



STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

Gasol och naturgaseldning i eldrörspannor

Sune Andersson

Rolf Christensen

FIRING LPG AND NATURAL GAS IN FIRE TUBE BOILERS

Summary

At present, cheap Liquified Petroleum Gas is available on the Swedish market. LPG is an interesting fuel for several smaller boilers since costs for converting oil fired boilers to gas firing are quite small. Natural gas and LPG have, as fuels, several features in common. Several measurements have been made abroad on fire tube boilers following their conversion from oil to gas firing, mostly to natural gas.

It is very difficult to calculate the heat transfer by radiation in a firebox or furnace. This means that the temperature after the furnace cannot be determined exactly. Some of the parameters that influence the furnace temperature are as follows:

- Type of burner
- Flame geometry
- Air factor
- Fuel qualities
- Furnace geometry

Measurements have been performed on a fire-tube boiler firing oil and natural gas. The measurements show that the furnace exit temperature is approximately 50°C higher with gas firing than with oil firing. Similar measurements in other countries indicate a difference of between 100°C to 150°C.

When firing LPG the difference is slightly less than when firing natural gas. This is shown in Chapter 5 Model application: where measurement results from oil firing are used to estimate the furnace temperature when gas firing.

Although LPG appears to be better than natural gas due to fuel qualities that affects radiation, some attention should be paid to the knowledge gained from converting oil fired boilers to natural gas firing. Requirements during a conversion from oil firing to gas firing mainly depend on the condition of the boiler. They are as follows:

- Reduce firing power in order to ensure that the gas temperature in the furnace reversal chamber does not exceed the temperature during oil firing.
- Firing power reduction is not necessary for boilers with low heat load.
- Inspect the furnace reversal chamber and if necessary cut the fire tube ends.
- Clean the boiler thoroughly on the water and flue gas side.

- Inspect the boiler at least twice during the first six months following conversion.
- Check the quantity of carbon monoxide in the reversal chamber when firing gas. A large quantity indicates a high temperature in the chamber.
- If retarders are installed, these should be located about 20 cm from the fire tube ends. With shorter distances high tube temperatures may occur.
- Observe conditions at the gas exit of the boiler during partial loading as condensing problems may occur.

Normally, boxboilers are designed for lower heat loads than fire-tube boilers. However, it is recommended that temperature changes in the reversal chamber and on the flue gas side be analysed when a conversion to gas firing is effected.

Keywords: Gasfiring, furnace radiation, furnace exit temperature, fire tube boilers, conversion.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	SIDA
1. SAMMANFATTNING	1
2. INLEDNING	3
3. VÄRMEÖVERFÖRING I ELDSTADEN	6
4. MÄTNINGAR	10
5. MODELLAPPLIKATION	18
6. KONVERTERINGSASPEKTER	32
7. REFERENSEP	46
Bilaga 1 Strålningsvärmeöverföring - Teori	

1. SAMMANFATTNING

På den svenska marknaden utbjuds för närvarande prisbillig gasol. Gasol är den vanliga benämningen av kondenserad petroleumgas som består av i huvudsak olika blandningar av propan och butan.

Gasol är ett intressant bränsle för många mindre pannor eftersom konverteringskostnaden är liten. Gasol, som bränsle har många egenskaper som är lika naturgasens. Utomlands har många mätningar utförts på eldrörspannor efter en övergång från olja till gas, främst naturgas.

I eldröret eller eldstaden är värmeöverföringen via strålning mycket svår att teoretiskt beräkna exakt. Detta innebär att eldstadstemperaturen efter eldröret eller eldstaden ej exakt kan bestämmas.

Faktorer som påverkar eldstadstemperaturen är bl a

- Brännartyp
- Flammans utseende och form
- Luftöverskott
- Bränslets egenskaper
- Eldstadens geometri

Mätningar har utförts på en eldrörspanna vid eldning med naturgas och eldningsolja 1. Temperaturen i vändkammaren var vid denna mätning cirka 50°C högre vid naturgaseldning än vid oljeeldning. Liknande mätningar har utförts utomlands och där har skillnaden uppmätts till 100 - 150 $^{\circ}\text{C}$.

Vid eldning med gasol kommer temperaturhöjningen i vändkammaren att vara något lägre än vid naturgaseldning. Detta visas i avsnitt 5. Modellapplikation, där man med utgångspunkt från uppmätta temperaturer vid oljeeldning kan uppskatta eldstadstemperaturen vid gaseldning.

2. INLEDNING

På den svenska marknaden utbjuds för närvarande prisbillig gasol. Detta bränsle är ett intressant alternativ för många mindre pannor eftersom konverteringskostnaden är ganska liten.

Man saknar dock kännedom om de tekniska förutsättningar som kan råda vid en konvertering t.ex. om det blir någon effektreduktion till följd av lägre strålning i eldstaden eller om pannverkningsgraden förändras på grund av ökade eller minskade rökgasförluster.

Vid dimensionering av en panna anpassas storleken och utformningen av eldstaden samt de efterföljande eldytorna bl a till värmeavgivningen från flamman och rökgaserna. I eldstaden dominerar värmeavgivningen av flamstrålningen.

I en eldrörspanna är gasstrålningen av stor betydelse i vändkammaren och hetare delen av andra stråket. Därefter ökar den konvektiva värmeövergången så att denna blir helt dominerande i tredje stråket.

När det gäller konvertering av oljeeldade pannor till gaseldning - naturgas eller gasol - är den avgörande faktorn skillnaden i flamstrålning bränslena emellan.

Eldningsolja brinner med en gul, lysande låga som ger en mycket god avstrålning till eldstadens väggar. Naturgas brinner med en låga som går i blått och har en sämre avstrålning. Gasolen får en färgsättning mellan dessa.

Detta medför att vid samma eldningseffekt i en given eldstad blir rökgastemperaturen efter eldstaden högre vid naturgaseldning än vid oljeeldning dvs att den överförda effekten delvis flyttas till rökgasstråket.

sedan korrigeras med hänsyn till aktuell gas, driftsförhållanden, erfarenhetsvärden etc.

Metoden har kontrollerats med olika mätningar och uppvisat ett acceptabelt resultat.

I kapitel 6. Konverteringsaspekter redovisas de praktiska åtgärder som bör vidtagas vid en övergång till gaseldning.

Projektet har utförts av civ ing Sune Andersson och civ ing Rolf Christensen vid ÅF-Energikonsult AB, Malmö. Vid genomförandet har även civ ing Ebbe Danielsson och Clas-Göran Wiktor medverkat.

Naturgas:

Metan	CH_4	91,1	volyms-%
Etan	C_2H_6	4,7	"-
Propan	C_3H_8	1,7	"-
Butan	C_4H_{10}	1,4	"-
Koldioxid	CO_2	0,5	"-
Kväve	N_2	0,6	"-

I viktsprocent blir detta:

Kol	C	74,6	vikts-%
Väte	H_2	23,4	"-
Syre	O_2	0,9	"-
Kväve	N_2	1,1	"-

Gasol:

Blandgas 30/70

Metan	CH_4	0,3	volyms-%
Etan	C_2H_6	7,0	"-
Propan	C_3H_8	33,0	"-
Butan	C_4H_{10}	59,7	"-

En vanlig gasolblandning är propan 95 med sammansättningen.

