VÄRMEFORSK

STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

Studie av emissioner till luft och elverkningsgrad hos gasturbiner och dieslar för naturgas, gasol och olja (1-50 MW_e)

Axel Engshagen
Håkan Stigander

BRÄNSLETEKNIK 331

STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

B7-737

Studie av emissioner till luft och elverkningsgrad hos gasturbiner och dieslar för naturgas, gasol och olja (1-50 MW_e)

Study of emissions to the air and electric efficiency of gasturbines and diesel engines for natural gas, liquefied petroleum gas and oil (1-50 MW_e)

Stockholm 1989-02-21

ÅF-ENERGIKONSULT AB

Axel Engshagen

Håkan Stigander

1 SAMMANFATTNING

GASTURBINER

Elverkningsgraden för en gasturbin är 30-34 % för medelstora och 33-37 % för stora enheter.

I moderna gasturbiner med konventionella brännkammare ligger NO_x emissionen för naturgas på 200-300 och för dieselolja på 300-450 mg/MJ_{br}.

Det finns i dag tre kommersiella metoder att minska NO_x-emissionen för gasturbiner:

- vatten- eller ånginsprutning
- låg-NO_xbrännkammare
- katalytisk avgasrening (SCR-system)

För mindre och medelstora gasturbiner finns kommersiellt utvecklat bara vatten- eller ånginsprutning, vilka kan ge en NO_x-reduktion på cirka 80 %.

För större gasturbiner finns låg-NO_x-brännkammare, som för närvarande kan komma ned till 40-100 mg NO_x/MJ_{br} och SCR-system, som kan komma ned till 10-20 mg NO_x/MJ_{br}. Låg-NO_x-brännkammare för mindre gasturbiner är under utveckling.

Elverkningsgraden för gasturbinen minskar vid vatteninsprutning med upp till cirka 1 procentenhet, ökar vid ånginsprutning med upp till cirka 1 procentenhet, är oförändrad vid låg-NO_x-brännkammare och minskar vid SCR-system med cirka 0,5-1 procentenhet.

Övriga emissioner från gasturbiner är mycket små såsom visas med exempel.

På sidan 6 finns en förteckning över de gasturbiner som har studerats i rapporten.

DIESELMOTORER

Beträffande dieselmotorer är elverkningsgraden i huvudsak oberoende av bränsle och ligger vid storlekar upp till 10 MW_{el} på cirka 40-45 % och för större standardmotorer på 45-50 %. Vid komplettering med en turbogenerator kan verkningsgraden ökas med 1 à 2 procentenheter.

Utan särskilda åtgärder ligger NO_x-emissionen för nya motorer på cirka 1500-2200 mg NO_x/MJ_{br} oberoende av bränsleslag.

Genereringen av kväveoxider kan minskas genom nedanstående motortekniska åtgärder:

- vatteninsprutning i bränslet
- rökgasåterföring
- förändring av konstruktionsparametrar
- s k fördröjd insprutning

Samtliga ovanstående åtgärder har en positiv effekt på kväveoxidutsläppen med reduktionsgrader på cirka 20-50 %, men ger samtidigt en reduktion av elverkningsgraden.

För att klara aktuella myndighetskrav på NO_x-emissioner krävs oftast en kombination av motortekniska åtgärder och rökgasrening genom katalys.

Typvärden för övriga emissioner anges.

SUMMARY

GASTURBINES

The eletric efficiency of a gasturbine is 30-34 % regarding medium and 33-37 % regarding large units.

In modern gasturbines with conventional combustion chambers the NO_x emissions concerning natural gas are 200-300 and as to diesel oil 300-450 mg/MJ fuel.

Nowadays, there are three commercial methods to reduce the NO_x emissions concerning gasturbines:

- water or steam injection
- low-NO_x combustion chambers
- selective catalytic reduction (SCR-system)

For small and medium gasturbines the only commercially developed method to-day is water or steam injection with a NO_x reduction of about 80 %.

Regarding large gasturbines the low-NO_x combustion chambers can reach 40-100 mg NO_x/MJ fuel, and the SCR-systems can reach 10-20 mg NO_x/MJ fuel. The low-NO_x combustion chambers regarding medium gasturbines are under development.

The electric efficiency of the gasturbines decreases up to about 1 %-unit by the water injection, and increases up to about 1 %-unit by the steam injection, whereas it remains unchanged by low-NO_x combustion chambers and decreases about 0.5-1 % -unit by SCR-systems.

Other emissions from gasturbines are very small as show by examples.

The gasturbines studied in this report are listed on page 6.

DIESEL ENGINES

Regarding Diesel engines the electric efficiancy is mainly independent of fuel and for sizes up to 10 MW_{el} an efficiency of 40-45 % is achieved and regarding larger sizes 45-50 % is reached by standard engines. In combination with a turbo generator set the efficiency of larger engines increases by 1 to 2 %-units.

Without any specific actions being taken the NO_x emissions for new engines are in the range of 1500-2200 mg NO_x/MJ fuel independent of fuel.

Generation of NO_x emissions can be reduced by the following technical measures within the engine:

- water injection to fuel
- feedback of exhaust gases
- changing of design parameters
- retarded injection

By these actions the NO_x emissions are cut down around 20-50 % but at the same time the electric efficiency is reduced.

To correspond with actual requirements from the authorities technical measures in the engine have to be combined with a SCR-system.

Typical values of other emissions from diesel engines are given.

KEY WORDS: Gasturbine, diesel engine, NO_x-emission, electric efficiency

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

		Sida
1	SAMMANFATTNING	1
	SUMMARY	2
2	INLEDNING	3
3	GASTURBINER	4
3.1	Bakgrund	4
3.2	Genomförande av utredning	5
3.3	Villkor för NO_x-emissioner	7
3.4	Konventionella brännkammare	9
3.5	Möjligheter att minska NO_x-emissioner	11
3.6	Vatten- eller ånginsprutning	12
3.7	Låg-NO_x brännkammare	15
3.7.1	LPP-brännkammare	15
3.7.2	RBQQ-brännkammare	17
3.7.3	Katalytisk förbränning	18
3.7.4	Kombinationer	18
3.8	Katalytisk avgasrening	21
3.9	Övriga emissioner	23
3.10	Nuvarande teknisk status	25
3.11	Referenser	28
4	DIESELMOTORER	29
4.1	Inledning	29
4.2	Allmänt om dieselmotorteknik och dieselmotorers verkningsgrader	32

Forts INNEHÅLLSFÖRTECKNING

		Sida
4.3	Bränslen för dieselmotorer	39
4.3.1	Tjockolja	39
4.3.2	Naturgas	40
4.3.3	Gasol	41
4.4	Leverantörer på den svenska marknaden	42
4.5	Verkningsgrader hos aktuella dieslar	43
4.6	Generering av miljöfarliga ämnen vid förbränning i dieselmotorer	45
4.6.1	Svavel	45
4.6.2	Kväveoxider	45
4.6.3	Övriga utsläpp	46
4.7	Åtgärder för att minska NO_x-utsläpp från dieslar	47
4.7.1	NO_x-reduktion genom behandling av rökgaserna	47
4.7.2	NO_x-reduktion genom motortekniska åtgärder	47
4.7.2.1	Vatteninsprutning	48
4.7.2.2	Rökgasåterföring	48
4.7.2.3	Förändring av konstruktionsparametrar	49
4.7.2.4	Fördröjd insprutning	49
4.7.3	Sammanfattning av nuläget angående NO_x-rening	49
4.8	Referenser	50
5	REKOMMENDATION	51
6	JÄMFÖRELSER MELLAN GASTURBINER OCH DIESELMOTORER	52
7	BILAGOR	53-54

2 INLEDNING

Planerna på avvecklingen av kärnkraften har medfört att intresset för elproduktion med gasturbiner och dieslar är mycket stort. De bränslen som i första hand kan bli aktuella är naturgas, gasol och olja. Frågan är då vilka miljöeffekter man får i dessa fall och hur man minskar emissionerna.

Det största intresset har koncentrerats kring naturgas, eftersom det är sannolikt att naturgas kommer att introduceras i Sverige i stor skala.

Denna rapport är ett försök att ge en överblick över dels dagens teknikläge, dvs vad som är kommersiellt tillgängligt i dag, och dels den utveckling som är på gång när det gäller att minska emissioner från gasturbiner och dieslar med bränslena naturgas, gasol och olja.

Avsnittet gasturbin har bearbetats av Axel Engshagen, ÅF-Energikonsult i Stockholm och avsnittet dieslar av Håkan Stigander, ÅF-Energikonsult i Linköping.

Som referensgrupp har medlemmarna ur Värmeforsks SO_x- NO_x- grupp deltagit.

3 GASTURBINER

3.1 Bakgrund

Det finns ett 50-tal tillverkare av gasturbiner i världen, varav ett 10-tal är mycket stora och världsomspännande företag. I Sverige har vi ett företag, ABB-Stal.

För den enskilda gasturbinen kan man urskilja vissa vanliga storlekar: 1 MW_e, 4, 10, 15, 20, 25, 30, 60, 120, 150 och 200 MW_e. Olika tillverkare har något olika storlekar och en viss anpassning till marknadens behov sker på lång sikt. Till skillnad från pannor kan inte gasturbinen skräddarsys i den storlek man önskar.

Verkningsgraden för den enskilda gasturbinen, dvs elverkningsgraden, är 25-27 % för små gasturbiner (1-2 MW_e), 30-34 % för medelstora gasturbiner (10-30 MW_e) och 33-37 % för större enheter.

Avgaserna från en gasturbin har en O_2-halt av cirka 15 % och avgastemperaturen efter turbindelen är i storleksordningen 400 - 550°C.

Bränslet var från början lättolja, dvs dieselolja. Under de senaste decennierna har naturgasen kommit mer och mer. Gasol går också att elda men är mycket ovanligt enligt vad vi erfarit. Förgasade bränslen befinner sig ännu så länge i början av sin tillämpning. Tjockolja går inte att elda i gasturbiner utan omfattande preparering.

Gasturbinerna eldas enligt ovan med askfria och svavelfattiga bränslen. SO_x-emissionen är därför mycket låg. Förbränningen sker i separata brännkammare, som kan utformas för en god förbränning och därför är förbränningen i regel mycket bra och utsläppen av sot, oförbrända kolväten och koloxid mycket låga vid fullast. Vid den höga temperaturen i brännkammarens primärzon bildas emellertid kväveoxider i form av NO och NO_2, som gemensamt brukar kallas NO_x.

Bortsett från CO_2-halten, som är ofrånkomlig och given av bränsleslag och tillförd bränsleenergi, kan man säga att NO_x-emissionen är den helt dominerande emissionen ur miljösynpunkt för en gasturbin. Det är därför vi i denna rapport har koncentrerat oss till NO_x-emissioner från naturgas, olja (dieselolja) och gasol. Till övriga emissioner, som är avsevärt mindre, återkommer vi under punkt 3.9.

3.2 Genomförande av utredningen

En litteraturstudie har genomförts med hjälp av ÅFs bibliotek. Sökning har skett vid de stora databaserade biblioteken som vi av erfarenhet vet har mycket material om miljöfrågorna vid energiproduktion. Sökord har varit gasturbin, miljö, emissioner, luftföroreningar, kväveoxider, katalytisk reduktion och rökgasrening. Språket har begränsats till engelska, tyska, svenska och danska och tiden har utsträckts till 1980. Från cirka 150 referat har ett 40-tal artiklar studerats. Det material som har använts i rapporten finns samlat under referenser, punkt 3.11.

En enkät enligt bilaga 3.2:1 skickades ut till följande gasturbintillverkare: ABB Stal (BBC, Stal och Solar), SIEMENS, AEG, MITSUBISHI, ALSTHOM och KONGSBERG. Efter skriftlig påminnelse har endast tre svarat, nämligen ABB Stal, SIEMENS och KONGSBERG. Diskussioner har förts med ABB Stal. Några garantivärden har tillverkarna inte lämnat i enkätsvaren. Garantivärden lämnas bara vid offertförfrågningar.

En förteckning över de gasturbiner som är omnämnda i rapporten framgår av tabellen på sidan 6.

Vi har fått ta del av uppgifter från budgetofferter för en förstudie som Sydkraft utförde under början av 1988 för ett naturgaseldat kraftvärmeverk av typ kombianläggning med gasturbin på 100 MW_e (en del 2 x 50 MW_e) och ångturbin på 50 MW_e.

FÖRTECKNING ÖVER GASTURBINER MED NO_x-REDUKTION OMNÄMNDA I RAPPORTEN

Fabrikat	Turbin typ	Effekt MW_e	Metod för NO_x-reduktion
ABB Stal (BBC)	13	(60)-85	LPP-brännkammare
(Stal)	GT 35 Jupiter	15-17	
(Solar)	Mars	ca 9	(LPP-br, provning)
	Centaur H	ca 4	(LPP-br, provning)
	Saturn	ca 1	
Dressner-Rand Power (f d Kongsberg Dressner Power)	KG2	ca 1,5	Vatten- eller ång-insprutning (VeÅ)
	KG 3	ca 1,4	
	KG5	ca 3	
(Dressner-Rand)	DC-990	ca 4,2	VeÅ
	GT 60	ca 12	VeÅ
(General Electric)	(LM 1600)		
	GT 54	ca 15	
(Rolls Royce)	(Avon 1535E)		
	GT 61	ca 21	VeÅ
(General Electric)	(LM 2500)		
(Rolls Royce)	DJ 290	ca 25	
	DJ 460 G	ca 33	VeÅ
(General Electric)	(LM 5000)		
Siemens/KWU	V 94.2	100-150	Hybridbrännare
	V 93	(70)-90	Hybridbrännare
	V 64.3	ca 60	Hybridbrännare

Anm ○ Första kommersiella låg-NO_x-brännkammaren.

3.3 Villkor för NO_x-emissioner

Enligt Regeringens proposition 1987/88:85, Miljöpolitiken inför 90-talet, som antogs av riksdagen 1988-06-06, gäller följande riktlinjer för kväveoxider från förbränningsanläggningar för nyanläggningar i hela landet:

- Större anläggningar, med ett årligt utsläpp av kväveoxider överstigande 300 ton	50-100 mg NO_x/MJ tillfört bränsle
- Mindre anläggningar, med en tillförd effekt över 10 MW	100-200 mg NO_x/MJ tillfört bränsle

Med NO_x menas i detta sammanhang summan av kvävemonoxid och kvävedioxid räknad som kvävedioxid.

Räknar vi på en gasturbin med en utnyttjningstid på 5 000 h/år och elverkningsgrad av 33 % motsvarar 300 t NO_x/år vid en emission av 100 mg NO_x/MJ tillfört bränsle en genererad eleffekt av cirka 55 MW.

Vid en emission av 50 mg/MJ tillfört bränsle, en utnyttjningstid av 5 000 h/år och en elverkningsgrad av 35 % motsvarar 300 ton NO_x/år en genererad eleffekt av cirka 115 MW.

