*ktot + k + 1))= -A;
    s(n,((j-1)*ktot + k - 1))= -C-A;
    s(n,j*ktot + k)= -B;
    s(n,((j-2)*ktot + k))= -B;
end
end
end
end
```

```
e=y';
x=s\e;      %Inverterar matrisen

n=0;
for j=1:jtot
    for k=1:ktot
        n=n+1;
        T(j,k)=x(n);
    end
end

disp(T');

x = [0:dx:0.15-dx];
y = [0:dy:0.15-dy];

figure(1);      %Ritar upp temperaturprofil
cs = contour(T',8); clabel(cs);

xlabel('X-led i meter')
ylabel('Y-led i meter')
title('Temperaturprofil i bädden')

figure(2);
pcolor(x,y,T');
shading interp
colormap(jet)

xlabel('X-led i meter')
ylabel('Y-led i meter')
title('Temperaturprofil i bädden')

%Beräknar effekter

Qin = -Hc*mol*jtot/1000;
disp('Införd effekt(kW): ')
disp(Qin)

Quppt = kin*Ain*(T(6,6)+T(7,6)+T(6,7)+T(7,7)-4*Tv)/(4*1000);
disp('Bortkyld effekt(kW): ')
disp(Quppt)
```

Program

Bilaga 2:8

```
Qarea=Quppt/Ain;
disp('Effekt per tubarea(kW/m2): ')
disp(Qarea)

Qut = 0;
for j=1:jtot,
    Qut=Qut+cp*(T(j,ktot)-273)*mol*moltot;
end
Qut=(Qut+Hrefut*mol)/1000;
Qtot=Qut + Quppt;

eff=100*Quppt/Qin;
disp('Termisk verkningsgrad(%): ')
disp(eff)