Etan	C_2H_6	max 2	volym %
Propan	C_3H_8	min 95	"-
Butaner	C_4H_{10}	max 5,0	"-
Pentaner och tyngre		max 0,5	"-
Olefiner	C_nH_{2n}	max 2,0	"-

T_v = väggtemperatur
 C = strålningskonstant
 ϵ = emissionsförhållande

Emissionsförhållandet ϵ är beroende av ett flertal faktorer såsom flammans och eldstadens geometri, sothalt, bränsle, strömningsförhållanden i eldstaden etc.

I sig är flammans geometri beroende av bl.a:

- Brännarutformning (dysgeometri)
- Luftöverskott
- Bränsleslag
- Strömningsförhållanden i eldstaden
- m m.

Detta gör att det är synnerligen komplicerat att beräkna strålningvärmeöverföring i en eldstad.

I bilaga 1 ges en kort beskrivning av de grunder och begrepp som används för att förklara och beräkna värmeöverföring via strålning.

t_1 Förbränningsluftens temperatur ($^{\circ}\text{C}$)

t_2 Matarvattnets temperatur ($^{\circ}\text{C}$)

$t_3 - t_7$ Gastemperaturer enligt figur 4.1 ($^{\circ}\text{C}$)

Följande avläsningar av driftsinstrument utfördes:

- Naturgasmängd (summerande mätare, m^3)
- Naturgasens tryck (mbar)
- Naturgasens temperatur ($^{\circ}\text{C}$)
- Ångflöde (ton/h)
- Ångtryck (bar)
- Oljetryck (bar)

Oljemängdsmätare saknas i anläggningen.

Mätningar gjordes vid tre effekter för naturgas (största gasflöde, minsta gasflöde och ett flöde däremellan) och vid två effekter (största och minsta oljeflöde) för eldningsolja.

CO - och CO_2 -halterna mättes med ett IR-instrument. Temperaturerna mättes med termoelement. Strålningsskydd användes inne i pannan och i rökgaskanalen.

Vid varje prov registrerades cirka 30 mätvärden.

Driften vid anläggningen medgav inte mätning under fortvarighet dvs med både konstant tillfört bränsleflöde och konstant effektuttag. Mätningar gjordes därför med en konstant tillförd bränsleeffekt.

Både ångtryck och ångflöde fick variera.

Resultatsammanställning

		gaseldning			oljeeldning	
Bränsleeffekt	MW	2,68	1,88	0,76	2,73	0,71
Bränsleflöde	m ³ /s	0,069	0,048	0,020	-	-
Bränsleflöde	kg/s	-	-	-	0,064	0,017
Ångtryck	bar	4,5	5,7	6,4	5,2	4,6
Ångtemperatur	°C	155	163	167	160	156
CO ₂ - halt	%	10,3	10,6	9,9	14,3	13,3
CO- halt	ppm	0	0	2	>1000	244
Temperatur	t ₁ °C	23	24	24	23	24
(se fig 4.1)	t ₂ °C	111	111	111	111	112
	t ₃ °C	715	617	347	643	315
	t ₄ °C	980	876	527	1001	482
	t ₅ °C	602	521	374	572	329
	t ₆ °C	583	496	323	562	295
	t ₇ °C	211	195	176	204	165
(t ₅ +t ₆)/2 =	t ₅₆ °C	593	509	349	567	312

Temperaturen t_4 i brännkammaren är högre med olja än med gas i fullastfallet, medan det förhåller sig tvärt om i låglastfallet. Till detta finns en ganska plausibel förklaring.

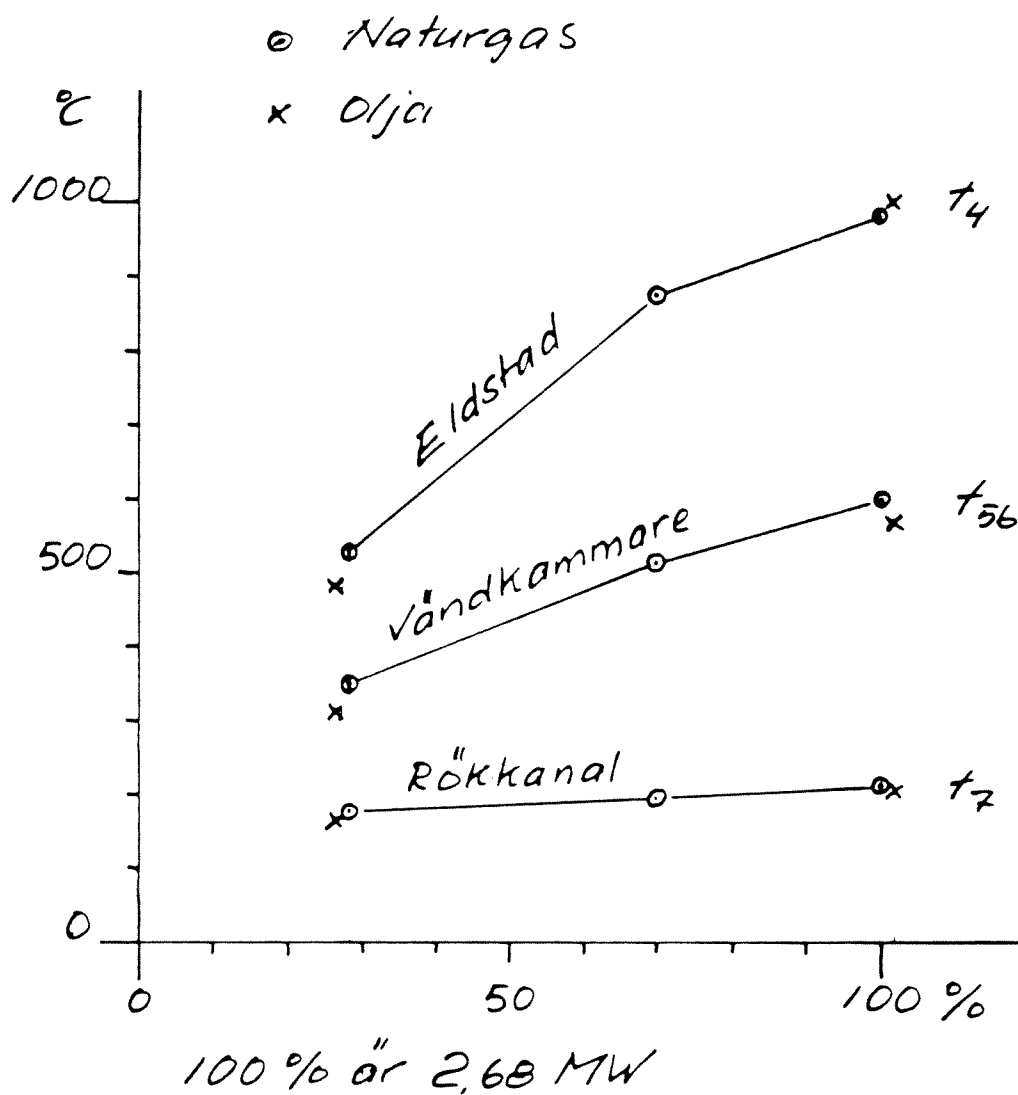
Då olja eldades med full effekt rådde ett stort luftunderskott och lågan sotade kraftigt. CO-mätaren "bottnade" vid 1000 ppm i rökgasen och CO-halten var troligen mycket högre. Pannans eldytor var efter mätningarna sotiga medan de var "plåtrena" före mätningarna.