Om man för en gasturbin anger NO_x-emissionen i ppm (parts per millions) eller ppm v eftersom det för en gas alltid är fråga om parts per millions volume, vilket är vanligt i engelsk litteratur, måste värdet hänföras till torr gas och O_2-halten 15 %, annars måste värdet räknas om till detta tillstånd.

Sambandet mellan mg/MJ tillfört bränsle och ppm för NO_x-emissioner från naturgaseldade gasturbiner är följande:

$$\text{mg } NO_x/MJ_{br} = 1{,}8 \times \text{ppm } NO_x \text{ torr gas vid 15 \% } O_2$$

Data är beräknad för dansk naturgas enligt Naturgas Hälsa Miljö.

I tysk litteratur anges NO_x-emissionen i mg/m^3(n) vid torr gas och 15 % O_2. Det blir ungefär samma värde som i sorten mg/MJ tillfört bränsle. Även här måste således omräkning göras om O_2-halten avviker från 15 %. Sambandet är följande för naturgas:

mg NO_x/MJ_{br} = 0,85 mg NO_x/m^3(n) torr gas vid 15 % O_2

3.4 Konventionella brännkammare

Huvudparametrarna för NO_x-bildningen i en gasturbinbrännkammare är /1/:

- Flamtemperatur
- Fördelning i högtemperaturzonen
- O_2-koncentration
- Kemisk reaktionshastighet i NO_x-bildningen
- Uppehållstid
- Bränsleslag

Vid luftfaktor nära ett (luftfaktor λ = 1, dvs stökiometrisk förbränning) erhålls den största NO_x-bildningen. De viktigaste grundreglerna för att hålla nere NO_x-bildningen är följande:

- Undvika höga flamtemperaturer

- Zonen med luftfaktor λ = 1 undviks eller görs så liten som möjligt

- Av ovanstående båda punkter följer att bränsle och luft blandas så intensivt som möjligt och med högt luftöverskott före igångsättningen av förbränningen

- Kort flamlängd eftersträvas

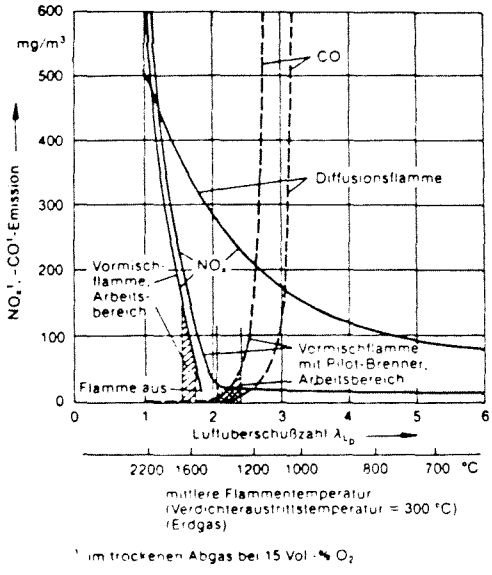


Bild 2 Emissionen von Gasturbinenbrennern bei Erdgas

Vid luftfaktor större än 2 börjar CO-halten att öka, se figur 3.4:1 /2/. Det är således inom ett begränsat arbetsområde som man erhåller ett minimum av NO_x- och CO-halt samtidigt. Figuren visar värden för dels en konventionell diffusionsflamma och dels en s k LPP-flamma (Vormischflamme) utan och med pilotbrännare.

Figur 3.4:1 Emissioner från gasturbinbrännkammare vid naturgas
Emissions from gasturbine combustors for natural gas

I bilaga 3.4:1 visas en konventionell gasturbinbrännkammare av fabrikat BBC från 1977, som inte är byggd med hänsyn till låga NO_x-emissioner enligt ovan. Bränslet tillföres i ett centralt munstycke. Den komprimerade luften kyler brännkammaren och strömmar genom den yttre ringformade kåpan uppåt och fördelar sig i tre delströmmar: primärluft, kylluft och sekundärluft.

Primärluften är det för förbränningen egentliga luftflödet som strömmar in centralt i toppen på brännkammaren via turbulatorer. Kylluften kyler brännkammarens innerdelar och blandas med förbränningsgaserna. Sekundärluften tillförs genom blandningsdysorna till det heta gasflödet och reducerar förbränningstemperaturen före inträdet i gasturbinen.

I bilaga 3.4:2 visas NO_x-emissionen som funktion av lasten för en brännkammare på en BBC-gasturbin typ 13 på 60 MW_e vid Düsseldorf-Lausward kombianläggning 2 x 60 + 300 MW_e = 420 MW_e, som togs i drift 1977 /1/. För naturgas ligger NO_x-värdena på 200-230 ppm vid torra rökgaser och 15 % O_2, vilket motsvaras av 350-400 mg/MJ_{br}. För lättolja ligger NO_x-värdena på 250-290 ppm vilket motsvaras av 440-500 mg/MJ_{br}.

På datablad från ABB-Stal i bilaga 3.4:3 ser vi att för GT 35 Jupiter som är utrustad med konventionell brännkammare ligger NO_x-halten på 450 för naturgas och 600 mg/MJ_{br} för dieselolja, dvs ungefär på samma nivå som för BBC typ 13.

För äldre gasturbiner utlagda för dieselolja låg NO_x-halten vanligen på 400-600 mg/MJ_{br} enligt litteraturundersökningen. För naturgaseldning ligger NO_x- halten på cirka 2/3 av värdet för dieselolja dvs den sjunker till 250-400 mg/MJ_{br} vid övergång till naturgaseldning.

För nyare gasturbiner utlagda för naturgas men med konventionella brännkammare ligger NO_x-halten på 200-300 mg/MJ_{br} enligt muntliga uppgifter från ABB Stal.

Med gasol som bränsle erhålls enligt uppgifter från ABB-Stal, se bilaga 3.4:3, NO_x-värden på mellan 330 respektive 150 mg/MJ för gasturbiner från Solar med effekterna 9 till 0,8 MW_e. Det är 30 till 50 % högre värden än för naturgas men cirka 10 à 20 % lägre än för lättolja. Uppgifter på gasoleldade gasturbiner är svåra att få tag på och det tyder på att det är sällsynt förekommande.

3.5 Möjligheter att minska NO_x-emissionen

Det finns i dag tre olika möjligheter att minska NO_x-emissionen från en gasturbin:

- Vatten- eller ånginsprutning
- Låg-NO_x brännare
- Katalytisk avgasrening (Selective Catalytic Reduction, SCR-system)

Att spruta in vatten eller ånga i flamman är det enklaste sättet att minska NO_x-halten och är den metod som har tillämpats längst.

Att konstruera speciella låg-NO_x brännare startade BBC med redan i början på 70-talet men det är först på 80-talet som denna utveckling har tagit fart. Nu pågår ett mycket intensivt utvecklingsarbete hos de flesta stora gasturbintillverkare.

Katalytisk avgasrening efter gasturbiner är av typen katalytisk DENOX-anläggning och har utvecklats speciellt i Japan och Västtyskland på senare år. I dag finns redan ett antal tillverkare av sådana anläggningar.

3.6 Vatten- eller ånginsprutning

Vatten- eller ånginsprutning passar bäst på gasturbiner med konventionella gasturbinbrännkammare.

Vatten- eller ånginsprutningen minskar NO_x-bildningen genom att flamtemperaturen sänks.

Totalavsaltat vatten måste användas vid vatten- eller ånginsprutning.

Inverkan av vatten- eller ånginsprutning på NO_x-bildningen för en Siemens/KWU brännkammare framgår av figur 3.6:1/1/.

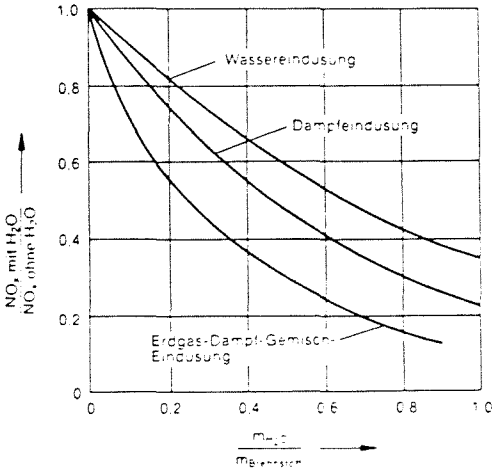


Bild 3 NO_x-Reduzierung durch H_2O-Eindüsung

NO_x-reduktion med vatten- eller ånginsprutning
NO_x-reduction by water or steam injection

Som framgår av diagrammet är ånginsprutning effektivare än vatteninsprutning i detta fall. Det förklaras av att ångan snabbare tar ner de högsta temperaturerna i flamman trots att vattnet har en kraftigare temperatursänkande inverkan på flammans medeltemperatur. Den relativa inverkan av vatten- eller ånginsprutning på NO_x-bildningen är praktiskt taget lika vid naturgas som vid olja (dieselolja). Det absoluta NO_x-värdet ligger dock högre för olja än för naturgas enligt punkt 3.4.

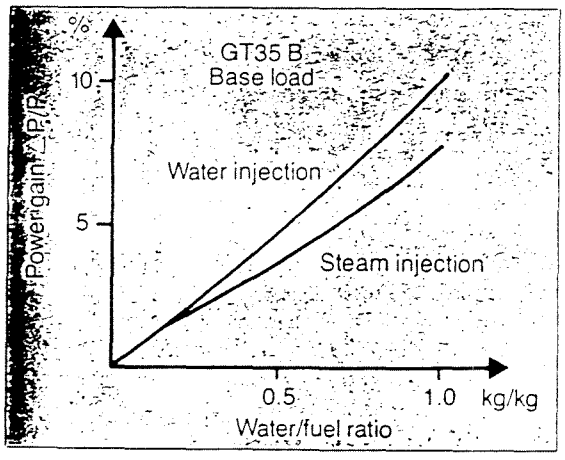
Reduktionsgraden för NO_x-bildningen är beroende på brännkammarkonstruktionen och bränslet och för vissa gasturbintyper kan vatteninsprutning ge bättre resultat än ånginsprutning.

Med naturgas kan ånginblandningen göras före brännkammaren till en homogen blandning så att en bättre NO_x-reduktion erhålls än om ångan sprutas in direkt i brännkammaren, se den lägre kurvan i figur 3.6:1.

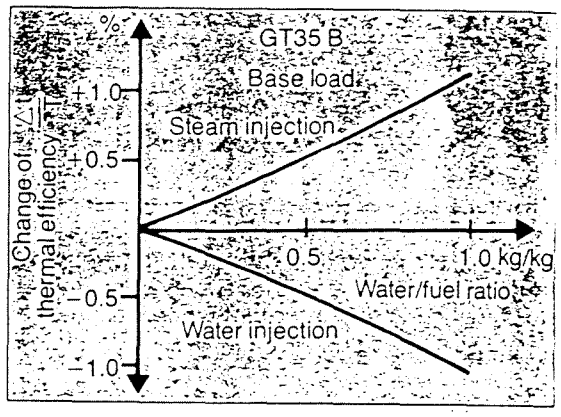
För en naturgaseldad gasturbin med moderna konventionella brännkammare kan man minska NO_x-emissionen till 40-70 mg/MJ med vatteninsprutning eller ånginsprutning.

Under de senaste fyra åren har ABB-Stal studerat och utvecklat metoder för minskning av NO_x-emissioner med vatten och ånginsprutning i samband med underhåll av äldre gasturbiner /4/.

Vatteninsprutningen tjänar två ändamål; att kontrollerbart reducera NO_x-emissionen och att höja eleffekten. En NO_x-reduktion på cirka 80 % och en höjning av eleffekten med 5-10 % är typiska värden, se figur 3.6:2. Vid vatteninsprutning minskar emellertid elverkningsgraden, se nedanstående figur 3.6:3.



Figur 3.6:2 Höjning av gasturbinens eleffekt vid vatten- eller ånginsprutning
Increase of gasturbine effect by water or steam injection



Figur 3.6:3 Ändring av gasturbinens verkningsgrad vid vatten- eller ånginsprutning
Change of thermal efficiancy for gasturbine by water or steam injection

Ånginsprutningen tjänar tre syften; att kontrollerbart reducera NO_x-emissionen, höja gasturbinens eleffekt och att höja gasturbinens elverkningsgrad. Liksom vid vatteninsprutningen är effekten på ovannämnda faktorer proportionell mot insprutningsmängden i förhållande till bränslemängden. Förutsättningen för höjning av elverkningsgraden är att ångan genereras i en avgaspanna efter gasturbinen.

Både vatten- och ånginsprutning anses nu vara etablerad teknik bl a inom ABB-Stal, Kongsberg och General Electric.

För gasturbiner från Kongsberg Dressner Power framgår NO_x-emissionerna av tabell, bilaga 3.6:1.

Vid naturgaseldning ligger NO_x-emissionerna mellan cirka 100 och 300 mg/MJ för dessa turbiner i storleksområdet 1-30 MW_e vid fullast utan vatteninsprutning.

För gasturbin KG2-3C på 1455 kW visar bilaga 3.6:2 hur NO_x-emissionen varierar med lasten vid naturgas och dieselolja nr 2 samt bilaga 3.6:3 hur NO_x-emissionen reduceras vid vatteninsprutning och naturgaseldning.

För gasturbin DC-990 på 4200 kW visas på bilaga 3.6:4 hur NO_x-emissionen varierar med inloppstemperaturen till turbinen vid naturgaseldning samt hur NO_x-emissionen reduceras med graden av vatteninsprutning från 160 ppm (280 mg/MJ) till cirka 32 ppm (55 mg/MJ) vid en vatten/bränslekvot 1,0, dvs en reduktion på 80 %. På bilaga 3.6:5 visas motsvarande värden för dieselolja, dvs hur NO_x-emissionen reduceras från 250 ppm (450 mg/MJ) med 80 % till 50 ppm (90 mg/MJ) med vatteninsprutning vid en vatten/bränslekvot 1,0.

3.7 Låg-NO_x brännkammare

Alla större gasturbintillverkare arbetar i dag intensivt med att utveckla s k låg-NO_x brännkammare som utan insprutning av vatten eller ånga ger låg NO_x-bildning. De principer som är kända i dag och som man arbetar efter är följande /5/:

- LPP Lean Premix Prevaporization
- RBQQ Rich Burn Quick Quench
- Katalytisk förbränning
- Kombinationer

3.7.1 LPP-brännkammare

LPP Lean Premix Prevaporization innebär att man arbetar med mager förbränning och förblandning om bränslet är naturgas eller förångning om bränslet är dieselolja.

I brännarelementet anordnas en blandningssträcka där förbränningsluft och gas blandas homogent för mager förbränning. Härvid undviks höga temperaturer i flamman och NO_x-bildningen blir avsevärt lägre.