fel=(Qin-Qtot)*100/Qin;
disp('Fel i beräkningarna(%): ')
disp(fel)
```

Tabellförklaring:

- ψ är luftöverskottet. D.v.s. $\psi = 1.2$ betyder att man har 20% överskott av luft.
- Q-VVX är effekten som värmeväxlartuben(-erna) kyler bort.
- Q/A-VVX är effekten som värmeväxlartuben(-erna) kyler bort per värmeväxlararea.
- Termiska effektiviteten är Q-VVX/Införd effekt.
- Rökgas-temperaturen är temperaturen i elementet (6,12), d.v.s. i utloppet efter tuben(-erna).

Simulering 1:

Simulering med en tub och konstant effekt.

P = 45kW

Luft- överskott ψ	Q-VVX (kW)	Q/A-VVX (kW/m ²)	Termisk effektivitet (%)	Rökgas- temperatur (K)
1,1	3,10	413,39	6,89	1832
1,2	2,93	390,87	6,52	1739
1,3	2,78	370,89	6,18	1658
1,4	2,65	353,02	5,89	1586
1,5	2,53	336,94	5,62	1521

Simulering 2:

Simulering med en tub och konstant luftöverskott.

$\psi = 1.2$

Effekt (kW)	Q-VVX (kW)	Q/A-VVX (kW/m ²)	Termisk effektivitet (%)	Rökgas- temperatur (K)
10,51	2,31	307,96	21,98	1560
20,36	2,59	345,87	12,74	1662
32,84	2,80	373,09	8,52	1713
39,41	2,88	383,40	7,30	1728
52,54	3,00	399,58	5,70	1752

Simulering 3:

Simulering med två tuber och konstant effekt.

$P = 45 \text{ kW}$

Luft- överskott $\varnothing$	Q-VVX (kW)	Q/A-VVX (kW/m ²)	Termisk effektivitet (%)	Rökgas- temperatur (K)
1,1	6,11	407,42	13,58	1762
1,2	5,79	385,99	12,87	1686
1,3	5,50	366,85	12,23	1618
1,4	5,24	349,65	11,66	1556
1,5	5,01	334,10	11,14	1501

Simulering 4:

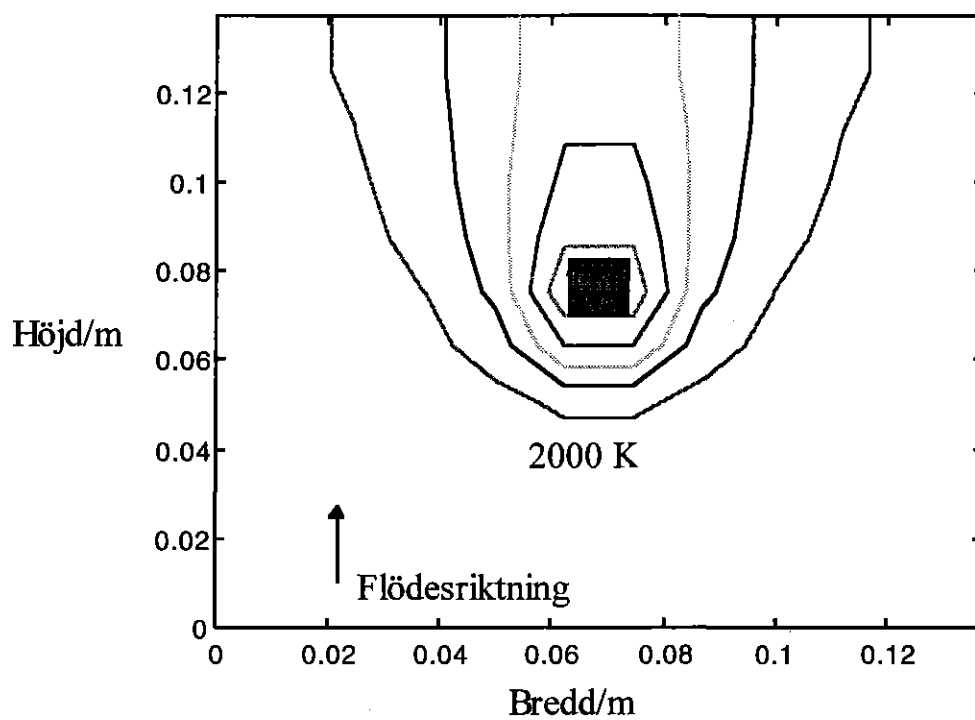
Simulering med två tuber och konstant luftöverskott.

$\psi = 1.2$

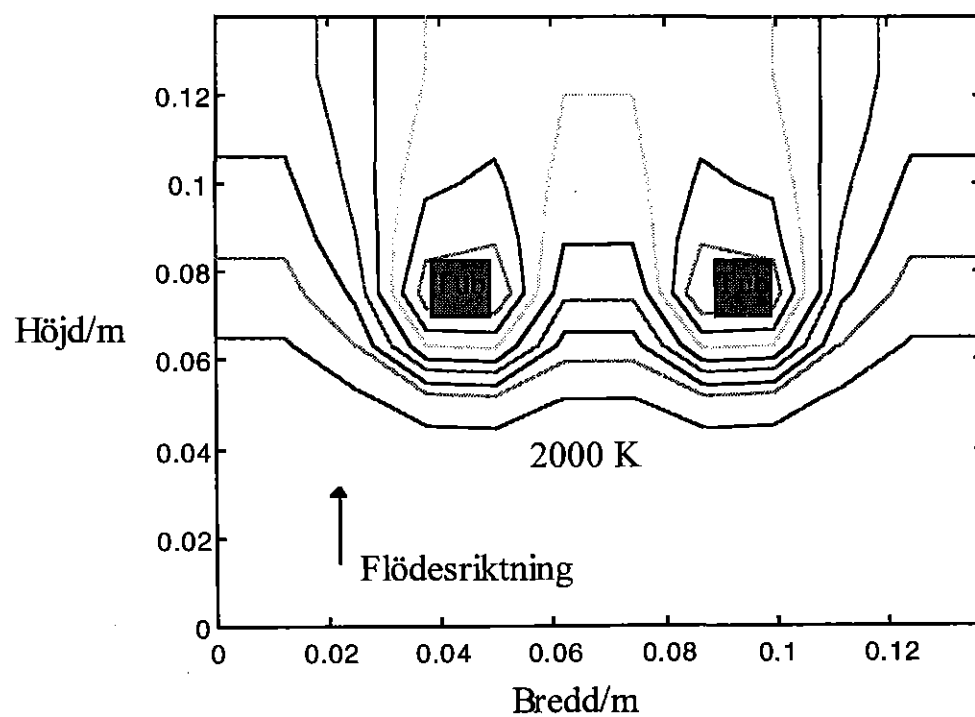
Effekt (kW)	Q-VVX (kW)	Q/A-VVX (kW/m ²)	Termisk effektivitet (%)	Rökgas- temperatur (K)
10,51	4,07	271,07	38,69	1257
20,36	4,90	326,71	24,07	1461
32,84	5,46	363,99	16,63	1600
39,41	5,65	376,98	14,35	1650
52,54	5,94	396,12	11,31	1726

Temperaturprofilerna simulerades för tillförd effekt $P = 45 \text{ kW}$ och luftöverskottet $\psi = 1.2$. Profilerna står för en minskning av ungefär 100 K .

En värmeväxlartub:



Två värmeväxlartuber:



96-04-02

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
001	Systemoptimering vad avser ledningstryck	Apr 91	Stefan Grudén TUMAB	100
002	Mikrokraftvärmeverk för växthus. Utvärdering	Apr 91	Roy Ericsson Kjessler & Mannerstråle AB	100
004	Krav på material vid kringfyllnad av PE-gasledningar	Apr 91	Jan Molin VBB VIAK	50
005	Teknikstatus och marknadsläge för gasbaserad minikraftvärme	Apr 91	Per-Arne Persson SGC	150
006	Keramisk fiberbrännare - Utvärdering av en demo-anläggning	Jan 93	R Brodin, P Carlsson Sydkraft Konsult AB	100
007	Gas-IR teknik inom industrin. Användnings- områden, översiktlig marknadsanalys	Aug 91	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	100