Sotet från oljelågan har minskat strålningen till eldstadsytorna. Detta betyder då att gastemperaturen i eldstadens slut var ett par tiotal grader högre än den eljest skulle varit.

Mätresultaten är något osäkra, men man kan ändå påstå att nedkylningen av rökgaserna både i eldstaden och i tuberna varit större vid oljeeldningen än vid naturgaseldningen.

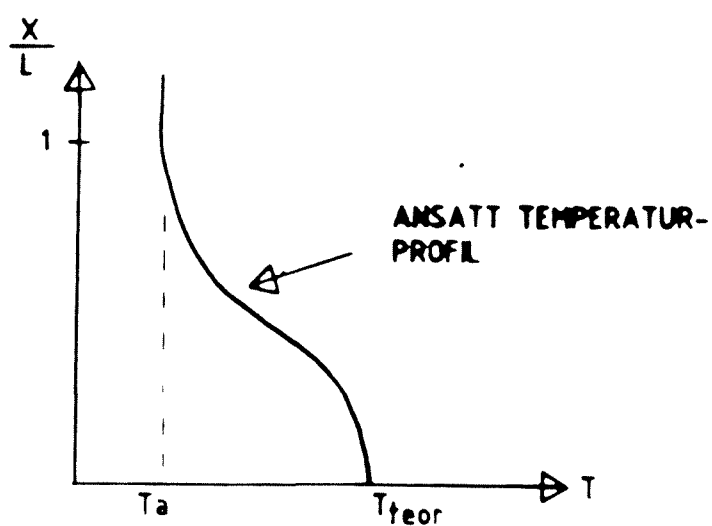
I eldstadens bakre del rör sig skillnaderna om ett par tiotal grader vid fullast och minskar vid dellast.

Skillnaderna minskar också med sjunkande temperatur hos rökgaserna.



Figur 4.2 Rökgastemperaturer s.f.a. relativa bränsleeffekten.

Figure 4.2 Flue gas temperature related to relative fuel power.



Figur 5.1 Temperaturprofil i eldstaden.

Figure 5.1 Temperatureprofile in combustion chamber.

Värmestrålningen ifrån flaman kan skrivas

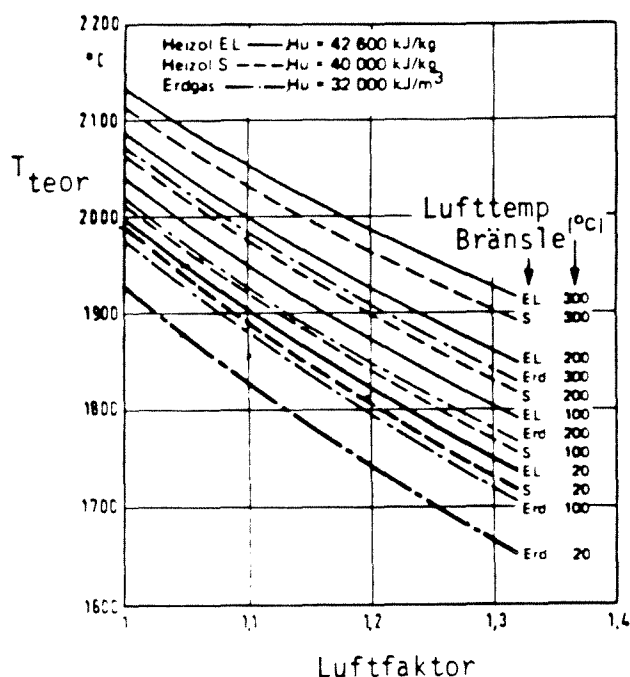
$$dq = \sigma (T(x/L))^4 \varepsilon(x/L)$$

Integreras detta fås värmeflödet till

$$q = \sigma \int_0^1 \varepsilon(x/L) (T_a + (T_{teor} - T_a)(1 - x/L)^3)^4 d(x/L)$$

Denna ekvation kan lösas genom substitution och binomialutveckling.

Tas hänsyn till dissociation kan följande diagram användas (se figur 5.3.)



Figur 5.3 Teoretisk flamtemperatur s.f.a luftfaktorn för olika bränslen och förbränningslufttemperaturer.

Figure.5.3 Theoretical flametemperature related to air factor for different fuels and combustion air temperatures.

Den teoretiska flamtemperaturen och den uppmätta eldstadstemperaturen för oljeeldningen används sedan som ingångsparametrar i diagrammet (figur 5.2) för att erhålla emissionsförhållandet ϵ . Det erhållna emissionsförhållandet är här inget verkligt emissionsförhållande då det bl.a innefattar värmeöverföring via konvektion utan kan betraktas som ett effektivt emissionsförhållande om all värmeöverföring skett via strålning.

Detta emissionsförhållande skall sedan jämföras med det som erhålls vid den tänkta gaseldningen.

Andelen värme som överförs i eldstaden kan baseras på såväl tillförd bränsleeffekt som uttagen värmeeffekt från pannan. Baseras den på uttagen värmeeffekt kan även hänsyn tas till varierande pannverkningsgrader.

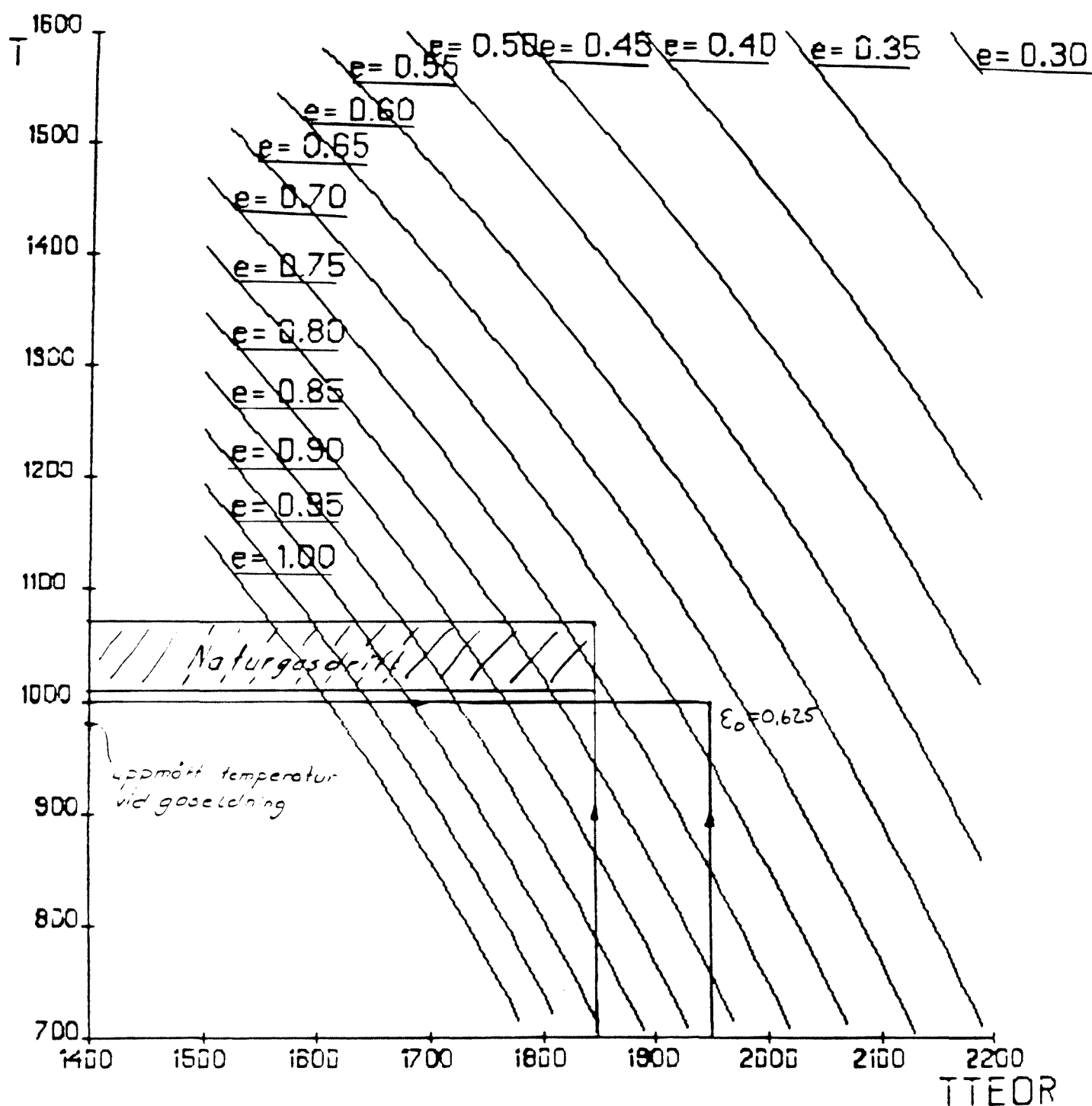
Med det framräknade emissionsförhållandet för gaseldningen och den tidigare beräknade teoretiska flamtemperaturen kan man ur figur 5.2 läsa eldstadstemperaturen för gaseldningen.