ABB Stal (f d BBC) har en sådan LPP brännkammare i drift sedan 1985, se bilaga 3.7:1. Den har brännarelement för både gas och olja enligt figuren. Brännkammaren har totalt 36 symmetriskt anordnade brännarelement. Denna brännare provades 1985 i Düsseldorf-Lausward på en 60 MW_e gasturbin Typ 13. Provningsresultaten /1/ framgår av diagram i bilaga 3.7:2. För naturgas ligger NO_x-emissionen på i medeltal 50 ppm torr gas 15 % O_2 över hela lastområdet motsvarande cirka 100 mg/MJ_{br} eller en sänkning av NO_x-värdet till 1/4 av värdet för en konventionell brännkammare. För lättolja är NO_x-värdet i medeltal cirka 75 ppm vid fullast = 150 mg/MJ_{br} och stiger vid dellaster.

För kraftvärmeverket PEGUS-12 i Utrecht i Holland med en gasturbin typ 13E på 150 MW_e som tages i drift 1989 har ABB Stal lämnat garantier vid naturgaseldning på 100 mg NO_x/MJ med sin LPP-brännkammare /8/, men man förväntar sig bättre resultat.

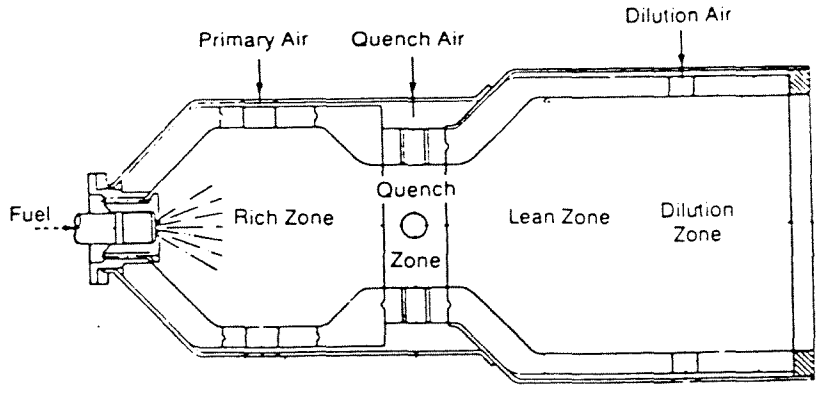
Problemet med en premix-brännare är att den är svår att reglera och man måste ha variabel geometri i brännkammaren, dvs kunna tillföra luften på olika platser i brännkammaren, och koppla in nya satser av brännarelement allteftersom uteffekten ökas. Trots detta är premix-brännaren en av de bättre lösningarna.

Solar Turbine Incorprated, USA, som är en samarbetspartner till ABB Stal, har arbetat i 10 år med en LPP-brännkammare för sina gasturbiner i effektområdet 0,8-9 MW_e, se bilaga 3.7:3. Vid provningar i pilotanläggningar på sina gasturbiner Mars (9 MW_e) och Centaur H (4 MW_e)har man kommit ner till NO_x-halter av cirka 30 mg/MJ_{br} vid naturgaseldning med sammanhängande låga halter av CO och oförbrända kolväten /6/. Ännu är brännkammaren inte kommersiellt utvecklad.

3.7.2 RBQQ-brännkammare

RBQQ Rich Burn Quick Quench innebär en tvåstegsförbränning, där man i den första zonen med en rik förbränning eldar upp allt syret med hjälp av kolet och vätet i bränslet (Rich Burn). Kolet och vätet reagerar snabbare med syret än kvävet och på det viset bildas inget NO. Man uppnår inte någon slutförbränning utan det bildas mycket CO och UHC (oförbrända kolväten).

Den andra zonen inledes med en snabb kylning (Quick Quench) som innebär att de halvfärdiga produkterna kyls ned med mycket luft i kraftig inblandning under kort tid. Tiden är för kort för någon NO-bildning och slutförbränning kan sedan ske i den magra zonen, se figur 3.7:1.



Principen för RBQQ

Figur 3.7:1 Principskiss av RBQQ-brännkammare
Principal sketch of RBQQ-combustion chamber

Quick Quench är en komplicerad procedur och det är risk att de oförbrända produkterna från första zonen inte blir slutförbrända. Denna brännkammartyp är något lättare att reglera men anses inte vara lika utvecklingsbar som LPP-brännkammaren.

3.7.3 Katalytisk förbränning

Det är svårt att få fram en katalysatorbrännare som arbetar bra vid de förhållanden som råder i en modern gasturbinbrännkammare. Många gasturbintillverkare har försökt men hittills har ingen lyckats. Katalysatorerna har många problem. De blir lätt förgiftade av föroreningar i bränslet och de har kort livslängd. Reaktionshastigheten är beroende av temperaturen, och det kan resultera i CO-föroreningar. En katalytisk brännkammare måste ha en pilotbrännare för att klara tändning och låga laster.

3.7.4 Kombinationer

Ovanstående brännkammartyper kan kombineras och många olika kombinationer har provats. Bränsleinjicering i flera steg, med blandning av mager förblandning och bränslerika zoner med konventionella spridare har provast i kombination med variabel geometri.

Siemens/KWU, f d Kraftwerk Union, har tagit fram en brännkammare med s k hybridbrännare /2/. Den provades först på deras modell V 93 på 70 MW_e i Simmering i Österrike och senare på Kraftwerk Emsland i Västtyskland. Den är nu under tillverkning för deras modell V 64 på 60 MW_e /7/ och skall provas på deras testanläggning i Berlin under 1989.

Konstruktionen av en hybridbrännaren och brännkammaren framgår av figur 3.7:2.

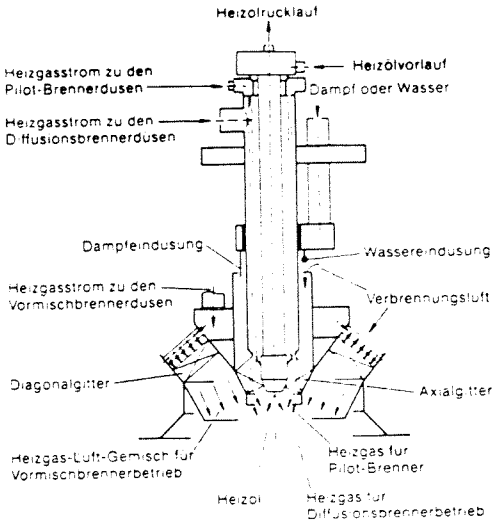


Bild 4 Hybridbrenner

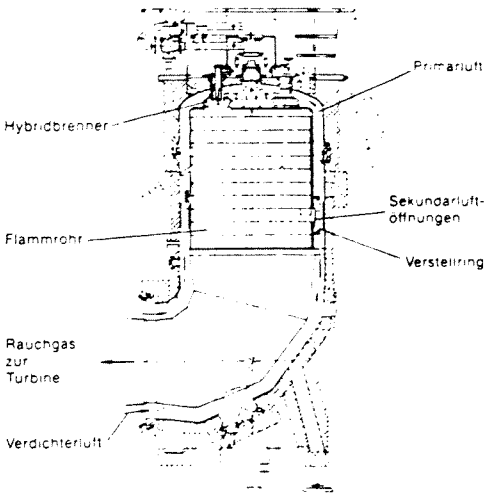
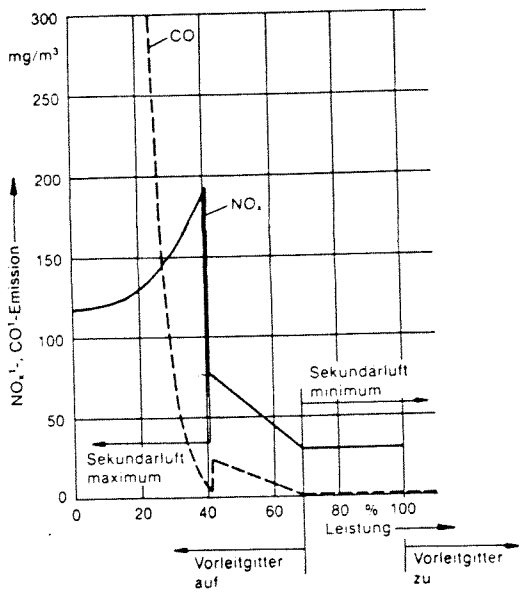


Bild 7 KWU-Brennkammer mit Hybridbrennern und Verstellring

Figur 3.7:2
Siemens/KWU Hybridbrännare
Siemens/KWU hybrid combustor

Hybridbrännaren är sammansatt av två brännare: Huvudbrännaren är av premix-typ och pilotbrännaren är av diffusionstyp. Emissionen från en gasturbin V 94 med hybridbrännare framgår av figur 3.7:3. Man startar upp med pilotbrännarna på olja. Vatten- eller ånginsprutning i pilotbrännaren kan reducera NO_x-halten till cirka 80 mg/m^3. Vid 40 % last skiftas över till naturgas på premix-brännarna och pilotbrännarna. NO_x-värdena mellan 40 och 100 % last ligger på 75 till 30 mg/MJ_{br} och CO-halten är vid höglast praktiskt taget noll.



¹ im trockenen Abgas bei 15 Vol.-% O_2

Figur 3.7:3
Emissioner från Siemens /KWU V 94.2 med hybridbrännare

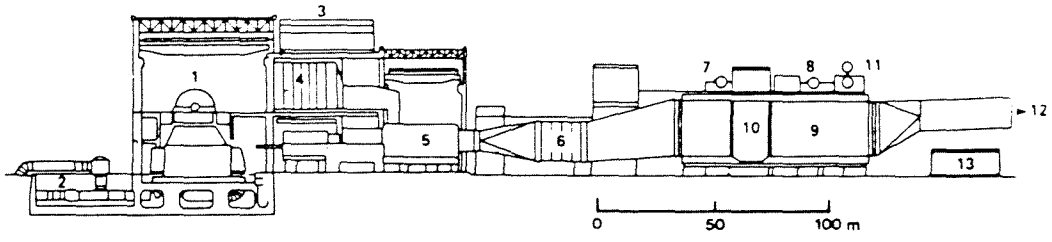
Emissions from Siemens/KWU V 94.2 with hybrid combustor

I Västtyskland och Österrike pågår nu ett utbyte av konventionella brännkammare på stora äldre gasturbiner mot låg-NO_x brännkammare /8/. Det är 15 anläggningar i Västtyskland och tre i Österrike. För Siemens/KWU hybridbrännare förväntar man sig värden under 60 mg NO_x/MJ och för ABB Stals LPP-brännare värden under 100 mg NO_x/MJ vid naturgaseldning.

Ändringar från konventionella brännkammare till låg-NO_x brännkammare påverkar praktiskt taget inte gasturbinens verkningsgrad, eftersom förbränningsverkningsgraden i de flesta fall är större än 99,9 % och tryckfallet över brännkammaren bara är av storleksordningen 2 à 4 % av kompressorns tryckuppsättning.

3.8 Katalytisk avgasrening

Avgaserna från en gasturbin kan renas i katalytiska DENOX-anläggningar, s k SCR-system (Selective Catalytic Reduction). De har utvecklats framför allt i Japan och Västtyskland och finns i dag kommersiellt tillgängliga hos ett antal fabrikanter. I katalysatorn får kväveoxiderna reagera med ammoniak och bilda kvävgas och vatten. Katalysatorn är uppbyggd som ett stort filter av t ex bikakestruktur som installeras i rökgasstråket mellan första och andra avgasytan. Vid naturgaseldning blir hållbarheten på katalysatormassan mycket god. De katalysatorer som finns i dag måste arbeta vid temperaturer omkring 300-400°C. Eftersom många gasturbiner har högre avgastemperaturer måste denna sänkas innan man kan använda katalysatorn. Det innebär att man måste ha en avgaspanna efter gasturbinen och metoden passar därför bättre för en kombinerad anläggning med värmeåtervinning eller ångturbin än för en ren gasturbin. Det är stora avgasflöden och det blir stora kostsamma anläggningar, se figur 3.8:1.



1. Steam turbine
2. Four-way back-wash valves
3. Air inlet
4. Air inlet filter
5. Gas turbine
6. Exhaust silencer
7. High-pressure drum
8. Low-pressure drum
9. Heat recovery steam generator
10. S.C.R. system
11. Deaerator
12. To chimney
13. Boiler feed-water pump room

Equipment Layout (Side View)

Figur 3.8:1
Layout av en 180 MW japansk kombicykelanläggning.
Nr 10 är katalysatordelen med större volym än gasturbinen.

Layout of a 180 MW japanese combined cycle plant.
No 10 is the catalyst part with larger volyme than the gasturbine

För en gasturbin av storleken cirka 50 MW_{el} i en kombianläggning ligger anläggningskostnaden för ett SCR-system inbyggt efter avgaspannan i storleksordningen 300-400 kr/kW_{el} räknat på kombianläggningens totala effekt, cirka 75 MW_{el}.

Ekonomisk och praktisk avskiljningsgrad är i dag 80-90 %. I ett SCR-system kan NO_x-emissionen minskas från t ex 60 till 10 mg/MJ /9/.

Ett SCR-system ger en viss försämring av gasturbinens elverkningsgrad eftersom mottrycket efter turbinen höjs med ett värde som motsvarar tryckfallet över systemet. Det rör sig om 0,5-1 procentenheter.

3.9 Övriga emissioner

Som tidigare nämnts blir övriga emissioner från en gasturbin vid sidan av NO_x (och CO_2) mycket små beroende på dels att gasturbinen arbetar med så förhållandevis rena bränslen som naturgas, dieselolja och gasol och dels på att brännkammarna kan utformas för mycket god förbränning.

SO_x-halten blir mycket låg eftersom bränslena ifråga är praktiskt taget helt fria från svavel, se bilaga 3.4:3.

Beträffande stofthalten gäller i Sverige i dag som gräns för gasturbiner Bacharach 3 enligt Naturvårdsverkets Riktlinjer för luftvård 1973.8. Bacharachskalan har s k sottal i en gråskala från 0 till 9, där 0 är vitt och 9 är svart. För en naturgaseldad gasturbin i kontinuerlig drift bör stofthalten normalt uppgå till ett värde av motsvarande Bacharach 1. Motsvarande värde för dieselolja är mindre än Bacharach 3.

Övriga emissioner framgår bl a av tabellen från ABB-Stal i bilaga 3.4:3. Det är oförbrända kolväten, UHC, som enligt mätningarna bara ligger på några ppm. CO-halten är också mycket låg, några ppm eller 10 à 20 ppm. Vid den lilla gasturbinen Saturn på 800 kW är emellertid CO-halten mellan 50-150 ppm. Det beror på att den gasturbinen är av typ flygmotor med förhållandevis små brännkammare.

Av bilagorna 3.9:1 t o m 3.9:6 framgår hur övriga emissioner varierar för gasturbiner från Kongsberg Dressner Power och hur de påverkas av vatten- och ånginsprutning.

Bilaga 3.9:1 visar hur CO varierar med temperaturen före turbinen vid naturgaseldning för gasturbin DC-900 på 4200 kW och hur CO-halten ökar med vatteninsprutning. Om CO är 15 ppm utan vatteninsprutning, ökas CO med vatteninsprutning med en faktor 2 à 4,5, dvs till 30 à 70 ppm vid en vatten/bränslekvot på 1 respektive 1,4. Bilaga 3.9:2 ger motsvarande samband för UHC vid naturgas. Om UHC är 8 ppm utan vatteninsprutning, ökas UHC med vatteninsprutning med en faktor 1,7,dvs till 14 ppm vid en vatten/bränslekvot större än 1.