009	Läcksökning av gasledningar. Metoder och instrument	Dec 91	Charlotte Rehn Sydkraft Konsult AB	100
010	Konvertering av aluminiumsmältugnar. Förstudie	Sep 91	Ola Hall, Charlotte Rehn Sydkraft Konsult AB	100
011	Integrerad naturgasanvändning i tvätterier. Konvertering av torktumlare	Sep 91	Ola Hall Sydkraft Konsult AB	100
012	Odöranter och gasolkondensats påverkan på gasrörsystem av polyeten	Okt 91	Stefan Grudén, F. Varmedal TUMAB	100
013	Spektralfördelning och verkningsgrad för gaseldade IR-strålare	Okt 91	Michael Johansson Driftekniska Instit. vid LTH	150
014	Modern gasteknik i galvaniseringsindustri	Nov 91	John Danelius Vattenfall Energisystem AB	100
015	Naturgasdrivna truckar	Dec 91	Åsa Marbe Sydkraft Konsult AB	100
016	Mätning av energiförbrukning och emissioner före o efter övergång till naturgas	Mar 92	Kjell Wanselius KW Energiprodukter AB	50
017	Analys och förslag till handlingsprogram för området industriell vätskevärmning	Dec 91	Rolf Christensen ÅF-Energikonsult Syd AB	100
018	Skärning med acetylen och naturgas. En jämförelse.	Apr 92	Åsa Marbe Sydkraft Konsult AB	100

96-04-02

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
019	Läggning av gasledning med plöjteknik vid Glostorp, Malmö. Uppföljningsprojekt	Maj 92	Fallsvik J, Haglund H m fl SGI och Malmö Energi AB	100
020	Emissionsdestruktion. Analys och förslag till handlingsprogram	Jun 92	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
021	Ny läggningsteknik för PE-ledningar. Förstudie	Jun 92	Ove Ribberström Ove Ribberström Projekt. AB	150
022	Katalog över gastekniska FUD-projekt i Sverige. Utgåva 4	Aug 92	Svenskt Gastekniskt Center	150
023	Läggning av gasledning med plöjteknik vid Lillhagen, Göteborg. Uppföljningsproj.	Aug 92	Nils Granstrand m fl Göteborg Energi AB	150
024	Stumsvetsning och elektromuffsvetsning av PE-ledningar. Kostnadsaspekter.	Aug 92	Stefan Grudén TUMAB	150
025	Papperstorkning med gas-IR. Sammanfattning av ett antal FUD-projekt	Sep 92	Per-Arne Persson Svenskt Gastekniskt Center	100
026	Koldioxidgödsling i växthus med hjälp av naturgas. Handbok och tillämpn.exempel	Aug 92	Stig Arne Molén m fl	150
027	Decentraliserad användning av gas för vätskevärmning. Två praktikfall	Okt 92	Rolf Christensen AF-Energikonsult	150
028	Stora gasledningar av PE. Teknisk och ekonomisk studie.	Okt 92	Lars-Erik Andersson, Åke Carlsson, Sydkraft Konsult	150
029	Catalogue of Gas Techn Research and Development Projects in Sweden (På engelska)	Sep 92	Swedish Gas Technology Center	150
030	Pulsationspanna. Utvärdering av en demo-anläggning	Nov 92	Per Carlsson, Åsa Marbe Sydkraft Konsult AB	150
031	Detektion av dräneringsrör. Testmätning med magnetisk gradiometri	Nov 92	Carl-Axel Triumf Triumf Geophysics AB	100