Med detta förfaringssätt kan man uppskatta gaseldningens eldstadstemperatur vid olika lastsituationer utan alltför omfattande beräkningar.

Anpassas modellen sedan efter pannans egenskaper och beräkningsresultaten korrelleras med befintlig erfarenhet om pannanläggningen bör ett tillfredsställande resultat nås.

Tillämpningen av modellen visas i de följande exemplen.

YTBELASTNING (KW/m²):378.



Figur 5.4 Eldstadstemperatur Hemmets Journal

Figure 5.4 Furnacetemperatur Hemmets Journal

Med ovanstående data blir den teoretiska temperaturen enligt figur 5.3.

$$T_{\text{teor,olja}} = 1910^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{teor,gas}} = 1860^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{\text{olja}} = 0,44 \quad ; \quad \eta_{\text{gas}} = 0,42$$

Detta ger i figur 5.5 $\epsilon_0 = 0,28$.

och

$$\epsilon_g = \frac{(1910+273)^4}{(1860+273)^4} \cdot \frac{0,42}{0,44} \cdot 0,28 = 0,293$$

Ur figur 5.5 kan nu $T_{\text{E,gas}}$ avläsas till 1100°C .

Denna temperatur är att jämföra med den uppmätta som var 1094°C . Överrensstämmelsen är som synes mycket god.

Vid en verklig konvertering har vi dock ingen kännedom om η_{gas} varför denna får gissas. Då eldstadsbelastningarna är relativt låga kan det antas att η_{gas} ligger i den högre delen av intervallet $0,9 - 0,95 \eta_{\text{olja}}$.

ϵ_g fås då till $0,276 - 0,291$ vilket ger eldstads-temperaturen för gaseldningen till $1105 - 1185^{\circ}\text{C}$. Då η_{gas} troligen ligger nära $0,95 \eta_{\text{olja}}$ kan $T_{\text{E,gas}}$ bedönmas vara ca. $1105 - 1120^{\circ}\text{C}$.

Intervallen visas i figur 5.5.

Exempel 3. Weishaupt jämförelse mellan bränslen, enligt resultat som genomförts av brännarfirman Weishaupt.

I detta exempel visas en jämförelse mellan naturgas, olja och gasol med data ifrån exempel 2.

För naturgasen antas $\eta_{\text{gas,NG}}$ vara 95 % av η_{olja} och gasolens andel $\eta_{\text{gas,LPG}}$ till 97 % av η_{olja} .

Gasolen i detta exempel är propan 95 med en teoretisk flamtemperatur på 1900°C vid luftöverskottet 10 %.

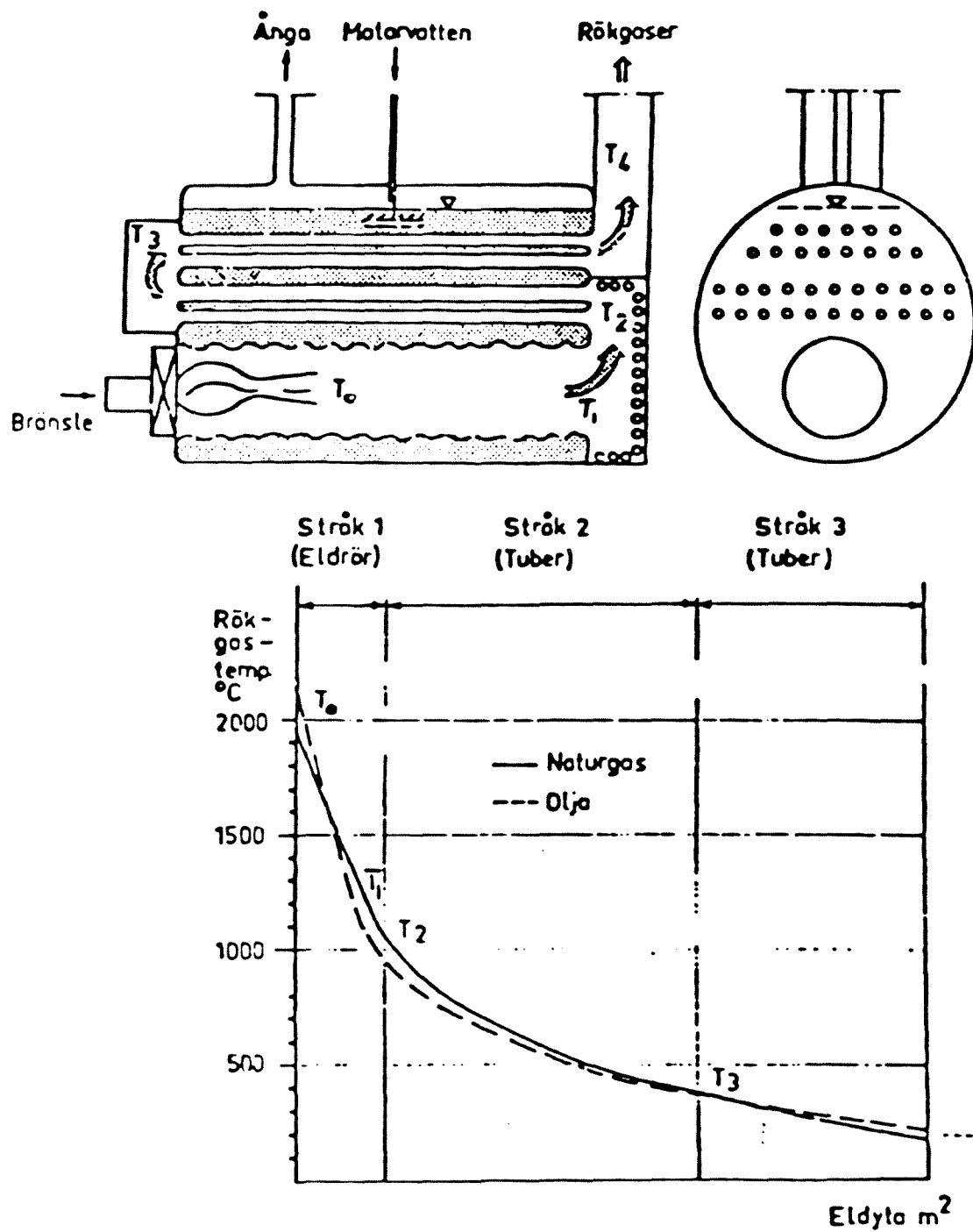
Detta ger $\varepsilon_{\text{g,LPG}} = 0,277$.