Motsvarande samband för CO och UHC vid dieselolja framgår av bilagorna 3.9:3 respektive 3.9:4. Om CO är 7 ppm utan vatten-

insprutning, ökas CO med vatteninsprutning med en faktor 3 à 6,5, dvs till 20 à 45 vid en vatten/bränslekvot på 1 respektive 1,4. Om UHC är 8 ppm utan vatteninsprutning, ökas UHC med en faktor 2 à 3, dvs till 16 respektive 24 ppm vid en vatten/-bränslekvot på 1 respektive 1,2.

Av diagrammen för DC-900 kan man dra den slutsatsen att för naturgas skall man i detta fall inte gå längre i vatten/ bränslekvot än 1,0, därför att sedan ökar CO kraftigt. Inte heller för dieselolja skall man gå längre i vatten/bränslekvot än 1,0, därför att sedan ökar både CO och UHC kraftigt.

Hur emissionerna av NO_x, CO, SO_2 och UHC förändras för gasturbinen LM 2500 på 20 MW från General Electric vid naturgas och dieselolja utan och med vatten- eller ånginsprutning vid full effekt framgår av bilagorna 3.9:5 respektive 3.9:6. Vid naturgaseldning utan vatteninsprutning var NO_x 184 ppm (320 mg/MJ), CO 9 ppm, SO_2 noll och UHC 1 ppm. Vatten- och ånginsprutning gav ungefär lika emissioner, nämligen NO_x 42 ppm (75 mg/MJ), dvs en reduktion med 75 %, CO ökat till 36 ppm, SO_2 noll och UHC ökat till 7 ppm, men kvoten vatten/bränsle var vid vatteninsprutningen bara 0,74 mot 1,26 vid ånginsprutningen. Vatteninsprutningen ger med andra ord bättre resultat för denna turbin. Vid dieseloljeeldning ger också vatteninsprutning bättre NO_x-reduktion än ånginsprutning.

3.10 Nuvarande teknisk status

Den slutsats man kan dra av ovanstående bör i dagsläget kunna vara följande:

För att klara de svenska NO_x-emissionvillkoren gäller för en naturgaseldad gasturbin, som sannolikt kommer att bli vanligast för elproduktion:

Storlek		Teknik
- mindre och medelstora	räcker	Konventionella brännkammare och vatteninsprutning eller ånginsprutning
- stor	krävs	Låg-NO_xbrännkammare. Alternativt vatten- eller ånginsprutning och SCR-system

För mindre och medelstora gasturbiner (1-50 MW_e) finns det i dag inga andra metoder kommersiellt utvecklade än vatten- och ånginsprutning för att minska NO_x-emissionerna. I nedanstående tabell ges exempel på vilka NO_x-värden som kan erhållas vid naturgaseldning.

Effekt MW_e Effect	NO_x-emission med naturgaseldning i konventionell brännkammare NO_x-emission for natural gas in conventional combustor mg/MJ_{br}	Åtgärd Measure	Beräknad NO_x-emission efter åtgärd NO_x-emission after measure mg/MJ_{br}
5	300-400	Vatten- eller ånginsprutning	60-80
20	200-300	Vatten- eller ånginsprutning	40-60

Nuvarande tekniska status för brännkammare för större gasturbiner kan utläsas ur nedanstående tabell som visar de NO_x-värden som leverantörerna sade sig vara beredda att garantera vid en förstudie som Sydkraft gjorde i början på 1988 för ett kraftvärmeverk i Malmö på 150 MW_e. Anläggningen avsåg en naturgaseldad kombianläggning med en gasturbindel på 100 MW_e och en ångturbin på 50 MW_e. Man begärde in budgetofferter och hade möten med gasturbintillverkarna.

För NO_x-emissioner kunde tillverkarna lämna följande värden vid naturgaseldning i mg/MJ tillfört bränsle med torra låg-NO_xbrännkammare och man förväntade sig i framtiden följande utveckling genom förbättringar av konstruktionen.

Företag Company	Garantivärde i dag mg NO_x/MJ_{br} Guarantee value of to-day (med torra brännare) (by dry combustor)	Förväntade garantivärden i framtiden Expected guarantee value in the future
ABB-Stal	100	50-60 ungefär år 1991-92
Siemens/KWU	40	
Mitsubishi	100-125	50-70 om några år
GE och Alsthom		70 ungefär år 1990

Utvecklingen inom de närmaste 5 åren tycks vara att vatten- eller ånginsprutning blir standard på mindre och medelstora anläggningar samt att låg-NO_x brännkammare utvecklas för allt mindre effekter. Låg-NO_x brännkammare för stora gasturbiner förbättras och utvecklas av allt fler tillverkare. Hittills har det tagit cirka 15 år att från början utveckla en ny låg-NO_x-brännkammare, så det är ett arbete på lång sikt. För SCR-systemet kommer utvecklingen att ske framför allt mot lägre arbetstemperaturer.

3.11 Referenser

/1/ Erprobung einer neuen, NO_x-armen Gasturbinen Brennkammer
Dr-Ing. Hans-Jürgen Sponholz, BBC AG, Mannheim
Juni 1985, Bundesministerium für Forschung und Technologie (BMFT), Bonn.

/2/ Wirtschaftliche Lösung des NO_x-Problems bei Gasturbinen
Helmut Maghon, Siemens UB KWU
Umweltstechnik 1988, Bd 109 Heft 2
(eller VGB Kraftwerkstechnik 68, Heft 8, Aug. 1988)

/3/ Anginsprutning i gasturbiner
Sture Wingård, Bo Leckner
CTH Rapport A 87-165, Maj 1987

/4/ Clean uprating by steam injection
Anders Wilhelmsson, ABB Stal
Gas Turbine Development, May 1988

/5/ Avgasemissioner från Gasturbiner
Leif Andersson, ABB-Stal
CIMAC-konferens 1987-11-11, Göteborg

/6/ Preliminary development of an ultra-low NO_x gas turbine combuster
K.O. Smith, L.C. Angello, F.R. Kurzynske
1986 International Gas Research Conference

/7/ Siemens/KWU introduce V 64 at 60 MW and 33,3 % simple cycle efficiency

Gas Turbine World, May-June 1988

/8/ New low-NO_x combustors in European service
Eric Jeffs
Gas Turbine World, Sept-Oct 1987

/9/ See SCR cost effective for small gas turbine
Donald Champagne
Gas Turbine World, Nov-Dec 1987

4. DIESELMOTORER

4.1 Inledning

Stationära dieselmotorer för elproduktion har i Sverige under det senaste decenniet främst installerats som nöd- eller hjälpkraftaggregat och då oftast i realtivt små storlekar.

I takt med stigande elpriser (i kombination med stabila eller förhållandevis låga oljepriser) har dock det svenska intresset för dieselmotorer ökat och dessa betraktas nu som ett seriöst alternativ för kraftvärmeproduktion ända upp i effektområdet 50 MW_{el}.

Dieselmotorprincipen erbjuder främst följande fördelar:

- hög elverkningsgrad, upp till cirka 50% i moderna större motorer,
- god driftsflexibilitet med stort regleromräde och bibehållande av hög verkningsgrad också vid dellaster,
- hög elutbytesfaktor (α-värde),
- möjlighet till snabb obemannad uppstart och snabba förändringar i last,
- hög bränsleflexibilitet som medger drift med bränslen från tunga tjockoljor till gasol och naturgas,
- hög tillgänglighet genom att utvecklade beprövade konstruktioner från fartygsbranschen oftast används,
- brett register i storlekar samt moduluppbyggnad medför att anläggningar enkelt kan storleksoptimeras och successivt byggas ut för att motsvara aktuellt effektbehov.

Nackdelarna med dieslar i kraftvärmesammanhang är främst:

- relativt höga investeringskostnader per installerad kW_{el},
- relativt höga service- och underhållskostnader,
- generering av höga halter av kväveoxider i avgaserna,
- genom höga luftöverskott, särskilt vid tvåtaktsmotorer, blir utgående rökgastemperatur relativt låg. Möjligheterna till produktion av processånga (enbart eller i kombination med fjärrvärmeproduktion) kan därför vara begränsade.

Vid användning av dieselmotorer för kraftvärmeproduktion produceras el i motorns huvudgenerator och i vissa fall också i en mindre turbogenerator som är inkopplad i rökgasuttaget. Värme produceras dels via motorkylningen (mantelkylning, oljekylare, mellankylare efter laddningskompressor etc) dels från utgående rökgaser som har en temperatur på mellan 250°C och 400°C beroende på motortyp och last.

Förutom för ren fjärrvärmeproduktion är dieslar ett alternativ också för produktion av processånga eller hellre processånga i kombination med hetvatten.

Då både ett ångbehov och ett hetvattenbehov föreligger produceras ånga i en avgaspanna i rökgasernas heta ände och hetvatten dels i motorkylningen och dels i en fjärrvärmeekonomiser i rökgasernas kalla ände.

Det finns i Sverige idag tre större anläggningar för kraft- eller kraftvärmeproduktion baserade på dieslar. Dessa är samtliga byggda på 70-talet och omfattar **Visby** med 2x19 MW_{el} och 2x15 $MW_{värme}$, **Skultuna** med 12 MW_{el} och 12 $MW_{värme}$ samt **Slite** med 2x12 MW_{el} (ingen värmeproduktion). I bilaga 4.1:1 återfinns lay-out och tekniska data för en av Visby enheterna.

Sedan dessa anläggningar byggts har prestandakraven ökat, framförallt på miljösidan, och i en modern motsvarande anläggning krävs att NO_x-utsläppen begränsas till en lägre nivå. Det är också sannolikt att en ny anläggning skulle utföras med naturgas (eller möjligen gasol) som huvudbränsle eller alternativbränsle.

Utvecklingsinsatserna inom tekniken för kraftproduktion med större dieselaggregat är idag koncentrerade mot följande mål:

- ökad elverkningsgrad,
- minskad generering av kväveoxider,
- möjlighet att använda okonventionella bränslen,
- ökad tillgänglighet och minskat underhållsbehov.

Den utveckling och forskning som bedrivs är i stor utsträckning knuten till leverantörer av dieselanläggningar främst genom att dessa bl a har möjlighet och resurser att genomföra fullskaleförsök.

I denna rapport redovisas nuläget beträffande miljöprestanda och verkningsgrader hos större dieslar och som bakgrund ges också en kortfattad allmän beskrivning av dieselmotortekniken samt en specifikation av de leverantörer (med produktområde) som agerar på den svenska marknaden.

För att i möjligaste mån skaffa uppgifter om respektive leverantörs utvecklingsläge har en enkät med frågor tagits fram och sänts ut till totalt fem leverantörer. Se bilaga 4.1:2. Somliga av frågorna där är givetvis känsliga att besvara av konkurrensskäl och många av de uppgifter som lämnats och som redovisas blir därigenom relativt approximativa eller får betraktas som typvärden.

Som komplement till det underlag som lämnats av leverantörerna har också en litteraturstudie gjorts. Denna bekräftar att de dokumenterade studier som gjorts inom området, vid sidan om leverantörernas insatser, nästan uteslutande omfattar mindre motorer främst för fordonsdrift.

4.2 Allmänt om dieselmotorteknik och dieselmotorers verkningsgrader

År 1893 utgav tysken Diesel en patentskrift som utgör grunden för den moderna dieselmotortekniken. Till skillnad från förhållandena i ottomotorn föreslogs där att kompressionen i motorcylindern skulle drivas så långt att ett bränsle kunde självantända utan någon initierande gnista.

I den ideala ottoprocessen anses förbränningen ske under konstant volym medan vid dieselprocessen bara en viss andel av bränslet är tillgängligt när tändningen inträffar och resten sprutas in medan förbränningen pågår. I den ideala dieselprocessen anses därvid förbränningen ske vid konstant tryck. Jämför pV-diagram, fig 4.2:1.

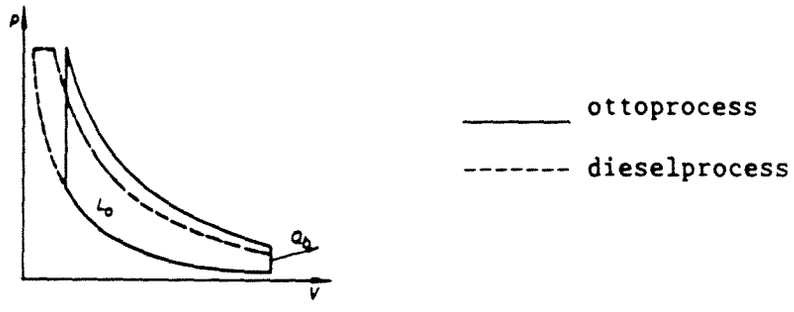


Fig. 4.2:1 Ideala otto- resp Diselprocessen i pV-diagram
Ideal otto and Diesel process respectively in a pV-diagram

Vid en jämförelse mellan idealverkningsgraderna för en ottomotor och en dieselmotor kan lätt visas att vid en given kompressionsgrad har ottomotorn alltid högre verkningsgrad än dieselmotorn. I ottomotorn begränsas emellertid kompressionsgraden av risker för självantändning av bränslet, medan några sådan begräsningar inte finns i dieselmotorn och därför har dieselmotor generellt sett en högre verkningsgrad än ottomotorn.

Större dieselmotorer klassificeras ofta idag som lågvarviga tvåtaktsmotorer eller mellanvarviga resp högvarviga fyrtaktsmotorer.

Tvåtaktsmotorerna är tyngre och robustare och användes åtminstone tidigare alltid för effekter större än ca 10 MW$_{el}$. Under senare år har emellertid mellanvarviga fyrtaktsmotorer utvecklats för något större effektområden och utgör nu ett seriöst alternativ även här. Någon generell avgörande skillnad i elverkningsgrad mellan tvåtakts- och fyrtaktsmotorer kan inte påvisas.

För att ytterligare öka verkningsgraden i både tvåtakts- och fyrtaktsmotorer kan man öka medeltrycket eller luftfyllningsgraden i cylindrarna genom överladdning, dvs tillförsel av förbränningsluft under förhöjt tryck. I moderna större dieslar sker denna överladdning med en turbokompressor som drivs av utgående rökgaser. Eftersom expansionen i en kolvmotor avbryts när kolven fullbordat arbetsslaget och innan atmosfärstrycket är nått (motsatsen skulle innebära stora tunga maskiner med stora mekaniska förluster) sker en förlust i det ideala dieselprocessdiagrammet, enligt fig 4.2:2.