032	Systemverkn.grad efter konvertering av vattenburen elvärme t gasvärme i småhus	Jan 93	Jonas Forsman Vattenfall Energisystem AB	150
033	Energiuppföljning av gaseldad panncentral i kvarteret Malörten, Trelleborg	Jan 93	Theodor Blom Sydkraft AB	150
034	Utvärdering av propanexponerade PEM-rör	Maj 93	Hans Leijström Studsvik AB	150

96-04-02

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
035	Hemmatankning av naturgasdriven personbil. Demonstrationsprojekt	Jun 93	Tove Ekeborg Vattenfall Energisystem	150
036	Gaseldade genomströmningsberedare för tappvarmvatten i småhus. Litteraturstudie	Jun 93	Jonas Forsman Vattenfall Energisystem	150
037	Verifiering av dimensioneringsmetoder för distributionsledningar. Litt studie.	Jun 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
038	NOx-reduktion genom reburning med naturgas. Fullskaleförsök vid SYSAV i Malmö	Aug 93	Jan Bergström Miljökonsulterna	150
039	Pulserande förbränning för torkändamål	Sep 93	Sten Hermodsson Lunds Tekniska Högskola	150
040	Organisationer med koppling till gasteknisk utvecklingsverksamhet	Feb 94	Jörgen Thunell SGC	150
041	Fältsortering av fyllnadsmassor vid läggning av PE-rör med lägningsbox.	Nov 93	Göran Lustig Elektro Sandberg Kraft AB	150
042	Deponigasens påverkan på polyetenrör.	Nov 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
043	Gasanvändning inom plastindustrin, handlingsplan	Nov 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
044	PA 11 som material ledningar för gasdistribution.	Dec 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
045	Metoder att höja verkningsgraden vid avgaskondensering	Dec 93	Kjell Wanselius KW Energiprodukter AB	150
046	Gasanvändning i målerier	Dec 93	Charlotte Rehn et al Sydkraft Konsult AB	150
047	Rekuperativ aluminiumsmältugn. Utvärdering av degelugn på Värnamo Pressgjuteri.	Okt 93	Ola Hall Sydkraft Konsult AB	150
048	Konvertering av dieseldrivna reservkraftverk till gasdrift och kraftvärmeprod	Jan 94	Gunnar Sandström Sydkraft Konsult AB	150
049	Utvecklad teknik för gasinstallationer i småhus	Feb 94	P Kastensson, S Ivarsson Sydgas AB	150
050	Korrosion i flexibla rostfria insatsrör (Finns även i engelsk upplaga)	Dec 93	Ulf Nilsson m fl LTH	150

96-04-02

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
051	Nordiska Degelugnsprojektet. Pilot- och fältförsök med gasanvändning.	Nov 93	Eva-Maria Svensson Glafo	150
052	Nordic Gas Technology R&D Workshop. April 20, 1994. Proceedings.(På engelska)	Jun 94	Jörgen Thunell, Editor Swedish Gas Center	150
053	Tryckhöjande utrustning för gas vid metallbearbetning -- En förstudie av GT-PAK	Apr 94	Mårten Wärnö MGT Teknik AB	150
054	NOx-reduktion genom injicering av naturgas i kombination med ureainsprutning	Sep 94	Bent Karll, DGC P Å Gustafsson, Miljökons.	100