Ur figur 5.6 kan eldstadstemperaturen vid gasol-eldningen avläsas till 1100°C . Denna är lägre än för naturgasen men högre än vid oljeeldningen.

Mätningar visar att andelen överfört värme i eldstaden vid naturgaseldning normalt är 94 - 96 % av den överförda värmen vid oljeeldning och vid gasoleldning är andelen normalt 97 - 98 %.

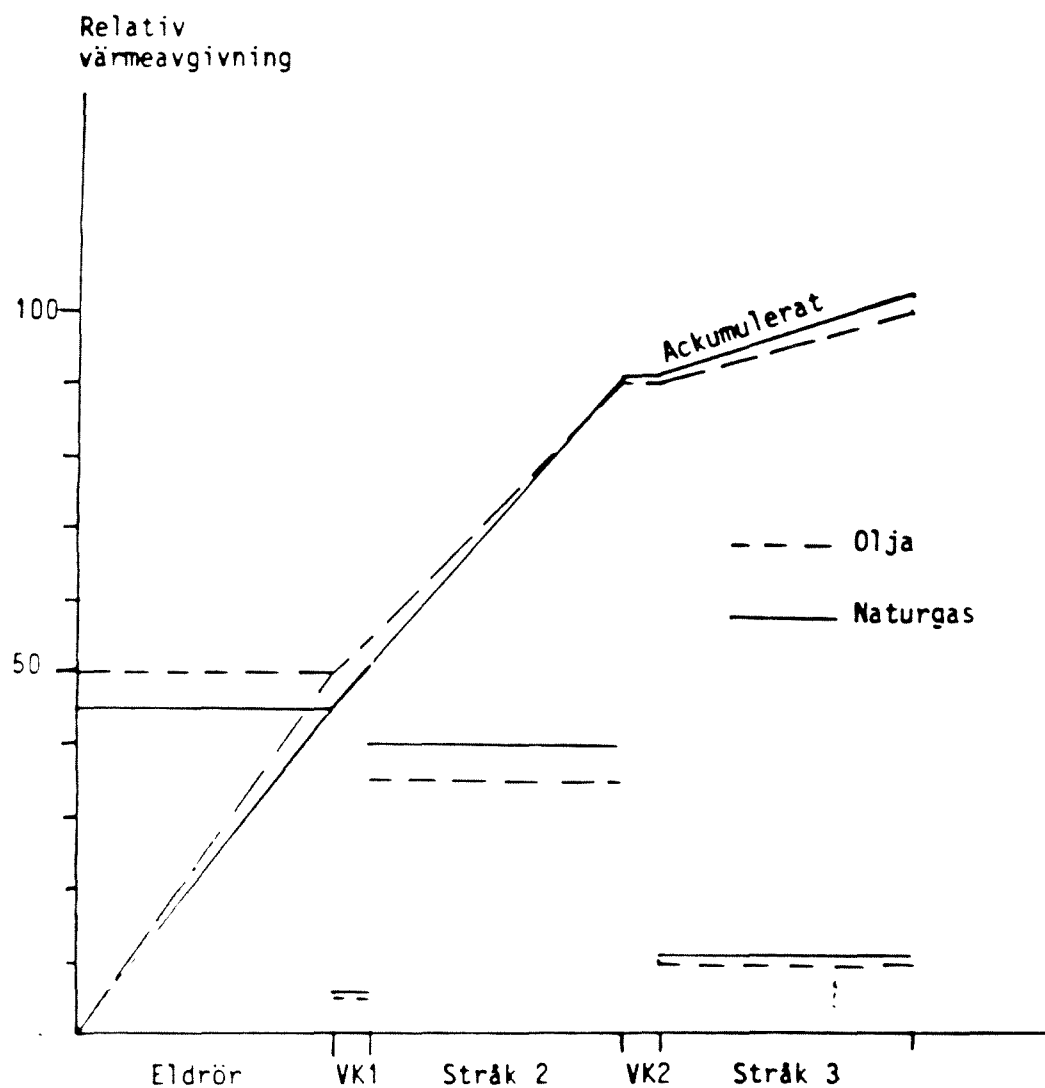
Dessa värden kan anses som riktvärden vid en bedömning av eldstadstemperaturen vid en övergång från olja till gas. För att göra en riskbedömning av vilka eldstadstemperaturer som kan förekomma temporärt kan en lägre andel ansättas. Högre temperaturer kan förekomma vid lastvariationer, dålig reglering etc.

Detta möjliggör att för en specifik panna analysera vilka driftsvariationer som kan tillåtas förekomma utan att risk för alltför höga eldstadstemperaturer uppstår. Vid normala driftsbetingelser bör eldstadstemperaturen ligga i den lägre delen av det erhållna intervallet.