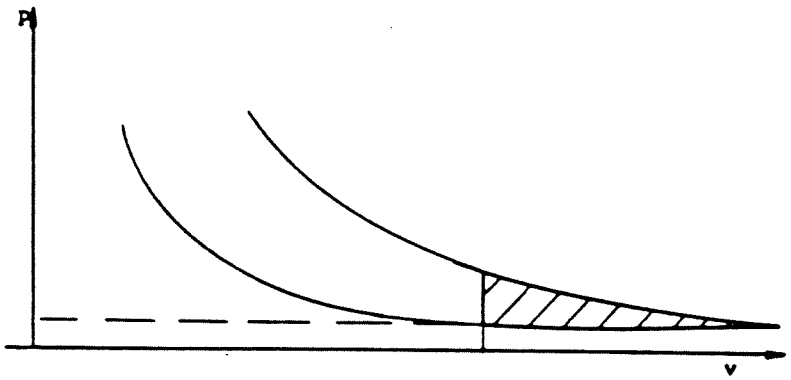
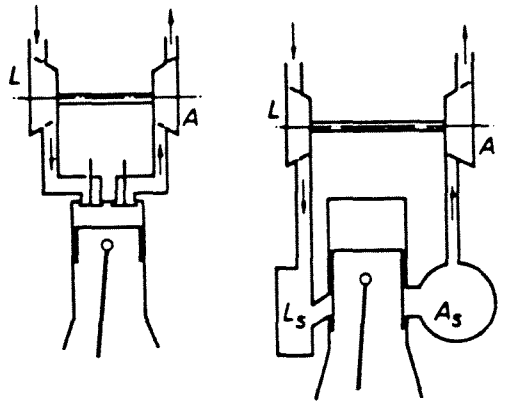


Fig. 4.2:2 Förlust på grund av ofullständig expansion
Losses due to incomplete expansion

Denna "förlust" utnyttjas för att driva turboladdaren och principiell inkoppling för två- resp fyrtaktsmotorer framgår av fig 4.2:3.

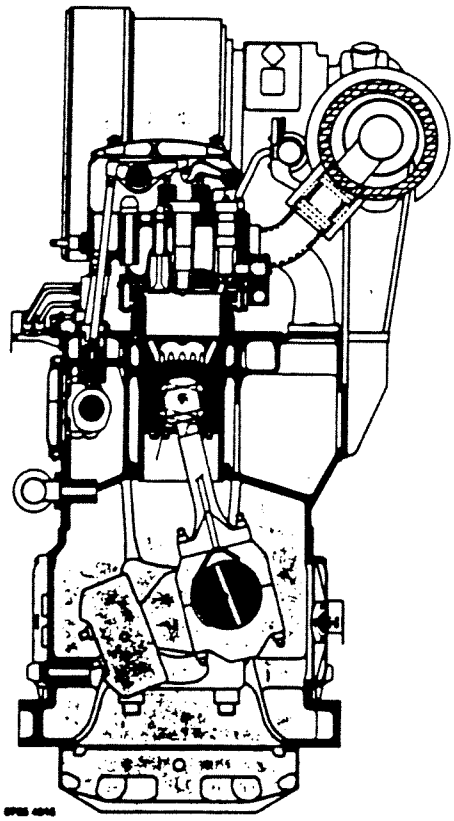
Fyrtaktsmotor Tvåtaktsmotor



L = luftkompressor	L = Compressor
A = Avgasturbin	A = Turbo charger
L_s = Luftsamlare	L_s = Air header
A_s = Avgassamlare	A_s = Exhaust gas header

Fig 4.2:3. Principschema för två- resp fyrtaktsmotor med turboladdare
Two- and fourstroke engine with turbo charger

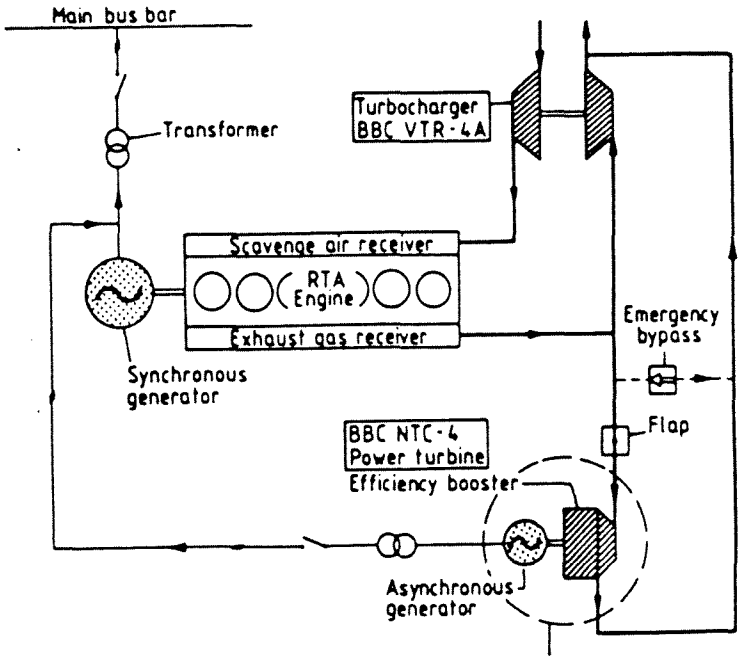
Turboladdningen ökar motorns värmepåkänning dels genom den större värmeomsättningen dels genom att värmeövergångstalet från gas till kolvar och ventiler ökar. För att reducera dessa effekter kyls luften efter kompressorn i en mellankylare (vilket dessutom ökar verkningsgraden) och dessutom anpassas styrningen av avgasutsläppet så att det direkt genom cylindern spolas en extra luftmängd som kyler och som inte deltar i kompression och arbetsprocess. I tvåtaktsmororer används denna kylning med spolluft också vid normalladdning.



Cross section of Sulzer 4-stroke middle speed Diesel engine with turbo charger

Fig. 4.2:4 Tvärsnitt av en Sulzer, fyrtakts mellanvarvig dieselmotor med turboladdare

För att, hos dieslar för elproduktion, öka elutbytet kan parallellt med turboladdaren också en sk turbogenerator placeras i dieselns rökgaskanal, se principschema fig 4.2:5. Denna installation ger normalt ett effekttillskott med 5% på huvudgeneratoreffekten.



Diesel plant with power turbine (Sulzer)

Fig 4.2:5 Principschema över dieselanläggning med sk turbogenerator ("power turbine"). Källa: Sulzer

För dieselmotorns effektivitet och förmåga att förbränna olika bränslen spelar bränsleinmatningssystemet en avgörande roll. En redovisning av detta för olika bränslen återfinns i avsnitt 4.3 där system för tjockolja, naturgas och gasol tas upp.

Kylsystemet i en dieselanläggning omfattar som huvudkomponenter oljekylsystem, mantelkylning, mellankylare efter laddningskompressor samt ev avgaspanna för kylning av rökgaserna. I kraftvärmesammanhang är systmet väsentligt inte bara för temperaturkontroll av anläggningens delar utan också för anläggningens totala verkningsgrad eller α-värdet, dvs förhållandet mellan el- och värmeutbyte.

I fig 4.2:6 illustreras schematiskt värmeproduktion som hetvatten från motorkylningen och från avgaserna och fig 4.2:7 visar en komplett installation med kringutrustning för produktion av el, ånga och hetvatten.

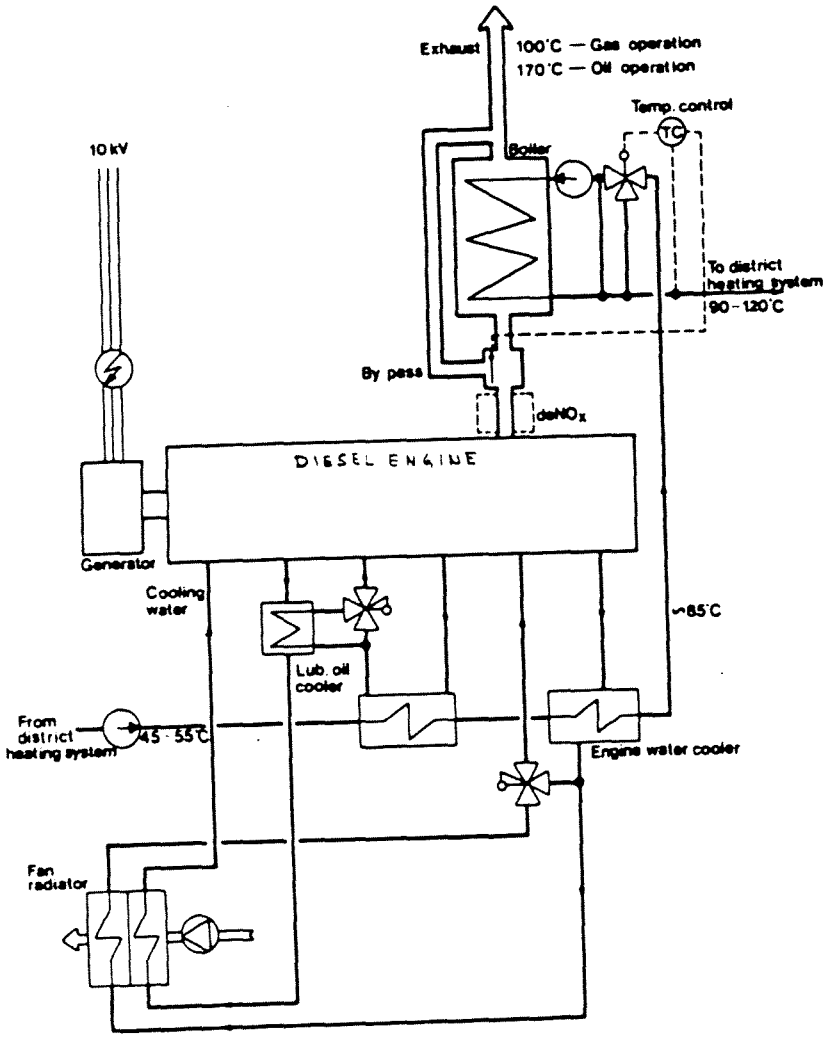


Fig. 4.2:6 Principschema för cogeneration av värme- och el i dieselanläggning (Källa: Wärtsilä)
Cogeneration of heat and electricity in diesel plant (Wärtsilä)

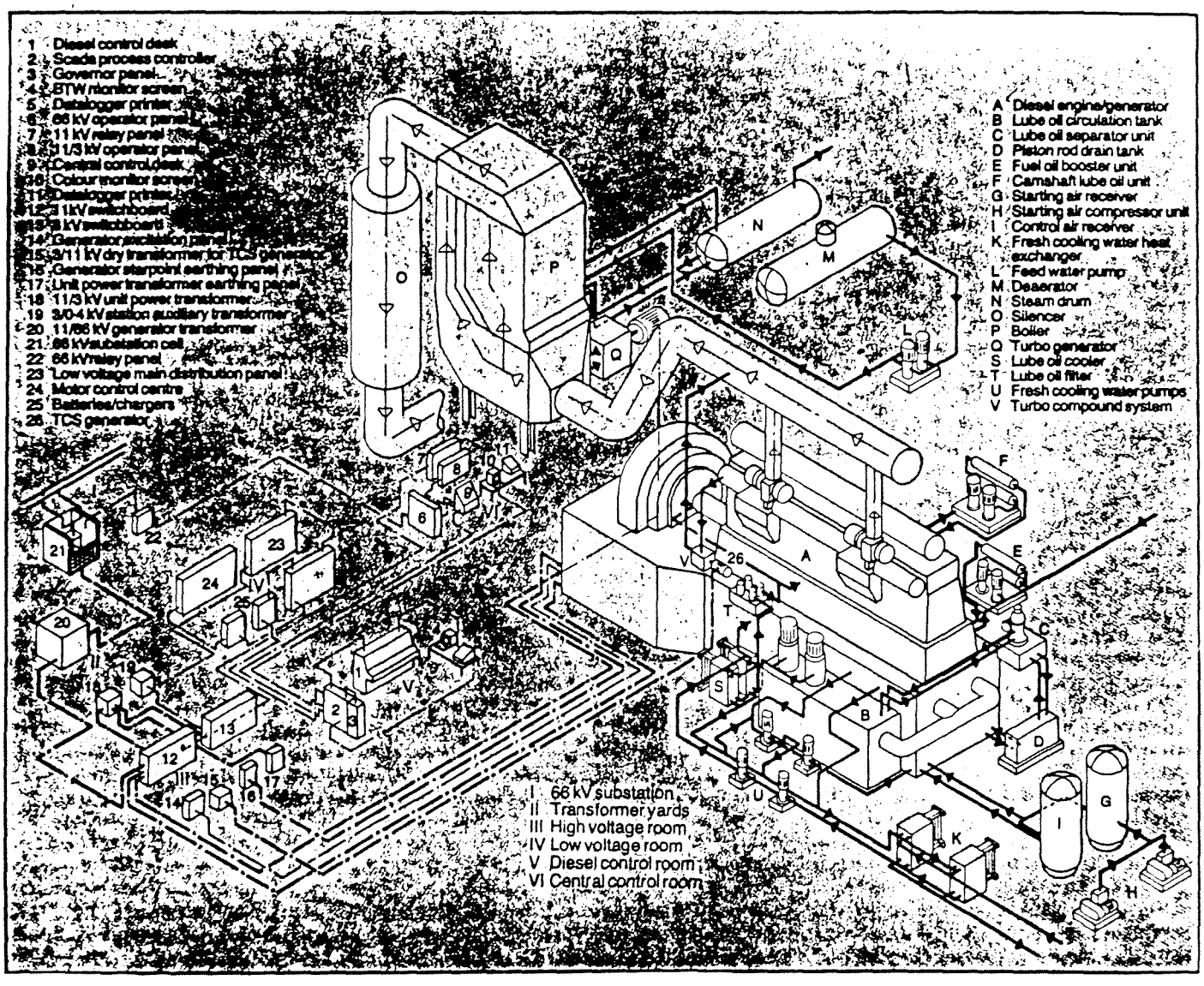


Fig. 4.2:7 Dieselanläggning för elproduktion 24 MW. Uppförd i Macau av Burmeister & Wain/Götaverken.

Diesel plant for production of electricity. Erected in Macau by B&W/Götaverken.

4.3. Bränslen för dieselmotorer

4.3.1 Tjockolja

I moderna större dieselmotorer kan eldningsoljor av alla typer från lättolja till tunga restoljor användas.

Tjockoljor med en specifikaion enligt tabell 3.1 har redovisats som acceptabla av flera leverantörer och för både två- och fyrtaktsmotorer.

Guiding Fuel Oil Specification (max. values)		
Viscosity	cSt/50°C	700
Density	kg/m³ at 15°C	*) 991
Flash point	°C	>60
Conradson Carbon	% weight	22
Asphalt	% weight	14
Sulphur	% weight	5
Water	% weight	1.0
Ash	% weight	0.2
Aluminium	mg/kg	30
Vanadium (V)	mg/kg	600
Sodium	mg/kg	30% of V

*) May be exceeded provided adequate cleaning equipment is installed, i.e. new types of centrifuges.

Tabell 4.3:1 Specifikation av tjockolja för dieselmotorer
Specification of heavy oil for diesel engine

Som jämförelse återfinns i bilaga 4.3:1 svensk standard för eldningsoljor och det framgår att tjockoljor av betydligt "sämre" specifikation än Eo5 kan utnyttjas i dieselmotorer.