055	Trevägs-katalysatorer för stationära gasmotorer.	Okt 94	Torbjörn Karlelid m fl Sydkraft Konsult AB	150
056	Utvärdering av en industriell gaseldad IR-strålare	Nov 94	Johansson, M m fl Lunds Tekniska Högskola	150
057	Läckagedetekteringssystem i storskaliga gasinstallationer	Dec 94	Fredrik A Silversand	150
058	Demonstration av låg-NOx-brännare i växthus	Feb 95	B Karll, B T Nielsen Dansk Gasteknisk Center	150
059	Marknadspotential naturgaseldade industriella IR-strålare	Apr 95	Rolf Christensen Enerkon RC	150
060	Rekommendationer vid val av flexibla insatsrör av rostfritt i villaskorstenar	Maj 95	L Hedeén, G Björklund Sydgas AB	50
061	Polyamidrör för distribution av gasol i gasfas. Kunskapssammanställning	Jul 95	Tomas Tränkner Studsvik Material AB	150
062	PE-rörs tålighet mot yttre påverkan. Sammanställning av utförda praktiska försök	Aug 95	Tomas Tränkner Studsvik Material AB	150
063	Naturgas på hjul. Förutsättningar för en storskalig satsning på NGV i Sverige	Aug 95	Naturgasbolagens NGV- grupp	150
064	Energieffektivisering av större gaseldade pannanläggningar. Handbok	Aug 95	Lars Frederiksen Dansk Gasteknisk Center	200
065	Förbättra miljön med gasdrivna fordon	Aug 95	Göteborg Energi m fl	150
066	Konvertering av oljeeldade panncentraler till naturgas. Handbok.	Nov 95	Bo Cederholm Sydkraft Konsult AB	150

96-04-02

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
067	Naturgasmodellen. Manual för SMHI:s program för beräkn av skorstenshöjder	Dec 95	Tingnert B, SKKB Thunell J, SGC	150
068	Energigas och oxyfuelteknik	Dec 95	Ingemar Gunnarsson Energi-Analys AB	150
069	CO2-gödsling med avgaser från gasmotor med katalysator	Dec 95	Bent Karll Dansk Gasteknisk Center	150
070	Utvärdering av naturgasförbränning i porösa bäddar	Mar 96	Henric Larsson Lunds Tekniska Högskola	150
071	Utvärdering av naturgasdrivna IR-boostar i ugn för pulverlackering	Nov 95	Ole H Madsen Asger N Myken	150
A01	Fordonstankstation Naturgas. Parallellkoppling av 4 st Fuel Makers	Feb 95	Per Carlsson Göteborg Energi	50
A02	Uppföljning av gaseldade luftvärmare vid Arlövs Sockerraffinaderi	Jul 95	Rolf Christensen Enercon RC	50
A03	Gasanvändning för färjedrift. Förstudie (Endast för internt bruk)	Jul 95	Gunnar Sandström Sydkraft Konsult	0
A04	Bussbuller. Förslag till mätprogram	Jun 95	Ingemar Carlsson Ecotrans Teknik AB	50
A05	Värmning av vätskor med naturgas - Bakgrund till faktablad	Okt 95	Rolf Christensen Enercon RC	50
A06	Isbildning i naturgasbussar och CNG-system (Endast för internt bruk)	Nov 95	Volvo Aero Turbines Sydgas, SGC	0
A07	Större keramisk fiberbrännare. Förstudie	Jan 96	Per Carlsson Sydkraft Konsult	50



Svenskt Gastekniskt Center AB

S-205 09 MALMÖ
Telefon: 040-24 43 10
Telefax: 040-24 43 14

KFS AB, LUND