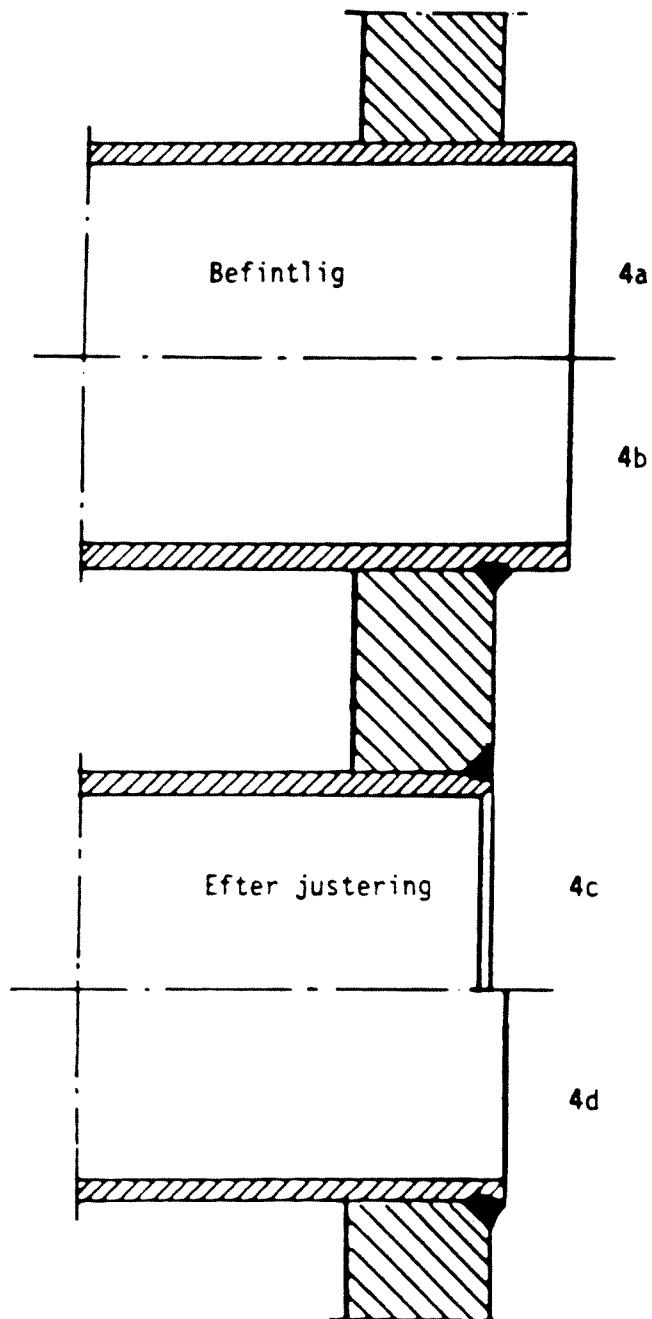
Figur 6.1 Eldrörspanna med rökgastemperaturens sänkning genom pannan.

Figure 6.1 Fire-tube boiler and the reduction of flue-gastemperature through the boiler.



Figur 6.3 Värmeavgivning i en eldrörpannas olika delar.

Figure 6.3 Heat transfer in different sections in a fire-tube boiler.



Figur 6.4 Rökrörens infästning i tubplåten.

Figure 6.4 Enclosure of the fire-tubes in tubeplate.

En följd av vad som ovan sagts är att man bör inspektera pannan innan man går över till gaseldning.

En annan följd är att gasbrännaren bör trimmas in noggrant så att man utnyttjar hela eldstaden/eldröret och så att bara själva flamtoppen sticker in i vändkammaren VK1.

Utomlands har man konstaterat att ofullständig förbränning, CO- halt större än 100 ppm i första vändkammaren, ökar risken för lokala övertemperaturer. Man bör dock observera att CO- halten skall mätas i första vändkammaren. Vid tester har man uppmätt en CO- halt av 2000 ppm i första vändkammaren och 0 ppm efter pannan.

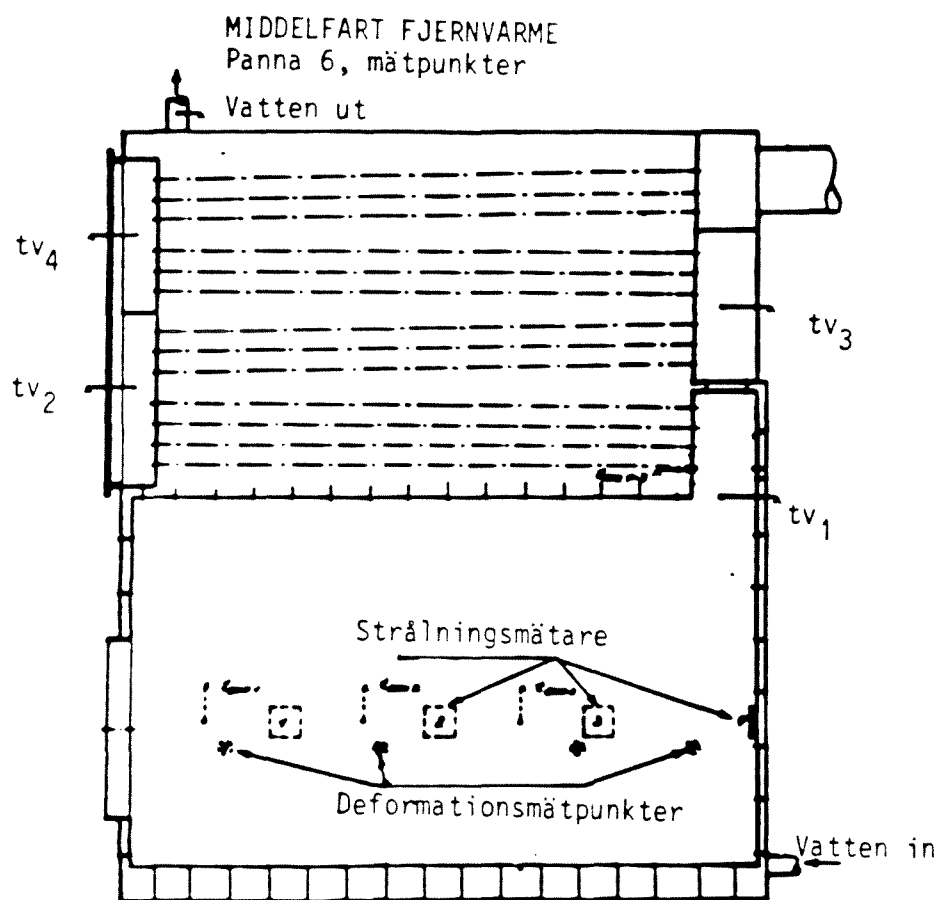
Med tanke på att det är möjligt att tillåta lägre avgastemperatur (inget svavel i bränslet) kan man sänka denna genom att installera s k turbulatorer eller retarders. Olika utföranden finns, se figur 6.6.

Effektivast är skruvtypen. Placeringen görs i andra stråket där nyttan är störst. De första 25 cm av rökrören har inga retarders. Temperaturen och värmeöverföringen är här för hög. Monteras sådana ökar tryckfallet på gassidan med 100-200% beroende på typ av retarders. Skruvtypen ger största höjningen av tryckfall och värmeövergång. En temperatursänkning på avgastemperaturen av 50-70°C kan erhållas.

Det är även i vissa fall tekniskt och ekonomiskt möjligt att installera extra kyltor i avgaskanalen. Man bör dock observera att avgastemperaturen sjunker vid låg last och att risk för kondensering i skorstenen finns. Skador på speciellt murade skorstenar kan bli förödande.

Det mesta som sagts behandlar skillnaden mellan olje- och naturgaseldning. Trots att gasoleldning ger en något lägre eldstadstemperatur än naturgaseldning bör man beakta merparten av de ovan relaterade förhållanden genom att

- för högbelastade eldrörspannor begränsa eldningseffekten så att rökgastemperaturen i inloppet till rökrören bibehålls som vid oljeeldning.
- för lågbelastade pannor kan bränsleeffekten bibehållas.
- inspektera och vid behov kapa av i vändkammaren VK1 utskjutande ändar hos såväl eldröret som rökrören. Ev förekommande sprickor i rörändarna slipas bort.
- rengöra pannan noggrant på såväl rökgas- som vattensidan.
- under drift kontrollera att CO- halten i första vändkammaren är mindre än 100 ppm. Högre halter indikerar hög temperatur.



Figur 6.7 4,5 MW lådpanna med mätpunkter.

Figure 6.7 4,5 MW boxboiler with measuring points.