Nyckelparametrar vid bedömning av olika oljors lämplighet för dieselmotorer är viskositet, densitet och Conradson Carbon. Således kan tändningsegenskaperna i viss utsträckning bestämmas ur formler baserade på uppgifter om viskositet och densitet och generellt gäller att hög densitet i kombination med låg viskositet är en indikation på sämre tändningsförmåga.

Beträffande Conradson Carbon (och asfalteninnehåll) innebär höga värden risk för omfattande beläggningar i turboladdare, rökgasarmatur och avgaspanna. Innehåll av vatten, aska, vanadin, natrium och aluminium påverkar direkt eller indirket (bl a via katalys) riskerna för erosion eller beläggningar på motorns delar.

Förråds- och distributionssystem för tjockolja omfattar följande huvudkomponenter: Förrådstank, dagtank, transportpumpar med förfilter, separatorer, förvärmare, bränslepumpar och insprutningsdysor. Ett typiskt schema med bränslesystem för tjock- och lättolja, återfinns i bilaga 4.3:2.

4.3.2 Naturgas

Alltsedan introduktionen av naturgasdrift för dieslar, som skedde under början av 70-talet har utvecklingen inom området varit intensiv.

Från början utnyttjades sk lågtrycksteknik som innebär att gasen inblandas i förbränningsluften före eller efter turboladdaren vid ett tryck på ca 0,2 bar resp 2 bar. Ett principschema med exempel på blandningsförfarande och styrsystem för detta återfinns i bilaga 4.3:3.

För antändning av luft/gasblandningen erfordras olja som pilotbränsle och andelen olja uppgår energimässigt till ca 5% vid fullast. Effektreglering sker via gasmatningen ner till ca 30% last varefter oljebränslet successivt tar över ner till tomgångseffekt.

Vid naturgasdrift enligt ovannämnda teknik blir maximalt effektuttag från en given motor ca 10-20% lägre än vid oljedrift.

Under de senaste åren har en utveckling av naturgasdrift i dieslar skett genom sk högtrycksteknik. Denna innebär att pilotbränslet, som också i detta fall är ca 5% olja, och naturgas sprutas in i motorns cylindrar via två separata insprutningsdysor.

Utförande för konventionell resp högtrycksinsprutning beskrivs schematiskt i bilaga 4.3:4.

Vid högtrycksinsprutning komprimeras naturgasen till ett tryck av ca 250 bar i en eller flera kompressorer enligt principschema bil 4.3:5.

Eleffekt som måste tillföras kompressorerna påverkar givetvis netto eleffekt för dieselanläggningen. I bilaga 4.3:6 återfinns ett diagram för beräkning av erforderlig kompressoreffekt vid olika sugtryck. Vid exempelvis 25 bars tryck på sugsidan erfordras en kompressoreffekt som uppgår till ca 2,5% av dieselns axeleffekt.

Två viktiga fördelar med högtryckstekniken i förhållande till konventionell teknik är att max uteffekt (bortsett från erforderlig kompressoreffekt) är lika stor vid naturgaseldning som vid oljeeldning samt att man kan växla bränslen och inblandningsförhållande valfritt under drift med enda kravet att pilotbränsleandelen inte understiger 5%.

För att fördela gasen till dieselns cylindrar krävs vid högtryckstekniken ett avancerat säkerhets- och styrsystem. En schematisk beskrivning av ett sådant datoriserat system återfinns i bilaga 3.7.

4.3.3 Gasol

Användning av gasol för dieselmotorer kan ännu sägas befinna sig på försöksstadiet. Fullskaleprov har dock genomförts och flera leverantörer är beredda att leverera och garantera anläggningar även för gasoldrift.

Bränslesystemet för gasol påminner i stor utsträckning om högtryckssystemet för naturgas. Istället för kompressorer ingår kolvpumpar med ackumulatorer för tryckuppsättning till ca 250 bar samt efterliggande värmeväxlare där gasoltemperaturen ökas till ca 60°C. Gasolen når på detta sätt överkritiskt tillstånd före insprutning i motorcylindrarna.

Även vid gasoldrift måste olja användas som pilotbränsle med ca 5% inblandning.

4.4. Leverantörer på den svenska marknaden

De potentiella leverantörer av större stationära dieselanläggningar som idag agerar på den svenska marknaden är följande:

- Wärtsilä Diesel. Har köpt upp fd Lindholmens dieselverksamhet i Göteborg och också Nohab, Trollhättan. Förfogar därmed över ett produktprogram baserat på egenkonstruerade 4-taktsmotorer, Nohabs 4-taktsdieslar, licenser från Sulzer på 2- och 4-taktsmaskiner samt licenser från SEMT-Pielstick.

- Götaverken Motor. Har inte längre någon egen tillverkning men bygger anläggningar med licenser från Burmeister & Wain (B&W). Samarbetsformen mellan dessa två företag håller dock, när detta skrives, på att förändras och Götaverkens framtida agerande inom affärsområdet är ännu inte offentliggjort.

- M.A.N/B&W. Samarbetet mellan dessa tyska resp danska företag har genererat ett omfattande produktprogram med både 2-takts och 4-taktsmotorer.

- Sulzer, Schweiz. Har också ett mycket brett program av både 2-takts- och 4-taktmotorer.

Gemensamt för ovanstående företag är att de samtliga har ett produktprogram som täcker större delen av aktuellt effektområde, 1-50 MW_{el}. Förutom dessa finns också ett stort antal företag som levererar i den nedre delen av effektområdet, upp till ca 2 MW. En sammanställning av dessa återfinns i Värmeforskrapporten nr 236 och upprepas därför inte här.

Hedemora AB som visserligen till stor del är marint inriktade men också bedriver utveckling av gaseldade mindre dieslar för stationärt bruk får i denna rapport representera leverantörer av mindre dieslar.

Enkäten som omtalades i inledningen (se bilaga 4.1:2) har sänts ut till samtliga företag nämnda ovan och en sammanställning av dessa företags produktprogram återfinns i bilaga 4.4:1.

För mer detaljerad information om produkterna hänvisas till broschyrmaterial från resp företag, vilka samtliga finns representerade i Sverige.

4.5. Verkningsgrader hos aktuella dieslar

Elverkningsgraden i större dieslar för kraftproduktion har ständigt ökats under senare år, framförallt genom successiva höjningar av topptryck/topptemperatur i cylindrarna. Typiska värden på topptryck i större 2-takts och 4-taktsmotorer ligger idag på 130 resp 180 bar.

I tabell 4.5:1 återfinns en sammanställning av verkningsgradsuppgifter som erhållits från leverantörerna. Sammanställningen avser elutbyte vid generatorklämmorna vid drift med tjockolja och med motorutförande utan turbogenerator.

Effektområde	Motorutförande	Elverkningsgrad
1-3 MW	4-takt	39-41%
3-10 MW	4-takt	42-46%
10-16 MW	4-takt	47-48%
10-20 MW	2-takt	48-49%
>20 MW	2-takt	48-50%

Tabell 4.5:1 Elverkningsgrad för dieslar inom olika effektområden
Electric efficiancy for different sizes of diesel engines

Värdena i tabellen utgör data då maskinerna är optimerade för 100% last. Särskilt för de större maskinerna är det möjligt att öka värdena med 1 á 2 %-enheter om utrustningen optimeras för en kontinuerlig last som ligger något tiotal procent lägre än max last.

Vid komplettering av anläggningen med en turbogenerator ökar elverkningsgraden med normalt ca 2%-enheter vid storlekar på ca 15 MW och med 1%-enhet vid 5 MW. Vid mindre anläggningar är det oftast inte ekonomiskt att installera en turbogenerator.

Vid eldning med naturgas (med högtryckinsprutning) eller gasol anger leverantörerna att verkningsgraden förblir i stort sett densamma som vid tjockoljeeldning men att nettoutbytet påverkas av erforderligt kompressorarbete. Ur bilaga 4.3:6 kan beräknas kompressorarbetets påverkan på netto elverkningsgrad.

Dellastverkningsgraden hos dieslar beskriver en relativt flack kurva mellan ca 75% och 110% last. Vid 50% last har verkningsgraden skjunkit till en nivå som är ca 2%-enheter lägre än inom ovanstående område.

De "förluster" som uppstår vid elproduktion i en dieselanläggning är i princip följande:

- förluster genom smörjoljekylning, motorblockskylning och mellankylning efter turbokompressor,
- förluster genom rökgasernas värmeinnehåll och CO-innehåll,
- generatorförluster,
- förluster gennom strålning och konvektion.

Totalverkningsgraden för en dieselanläggning kan höjas väsentligt genom att delar av "förlusterna" enligt de två första punkterna ovan tas till vara och utnyttjas för produktion av hetvatten och/eller processånga.

De värden på elverkningsgrad som anges i tabell 4.5:1 är samtliga av den karaktären att de uppnås vid sk "economy rating". Detta innebär att motorerna är konstruerade och utlagda för bästa verkningsgrad utan att särskilt tillgodose höga krav på minskade NO_x-utsläpp. Genom motortekniska åtgärder kan NO_x-utsläppen dock minskas vilket emellertid leder till minskad elverkningsgrad. Detta kommer att behandlas utförligare i avsnitt 4.7.

4.6 Generering av miljöfarliga ämnen vid förbränning i dieselmotorer

4.6.1 Svavel

Vid förbränning av svavelhaltiga bränslen i dieselmotorer bildas svaveloxider stökiometriskt precis som vid förbränning av eldningsoljor i andra anordningar.

Tjockolja med 0,8% svavel ger exempelvis ~ 0,19 g S/MJ bränsle i utgående rökgaser om svavelreningsutrustning ej finns installerad.

Med hänsyn till dagens krav på NO_x-utsläpp från förbränningsanläggningar måste, som senare skall visas, ofta installation av en de NO_x-katalysator med placering före en eventuell avsvavlingsanläggning övervägas.

Vid sådana installationer är andelen svaveltrioxid (SO_3) av svavelutsläppen kritisk eftersom svaveltrioxid tillsammans med den ammoniak som tillsättes före de NO_x-katalysatorn, bildar ammoniumbisulfit som i sin tur kan orsaka beläggningar och korrosionsproblem på avgaspanna och annan utrustning i rökgasstråket.

De mätningar som hittills är gjorda vid eldning av svavelhaltiga bränslen i dieslar tyder på att 5-10% av ingående svavel omsätts till SO_3 mellan övrig del stannar som SO_2.

Huruvida denna SO_3-andel är stor nog att förorsaka avgörande skador enligt ovan är ännu ej klarlagt men generellt kan man konstatera att riskerna ökar inte bara med ökade halter av SO_3 utan också med sjunkande temperatur hos rökgasen och berörd utrustning.

Påpekas bör också den risk som finns att vissa de-NO_x-katalysatorer kan omvandla SO_2 till SO_3 med en ytterligare förhöjning av SO_3-halten som följd.

4.6.2 Kväveoxider

Kväveoxiderna som genereras i en dieselmotor härrör från två källor, oxidation av molekylärt N_2 i förbränningsluften (benämnt termiskt NO_x) och oxidation av kväveföreningar i bränslet (benämnt bränsle-NO_x).
Bildandet av termiskt NO_x beror i hög grad på temperaturen och äger företrädesvis rum i motorzoner med höga temperaturtoppar.

Generering av bränsle-NO_x är beroende av kväveinnehållet i bränslet och anses oberoende av temperaturen.

Kväveinnehållet i brännoljor ligger på ca 0,1-0,7 viktprocent och enligt Wärtsilä bedöms det att 75-600 mg NO_x/MJ bränsle normalt är att beteckna som bränsle-NO_x.

De uppgifter som lämnats av leverantörerna på nya maskiner indikerar en total utsläppsnivå som ligger på 1500-2200 mg/MJ bränsle vid sk "economy rating" eller då dieseln är utlagd för maximal verkningsgrad. Ovanstående indikation uppges gälla i princip oberoende av bränsletyp.

Genom olika motortekniska åtgärder kan denna nivå sänkas och detta kommer att behandlas i avsnitt 4.7.

Som jämförelse kan nämnas att för nyanläggningar med en tillförd effekt över 10 MW finns ett riksdagsbeslut att riktvärdet på utsläppsnivån skall vara 100-200 mg NO_x/MJ bränsle.

Önskvärt vore givetvis att, både vad gäller NO_x-utsläpp och övriga utsläpp enligt nedan, kunna redovisa värden mera i detalj och uppdelat på motortyper, storlekar, leverantörer, bränslen etc. Några mer systematiska uppgifter har dock inte lämnats av någon av leverantörerna sannolikt beroende på antingen att man helt enkelt ännu inte har sådana uppgifter eller att man av kommersiella skäl inte vill lämna ut dem. I samband med konkreta anbudsförfrågningar där bränsleanalys, övriga driftdata, motorvarianter etc är exakt specificerat kan man för standarmotorer få garantidata som ligger inom NO_x-området ovan (1500-2200 mg/MJ) eller lägre i samband med åtgärder enligt punkt 4.7.

4.6.3 Övriga utsläpp

Beträffande övriga utsläpp har uppgivits typvärden enligt tabell 4.6.1.

Kolväten	30-80 ppm
CO	20-400 ppm
Stoft	15-60 mg/Nm^3 (vid tjockolja)
N_2O (lustgas)	<20 ppm

Tabell 4.6.1 Typvärden på utsläpp från dieselmotorer.

Typical values of emissions from diesel engines.

4.7 Åtgärder för att minska NO_x-utsläpp från dieslar

Som framgår av föregående avsnitt genereras NO_x i en dieselanläggning till en betydligt högre nivå än vad myndigheterna föreskriver (åtminstone vad beträffar kraven på större anläggningar). För att komma tillrätta med NO_x-utsläppen kan man urskilja två huvudmetoder, dels NO_x-reduktion efter dieseln genom behandling av rökgaserna (exempelvis genom insats av en katalysator) dels reduktion av genererad NO_x-mängd genom olika motortekniska åtgärder.

För att nå föreskrivna värden kommer i många fall en kombination av huvudåtgärderna att krävas.

4.7.1 NO_x-reduktion genom behandling av rökgaserna

När det gäller reduktion av NO_x i rökgaserna kan man konstatera att problematiken och åtgärderna är likartade oavsett vilka typer av förbränningsanläggningar som är aktuella. NO_x-reduktion genom selektiv katalytisk rening av rökgser har behandlats i många tidigare rapporter och en principiell beskrivning återfinns också i avsnitt 3.8 i denna rapport.

Vad som bör nämnas specifikt för dieslar är dels de komplikationer vid tjockoljeeldning enligt pkt 4.6.1 som uppkommer dels kraven på rätt temperaturnivå i rökgaserna som katalysatorerna ställer. Detta innebär att för att kunna utnyttja rökgasreningen i en dieselanläggning för produktion av processånga och/eller fjärrvärmevatten måste kopplingen avgaspanna, katalysator, ev fjärrvärmeekonomiser och ev svavelrening göras på ett genomtänkt sätt, vilket varierar efter önskad typ av värmeproduktion, typ av katalysator etc.