De danska mätningarna visar också att redan måttliga beläggningar på vattensidan ger betydande öknings av stagbultarnas rörelse. Den ovan rekommenderade urkokningen före övergång till gaseldning är alltså än mer nödvändig vid lådpannor.

För eldrörspannor angavs vissa riktvärden för volymvärmebelastningen. Lådpannor är i regel utlagda med väsentligt lägre belastningar. Vid övergång till gaseldning bör man ändå analysera hur rökgas-temperaturen i eldstadens utlopp ändras vid övergången. Med tanke på värmeöverföringen i ingången till första rökrören bör denna temperatur ej tillåtas bli högre än vid oljeeldningen .

VÄRMEÖVERFÖRING VIA STRÅLNING - TEORI

I följande bilaga kommer att ges en kort redogörelse för de teoretiska grunder och begrepp som används för att förklara och beräkna värmeöverföring via strålning.

Allmänt om strålning

Då energi transporteras med elektromagnetiska vågor kallas detta i vissa sammanhang för strålning.

Benämningarna varierar beroende på vilken våglängd som de elektromagnetiska vågorna har.

Värmestrålning eller temperaturstrålning brukar i allmänhet definieras som strålning inom våglängdsområdet 0,1 - 1000 mikrometer. Synligt ljus ligger inom detta område. Våglängdsområdet för det synliga ljuset är cirka 0,38 - 0,76 mikrometer. Större delen av värme-strålningen ligger inom det infraröda området (0,76 - 1000 mikrometer).

Då en kropp utsätts för värmestrålning kan denna påverka strålningen på tre sätt.

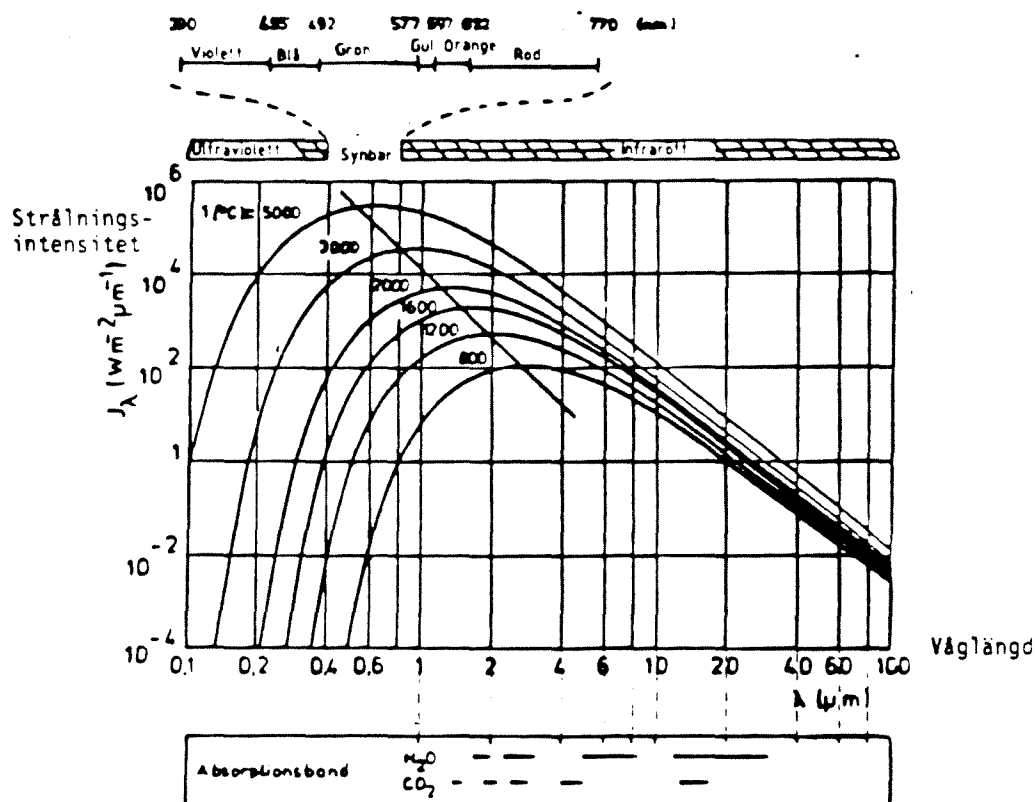
- Kroppen kan absorbera strålningen och därigenom höja kroppens temperatur.
- Kroppen kan reflektera strålningen
- Kroppen kan släppa igenom, transmitta, strålningen

Kvoten mellan den andel som absorberas av kroppen och den totalt infallande strålningen kallas för kroppens absorptionsförhållande och betecknas med α .

På samma sätt har kroppen ett reflektionsförhållande ζ och ett transmissionförhållande τ .

Summan av dessa $\alpha + \zeta + \tau = 1$.

I figur 1 visas även absorptionsbanden för koldioxid och vatten. Absorptionsbanden anger i vilka våglängdsområden som absorptionen är som störst.



Figur 1 Strålningsspektra för en svart kropp.

Figure 1. Radiation spectra for a black body.

Vad beror då intensiteten på och när uppstår emission?

Svaret på denna fråga ges av atomfysikern Bohrs postulat att atomen endast kan existera i vissa tillstånd med en bestämd energi. Detta har visat sig gälla generellt. En normalt icke exciterad atom befinner sig i det lägsta energitillståndet, grundtillståndet, och kan existera i detta tillstånd under obegränsad tid.

Om atomer tillföres energi kan denna absorberas om den är tillräcklig för att lyfta atomen till nästa högre energitillstånd.

Strålning i eldstaden

Eftersom alla kroppar emitterar och absorberar strålning kommer det att ske ett strålningsutbyte mellan kropparna. Strålningsutbytet blir således beroende av båda kropparnas absorptions- och emissionsförhållande, kropparnas temperaturer samt kropparnas areor.

Om kropp 1:s temperatur är högre än kropp 2:s kan värmeutbytet mellan kropparna skrivas med kropp 2:s area som referensarea.

$$P = A_2 \epsilon_{21} C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

I ekvationen är ϵ_{21} det resulterande emissions-förhållandet där hänsyn tas till båda kropparnas emissions- respektive absorptionsförhållanden.

I eldstäder kompliceras detta utomordentligt då utbyte sker mellan alla ingående komponenter som koldioxid, vattenånga, sot, eldstadsyta mm samt att komponenternas temperaturer och därmed absorptions- och emissionsförhållanden varierar med läget i rummet. Dessutom varierar sammansättningen på gasblandningen med läget i rummet pga reaktionskinetik och strömningsförhållanden. Denna komplexa bild är dessutom tidsberoende.

En stark koppling råder mellan olika företeelser i rummet, där några av dessa nämnts ovan, och värmetransport genom strålning är endast en av flera samverkande faktorer.

Det är helt uppenbart att ett så invecklat förlopp endast kan beskrivas med omfattande beräkningar. Tyvärr finns idag ingen teoretisk modell som "exakt" beskriver eldstadsförloppet.

Emissions- och absorptionsförhållandet för koldioxid och vattenånga är en funktion av strålningens våglängd, gastemperatur och partialtryck.