Några uppgifter om kommersiella erfarenheter från NO_x-reduktion genom behandling av rökgaserna efter dieslar har ej erhållits från leverantörerna.

4.7.2 NO_x-reduktion genom motortekniska åtgärder

Ett av de utvecklingsområden där man hos olika dieselmotorleverantörer arbetar som intensivast är reduktion av NO_x-genereringen genom olika motortekniska åtgärder.

Genom den katalytiska reningen, som omtalades i avsnitt 4.7.1, kan praktiska reduktionsgrader, bl a enligt Flakt, på maximalt 80-90% uppnås. De utsläppskrav som nu ställs i Sverige (och analogt i andra länder) innebär då att även om man gör en installation av en katalysatoranläggning så måste i många fall denna åtgärd kompletteras med åtgärder i själva motorn.

De uppgifter som lämnats som svar på enkäten beträffande åtgärder av motorteknisk karaktär är mycket schematiska och de kan bedömas att leverantörerna befinner sig i ett utvecklingsskede där några detaljer helst inte lämnas ut av konkurrensskäl.

Följande huvudtyper av motortekniska åtgärder för minskning av NO_x-generering kan dock särskiljas:

- vatteninsprutning i bränslet,
- rökgasåterföring,
- förändring av kontruktionsparametrar såsom uppbyggnad av turboladdaren, bränsleinsprutnings/blandningssystem, förbränningsrum etc,
- sk fördröjd insprutning.

4.7.2.1 Vatteninsprutning

Försök med vatteninsprutning i bränslet (oljebränslen) har genomförts på flera håll och med relativt god effekt på NO_x-bildningen. Metoden bygger på att vatten och bränsle blandas genom tillsats av ett emulgeringsmedel och då blandningen når förbränningsrummet slits oljedropparna sönder då vattnet i blandningen expanderar till ånga. Härigenom ökar den frilagda oljeytan och därmed tillgängligheten för förbränningsluft.

Bl a B & W uppger att man gjort lyckade försök med metoden och lyckats sänka NO_x-halten med ca 30% vid 25% vatteninblandning. Verkningsgradsförsämringen i sammanhanget uppges bara motsvara effekten som förloras vid ångbildningen.

I ref (3) och (4) redovisas liknande försök med mindre fordonsmotorer och med likartade resultat.

I Ny Teknik 1988:16 finns också metoden beskriven främst i anslutning till fartygsmotorer.

4.7.2.2 Rökgasåterföring

I ref (5) beskrivs bl a försök där man undersökt hur NO_x-bildningen i en 90 kW Caterpillarmotor påverkas av rökgasåterföring. Vid försöken har man blandat rökgaser som kylts till 50°C med förbränningsluft. Härigenom minskas syrehalten i "förbränningsluften" och därmed NO_x-bildningen.

Med en återföringsgrad på exempelvis 10% redovisas en NO_x-reduktion på ca 50% men samtidigt ökar stoftutsläppen med ca 50% och CO med ca 100%. Verkningsgraden minskar med ca 2%-enheter.

Ingen av de tillfrågade leverantörerna har reodvisat några försök med rökgasåterföring.

4.7.2.3 Förändring av konstruktionsparametrar

Utformningen av förbränningskammaren, insprutningsarrangemang etc och inte minst val av topptryck är samtliga parametrar som påverkar NO_x-bildningen. Gemensamt för dessa är att då de optimeras för låg NO_x-bildning försämras verkningsgraden. Detta har föranlett exempelvis Wärtsilä att för vissa maskiner ta fram två huvudvarianter dels sådana som är optimerade för verkningsgrad och dels sådana som är optimerade för låga NO_x-utsläpp.

Denna senare varianten har utsläppsnivåer av NO_x som ligger på 20-25% lägre än den förra men uppvisar en verkningsgrad som ligger ca 1,5 procentenheter lägre.

I ref (6), (7) och (8) redovisas försök inom detta området som genomförts på fordonsdieslar.

4.7.2.4 Fördröjd insprutning

Genom att påverka bränsleinsprutningstidpunkten i förhållande till kolvläget så kan bl a NO_x-bildning och verkningsgrad förändras. Detta beskrivs bl a i ref (9).

Wärtsilä redovisar att man med fördröjd insprutning ("retarded injection") kan nå en ytterligare reduktion på NO_x-utlsäppen (i förhållande till vad som uppnås med åtgärder enligt 4.7.2.3) på ca 30% men med en reduktion av verkningsgraden på ytterligare ca 1,5%-enheter.

4.7.3 Sammanfattning av nuläget angående NO_x-rening

Sammanfattningsvis beträffande NO_x-rening kan sägas att det pågår ett utvecklingsarbete hos de flesta leverantörer med åtgärder enligt en eller flera av ovanstående motortekniska insatser. Tills vidare är dock erfarenheten och resultaten från kommersiella anläggningar mycket begränsade. För att nå utsläppsnivåer som är i paritet med myndighetskraven erfordras ännu så länge efterliggande rening av rökgaserna företrädesvis i kombination med motortekniska åtgärder.

4.8 Referenser

Diskussioner förda med och/eller broschyrmaterial från

Burmeister & Wain
Götaverken
Hedemora
Sulzer
Wärtsilä

"Power Plant 2000 - Improved Control of Exhaust Gas Emissions", Wärsilä. (1)

"Operation on Heavy Residual Fuel", M.A.N./B&W (2)

"Zur Verbrennung von Wasser-Kraftstoff-Emulsionen in Stationär betriebenen Dieselmotoren", Mollenhauer et al, MTZ 47 (1986) (3)

"Combustion of Water-in-Diesel Emulsion in an Experimental Medium Speed Diesel Engine", Hsu, Soc. of Autom Eng Inc, SAE 860300, (1986) (4)

"Energetische und exergetische Untersuchungen an einem Blockheizkraftwerk", Fechter, Berlin (1984) (5)

"Improvement of IDI Diesel Engine Combustion", Tanaka et al, SAE 861184, (1986) (6)

"Variable Swirl Inlet System and Its effect on Diesel Performance and Emissions", Shimada et al, SAE 861185 (1986) (7)

"Effect of Combustion Chamber Shape on Air Flow Field in a D.I. Diesel Engine", Bertoli et al, SAE 870338 (1987) (8)

"The abatement of NO_x emissions from stationary gas engines", Klimstra, 1986 Int. Gas Research Conference (1986) (9)

5 REKOMMENDATION

Som en följd av denna studie vill vi göra följande rekommendation:

- Katalytisk avgasrening studeras mera ingående speciellt för dieslar där värmeåtervinningen kommer in i processen men även för gasturbiner.

- Eftersom det pågår ett intensivt utvecklingsarbete hos de stora tillverkarna av både gasturbiner och dieslar för att ta fram maskiner med låga NO_x-emissioner bör denna studie aktualiseras efter några år.

Som ett minsta program för fullskaleprov vill vi föreslå:

- Gasturbin 10-15 MW_{el} för naturgas och dieselolja,

  helst ny anläggning

  med vatteninsprutning

- Dieselmotor 10-15 MW_{el} för naturgas och tjockolja,

  helst ny anläggning

  med SCR-system

Anläggningarna skall vara utlagda för nu gällande krav beträffande kväveoxidemissioner.

För åtminstone dieselanläggningen krävs sannolikt någon form av bidrag för risktagandet som anläggningsägaren påtar sig.

6 JÄMFÖRELSER MELLAN GASTURBINER OCH DIESELMOTORER

Slutsatsen av denna rapport blir att det i dagens läge är enklare att klara kraven på låga NO_x emissioner med gasturbiner än med dieselmotorer. För gasturbinerna tycks det vara möjligt att med direkta metoder i själva maskinen komma ned till dagens krav medan dieselmotorn kräver åtgärder av motortekniskt slag samtidigt med avgasrening med avskiljningsgrader på upp till 90 %.

Dieselmotorer har generellt sett väsentligt högre elverkningsgrad och elutbytesfaktor (α-värde) än gasturbiner.

Genom de motortekniska åtgärder som måste vidtagas på dieslar för att minska kväveoxidutsläppen minskar emellertid skillnaden i verkningsgrad.

Om elkraft skall produceras med gasturbiner i värmeverk eller industrier blir det inte alltid fråga om rena gasturbininstallationer utan om s k kombianläggningar, dvs med avgaspannor och ångturbiner i vart fall när anläggningseffekten överstiger cirka 15 MW_e. För denna typ av anläggningar kommer man upp till ungefär samma nivåer på elverkningsgrad (cirka 45 %) och elutbytesfaktor (cirka 1,0) som för dieselanläggningar.

När man använder sig av elutbytesfaktorn, måste även den totala verkningsgraden beaktas.

7 BILAGOR

Bilaga	3.2:1	Enkät till gasturbintillverkare
"	3.4:1	BBC Konventionell brännkammare från 1977
"	3.4:2	NO_x-emissioner från BBC konventionell brännkammare från 1977
"	3.4:3	Datablad på emissioner från ABB-Stals medelstora gasturbiner
	3.6:1	NO_x-emissioner för gasturbiner från Kongsberg Dressner Power
"	3.6:2	D:o för KG2-3C, naturgas och dieselolja
"	3.6:3	D:o för KG2-3C, naturgas
"	3.6:4	D:o för DC-990, naturgas
"	3.6:5	D:o för DC-990, dieselolja
"	3.7:1	BBC LPP-brännkammare 1985
"	3.7:2	BBC NO_x-emission från LPP-brännkammare 1985
"	3.7:3	Solar LPP-brännkammare 1985
"	3.9:1	CO-emissioner för DC-990, naturgas
"	3.9:2	UHC-emissioner för DC-990, naturgas
"	3.9:3	CO-emissioner för DC-990, dieselolja
"	3.9:4	UHC-emissioner för DC-990, dieselolja
"	3.9:5	Emissioner för LM2500, naturgas
"	3.9:6	Emissioner för LM2500, dieselolja

7 BILAGOR (forts)

Bilaga	4.1:1	Kraftvärmeverket i Visby
"	4.1:2	Enkät till dieselmotortillverkare
"	4.3:1	Svensk standard för lågsvavliga tjocka eldningsoljor
"	4.3:2	Wärtsilä - Bränslesystem
"	4.3:3	Wärtsilä - Reglerprinciper och system för gasmatning
"	4.3:4	Insprutning av naturgas
"	4.3:5	Kompressorsystem för naturgas
"	4.3:6	Kraftförbrukning för kompression av naturgas
"	4.3:7	Wärtsilä - Insprutning av naturgas, kontroll och säkerhetssystem
"	4.4:1	Sammanställning av leverantörer med produktprogram

ÅF-ENERGIKONSULT

Handläggare tfn
Axel Engshagen

Datum
1988-05-05
Ert datum

Beteckning
729036 Eng/sap
Er beteckning

ABB Stal
SIEMENS
AEG
MITSUBISHI
ALSTHOM
KONGSBERG

Värmeforsk-rapport B7-737 - Studie av NO_x-utsläpp och verkningsgrad hos dieslar och gasturbiner för olja, naturgas och gasol (1-50 MW_{el})

Enkät till tillverkare av gasturbiner

Intresset för ökad elproduktion med dieslar eller gasturbiner är i dag stort. Samtidigt riktas också mer och mer uppmärksamheten in på miljöpåverkan, speciellt NO_x-emissioner och därmed sammanhängande emissioner såsom CO, stoft och kolväten samt dessutom SO_x-emissioner.

För att få en belysning av dagsläget i dessa frågor har Värmeforsk uppdragit åt ÅF-Energikonsult att göra en studie enligt rubriken.

Projektets syfte är att försöka fastställa vilka utsläpp till luft, som kan garanteras för i dag kommersiellt tillgängliga dieslar och gasturbiner samt därvid aktuella elverkningsgrader. Även hur den senare påverkas av miljöförbättrande åtgärder skall ingå i studien.

Studien skall genomföras dels genom litteraturstudier och dels genom kontakter med tillverkare. Sammanställningen skall omfatta såväl det kommersiella läget som de senaste rönen från pilot- och laboratorieförsök, demonstrationsanläggningar och produktionsanläggningar. De bränslen som skall behandlas för gasturbiner är:

- lätta oljor,
- naturgas och
- gasol.

Studien skall ge en redogörelse för de olika metoder som tillämpas för gasturbiner för att åstadkomma acceptabel miljöpåverkan samt hur elverkningsgraden påverkas. Metoderna kan bl a vara följande:

Postadress: Box 8133, 104 20 STOCKHOLM
Besöksadress: Fleminggatan 7
Telefon: 08-57 10 00
Telex: 103 61 ENERGI S
Telefax: 08-50 91 18
Bankgiro: 289-0788
Postgiro: 815-1

4 001-10

FALUN GAVLE GOTEBORG HALMSTAD JONKOPING KARLSKRONA KARLSTAD KRISTIANSTAD KOPING LANDSKRONA LJUSDAL
LULEÅ MALMO NORRKOPING SKELLEFTEÅ STOCKHOLM STRANGNAS SUNDSVALL TROLLHATTAN UMEÅ VISBY VASTERÅS VAXJO ORNSKOLDSVIK

Ett dotterbolag till AB Ångpanneföreningen

- vatteninblandning,
- ånginblandning,
- tvåstegsförbränning,
- katalytisk förbränning och
- selektiv katalytisk rening (Selective Catalytic Removal "SCR") i avgaspanna.

För att få svar på ovanstående frågor har vi tagit oss friheten att ställa samman en frågelista till de tillverkare, som kan ha intresse för den svenska marknaden. Frågelistan är ganska omfattande, men vi begär inte att Ni skall sätta samman svar som direkt överensstämmer med varje fråga utan ber Er att sända broschyrmaterial, rapporter, diagramblad, datablad etc med hänvisningar som medger att Ni själva kan strukturera svaren. Vi begär givetvis inte heller att Ni skall offentliggöra material, som Ni av kommersiella skäl vill hemlighålla och vi är införstådda med att vissa svar lämnas som riktvärden eller är mer allmänt hållna.

1) Typer av gasturbiner inom Ert nuvarande leveransområde för stationära installationer och i effektområdet 1-50 MW_{el}?

2) Konstruktiva utformningar av dessa? (Enaxliga, tvåaxliga etc.)

3) - Normala temperaturer före gasturbinen utan speciella miljövårdande åtgärder?

   - NO_x-halter i avgaser vid dito och respektive bränslen?

4) Elverkningsgrad vid dito?

5) Övriga tekniska data vid dito?

   - avgastemperaturer
   - avgasflöde
   - luftfaktor
   - CO-halt

6) Halter i mg/MJ bränsle av:

- NO
- NO_2
- N_2O
- CO
- kolväten
- stoft
- SO_2
- SO_3

vid olika metoder av miljövårdande åtgärder och respektive bränsle och hur påverkas elverkningsgraden?