De flesta flammor är lysande och innehåller sot i varierande utsträckning. Sotkoncentrationen och därmed sotets bidrag till emissionsförhållandet för sotstrålning kan ej teoretiskt bestämmas. Mycket forskning har pågått och pågår även fortfarande för att lösa detta mycket rigorösa problem med lysande och icke lysande flammor. Man är emellertid ense om att absorptionskoefficienten är omvänt proportionell mot våglängden. Därmed är man således hänvisad till erfarenhetsvärden och uppskattningen blir tämligen approximativ eftersom sotbildningen påverkas av flera faktorer. Exempelvis har bränslets sammansättning och luftöverskott betydelse för sotbildningsbenägenheten.

Bränslen, vars sammansättning motsvarar låga kol-väteförhållanden, bildar obetydliga kvantiteter sot, och flammen består så gott som enbart av gasformiga förbränningsprodukter.

Bränslen med högre C/H-förhållande, som oljor och kol visar ökande tendenser till sotbildning (flammor blir alltmer lysande) om inte speciella åtgärder vidtas som i fallet med blålåge brännare, figur 2.

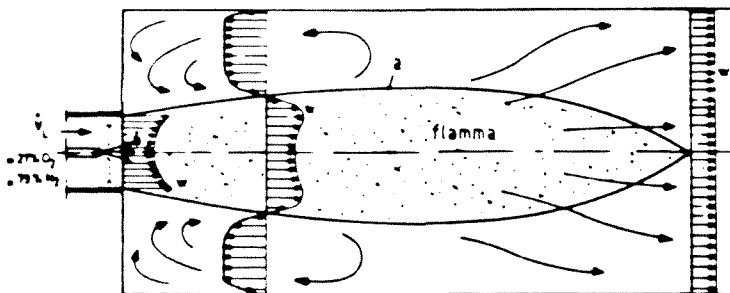
Emissionsförhållandets storlek i figur 2 saknar dock mening eftersom våglängden ej är angiven.

nens är i närheten av oljans. Brännaren är i kommersiell produktion och säljs i effektområdet 1000 kW till 4000 kW.

Flammans geometriska utseende är av stor relevans för värmeöverföringen i eldstaden. Flammans form från en gasbrännare är inte bara beroende av de statiska faktorerna hos en brännare. Faktorer såsom strömningsfältet i eldstaden, sönderfallet av gasmolekyler, atomgrupper, joner och atomer är också kopplade till flammans geometri. Sönderfallet beror i sig på eldstadstemperaturen.

Den bestämmande faktorn för flammans storlek är emellertid bränsle- och impulsutbytet liksom formen på brännarmunstycket. Den kraftiga turbulensen i eldstaden kan åstadkomma så kallade farliga gränsskikt i flammen. Farliga gränsskikt uppkommer då impulsmomentet är större än de axiella krafter som håller ihop flammen vilket leder till att brott på flammen kan uppstå.

Figur 3. visar strömningsförloppet i en eldstad.



Figur 3 Strömningsbild i eldstaden.

Figure 3 Flow pattern in a furnace.

Vid en övergång från olja till gas kan det vara nödvändigt att beräkna gasflammans längd och diameter för att få en uppskattning av hur den ändrade geometrin påverkar strålningen i eldstaden.

Flamlängden, L_f och flamdiametern, d_f är beroende av en rad korrektionsfaktorer.

$$L_f = \sum f_L * B^m$$

$$d_f = \sum f_d * B^n$$

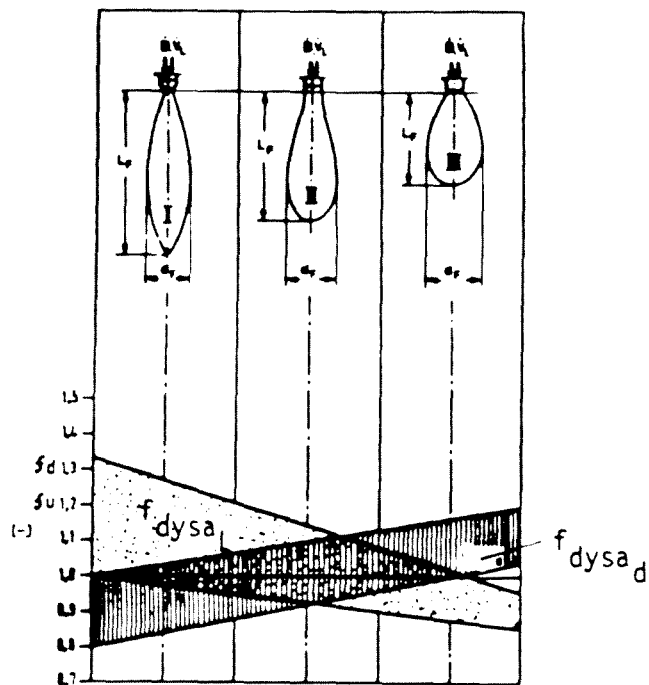
där B = bränsleflödet i kg/h (olja) eller m^3/h (gas).
 m , n och f är konstanter

Konstanterna m , n , f_L och f_d är så kallade statistiska godhetstal för varje specifik brännare. Faktorerna f_L och f_d tar hänsyn till inflytandet av luftöverskottet f_n , impulsförhållandet f_D , dysgeometrin, f_{dysa} och bränsletypen f_{Br} .

Summerar man dessa storheter erhålles

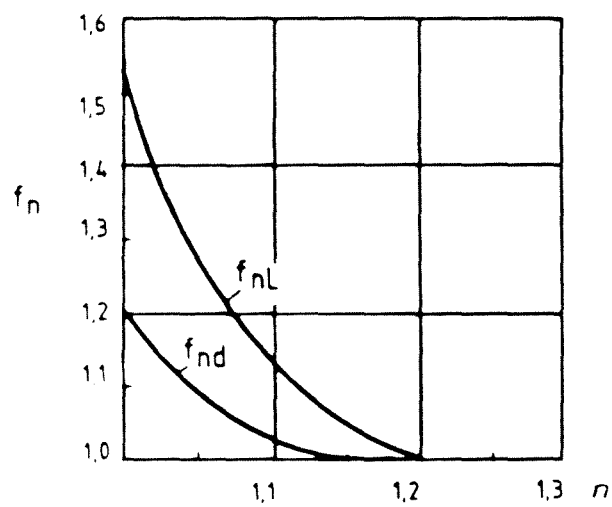
$$\text{Flamlängden } L_f = C_L * B^m * f_{n_L} * f_{D_L} * f_{dysa_L} * f_{Br_L}$$

$$\text{Flamdiameter } d_f = C_d * B^n * f_{n_d} * f_{D_d} * f_{dysa_D} * f_{Br_d}$$



Figur 5. Inflytandet av dysgeometrin på flamkonturen

Figure 5. Influens of nozzlegeometri on flameconfiguration



Figur 6. Inflytandet av luftöverskott på flamkonturen

Figure 6. Influens of air factor on flameconfiguration

Värmeforsk är ett organ för industrisamverkan inom värmeteknisk Forskning och utveckling. Stiftelsens forskningsprogram är tillämpningsinriktat och fokuseras på energi- och processindustriernas behov och problem. Bakom Värmeforsk står följande huvudmän:

- Elforsk
- Värmeverksföreningen
- Övrig industri

Värmeforsk samarbetar med Närings- och teknikutvecklingsverket (NUTEK).

STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

Box 1765 · 111 87 Stockholm
Tek: 08-7900600 · Fax 08-796 00 37