De förväntade emissionskraven enligt den nyligen framlagda miljöpropositionen är för NO_x:

Mindre anläggningar 100-200 mg NO_2/MJ_{br}
Större anläggningar
(Större än 300 t NO_2/år) 50-100 mg NO_2/MJ_{br}

De anläggningsstorlekar det här är frågan om klassas som mindre anläggningar. Vilken metod föredrar Ni att använda för att komma ned till föreslagna riktvärden?

7) Vilka andra parametrar är enligt Er uppfattning avgörande för NO_x-bildningen, tryckförhållanden, luftöverskott etc?

8) Vilka provningar har utförts eller planeras av Er? Utförande av provrigg/provningsutrustning? Provningsrapporter?

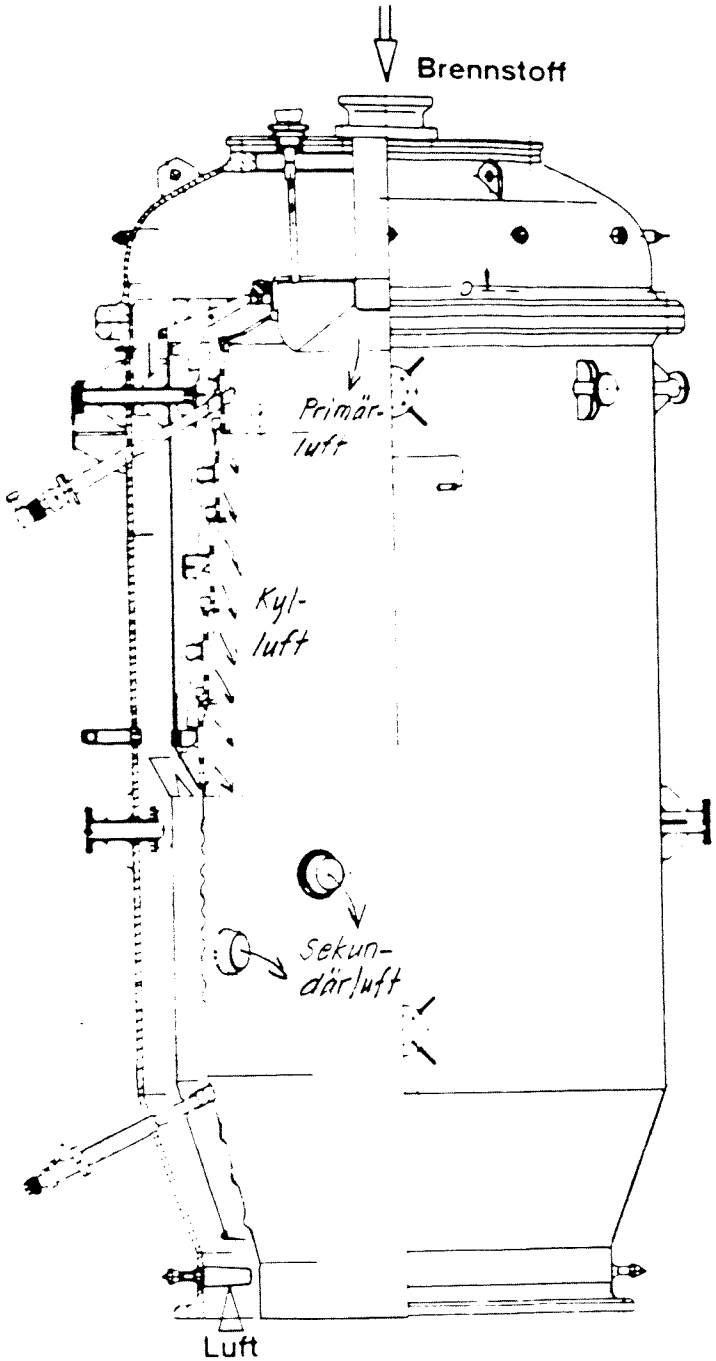
Vi tackar på förhand för Era svar och ber Er sända lämpligt material till undertecknad före den 1 juni 1988.

Med vänlig hälsning
ÅF-ENERGIKONSULT AB
Kraft- och värmeproduktion

Axel Engshagen

Axel Engshagen
ÅF-Energikonsult AB
Box 8133
104 20 Stockholm

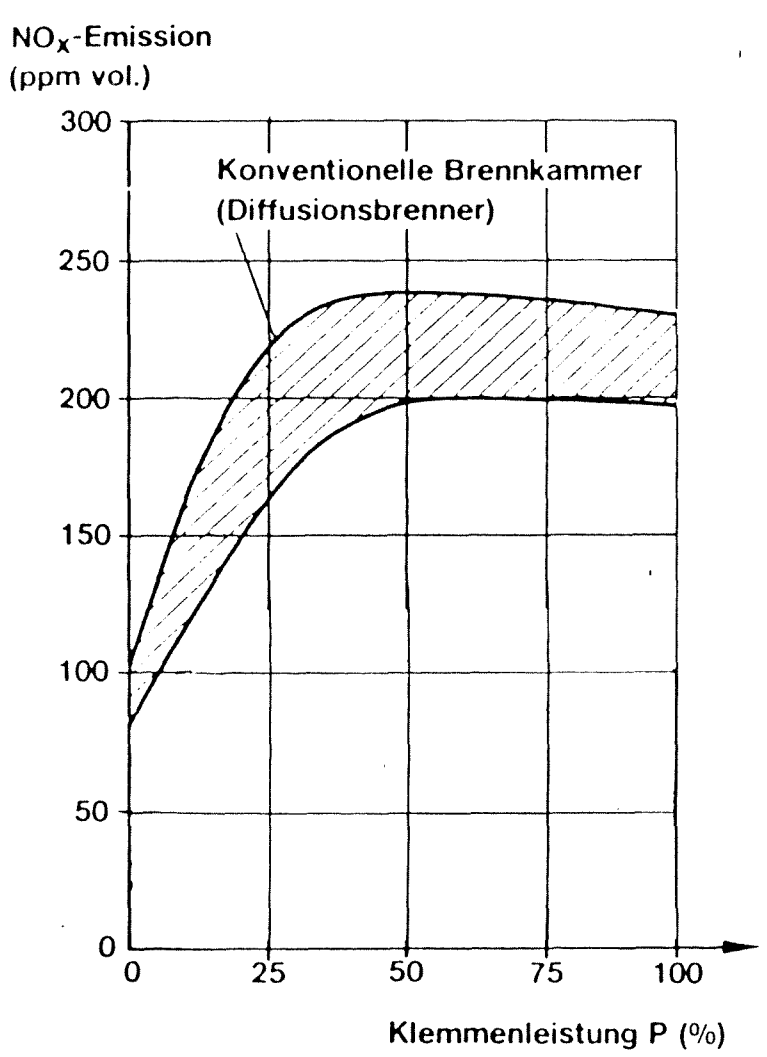
Tfn 08-57 10 00 växel
08-57 11 27 direkt



BBC BROWN BOVERI

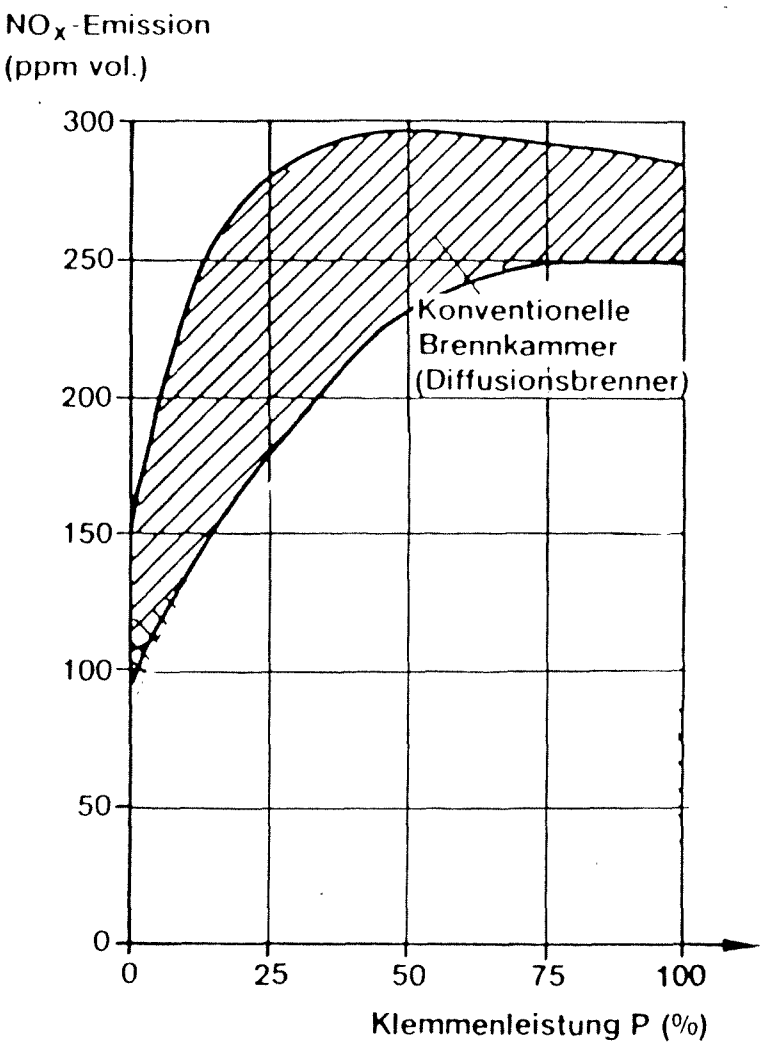
Konventionelle Brennkammer GT 13

Abb.3
GK



b) NO_x-Meßwerte, auf 15% O_2
und trockenes Abgas umgerechnet

(Brennstoff Erdgas)



b) NO_x-Meßwerte, auf 15% O_2
und trockenes Abgas umgerechnet

(Brennstoff Heizöl EL)

BBC

NO_x-Emissionen von BBC Gasturbinen-Brennkammern

1988-11-16

Bilaga 3.4:3

Emissioner från ABB-Stals medelstora gasturbiner vid fullast

	GT 35 Jupiter			Mars			Centaur H			Saturn Mk II		
	Naturgas	Diesel	Gasol*)	Naturgas	Diesel	Gasol*)	Naturgas	Diesel	Gasol*)	Naturgas	Diesel	Gasol*)
Gen.effekt kW_e	16 110	15 750	15 970	8 830	7 700	9 463	3 880	3 780	4 453	800	800	800
El.verkn.grad %	31,4	31,1	31,3	31,1	30,0	31,2	28,0	27,6	27,9	21,6	21,6	21,2
Avgasflöde kg/s	92,3	91,6	92,1	38,11	36,3	40,3	17,72	17,77	18,4	6,2	6,2	6,3
Avgastemp. °C	368	370	369	465	455	461	516	517	514	464	464	418
Luft/bränsleförh.	89	75	80	63	59	60	60	55	52	80	71	77
NO_x(som NO_2)mg/MJ_{br}	450	600	**)	252	366	334	129	229	180	101	156	152
CO, ppmv korr. till 15 % O_2	23	23	**)	3	3	3	2	11	6	53	160	94
UHC, ppmv korr. till 15 % O_2	< 2	< 3	**)	< 1	< 2	< 1	< 3	0	< 2	< 7	< 19	< 5
SO_2, vol % våt gas	0	≤ 0,006	0	0	≤ 0,005	0	0	≤ 0,005	0	0	≤ 0,005	0

UHC = oförbrända kolväten

*) 0°C utomhustemperatur samt std in- och utloppsförluster. Övriga värden är vid ISO-förhållanden

**) Inga data tillgängliga

inlet loss - 50 mm WG
Exhaust loss 100 mm WG

o.	Make	Type	Load	Shaft power output	Elec-tric power	Gas-con-sump-tion	Exhaust gas-flow.	Exhaust gas-temp.	Shaft-effi-ciency	Elec-trical effi-ciency	Steam-produc-tion.	Heat-produc-tion.	Overall effi-ciency	NOx-emission	Turbine inlet-temp.	Compres-sion ratio	Compres-sor arrange-ment	Turbine arrange-ment	Turbine speed	Gas supply pressure (min.)	Dimensions including generator l*w*h	Total weig incl. gen.
				kW	kW	Mo3/h	kg/s	deg. C.	%	%	kg/h	MWth	%	g/GJ	C				r.p.m.	bar	m	kg
	Dresser Rand Power	KG3	100%	1462	1388	617	6.50	555	27.0	25.6	4500	2.92	79.5	166								
			75%	1097	1042	511	6.50	492	24.4	23.2	3670	2.38	76.3			9	1R	1R	35000	14.0	5.9x1.8x 1.8	9000
			100%/0 C	1632	1550	668	6.90	542	27.8	26.4	4600	2.99	77.3									
			100%/30C	1268	1205	555	5.95	572	26.0	24.7	4320	2.81	82.2									
	Dresser Rand Power	KG2	100%	1493	1418	1053	12.76	571	16.1	15.3	9200	5.98	79.9	111	825							
			75%	1120	1064	885	12.93	490	14.4	13.7	7220	4.69	74.0		723	4	1R	1R	18000	8.0	4.3x1.7x 2.2	9700
			100%/0 C	1636	1554	1110	13.56	550	16.8	15.9	9370	6.09	78.3		808							
			100%/30C	1348	1281	997	12.05	590	15.4	14.6	9140	5.94	82.4		839							
	Dresser Rand Power	KG5	100%	3030	2909	1622	21.02	503	21.2	20.4	12310	8.00	76.5	205	870							
			75%	2270	2179	1331	19.98	447	19.4	18.6	9480	6.16	71.3		775	6.5	1R	1A	12000	11.0	6.0x2.5x 3.2	2100
			100%/0 C	3304	3172	1729	21.90	495	21.7	20.9	12480	8.11	74.2		870							
			100%/30C	2710	2602	1514	20.00	510	20.4	19.5	11980	7.79	78.0		870							
	Dresser Rand	DC990	100%	4325	4107	1638	20.03	479	30.0	28.5	10800	7.02	77.3	319	1035	12.5						
			75%	3453	3279	1329	19.56	403	29.6	28.1	7630	4.96	70.5		938	10.2	2R	2A+3A	7200	15.2	8.2x2.5x 3.3	3200
			100%/0 C	4603	4371	1711	20.94	462	30.6	29.1	10590	6.88	74.8		1022	13						
			100%/30C	3890	3694	1518	19.02	487	29.1	27.7	10550	6.86	79.1		1030	11.8						

Kongsberg Dressner Power

"Dry"
No NO_x suppression

Bilaga 3.6:1 (1)

Make	Type	Load	Shaft power output	Electric power	Gas-consumption	Exhaust gas-flow.	Exhaust gas-temp.	Shaft-efficiency	Electrical efficiency	Steam-production.	Heat-production.	Overall efficiency	NOx-emission	Turbine inlet-temp.	Compression ratio	Compressor arrangement	Turbine arrangement	Turbine speed	Gas supply pressure (min.)	Dimensions including generator l*w*h	Total weigh incl. gen.
			kW	kW	Mo3/h	kg/s	deg. C.	%	%	kg/h	MWth	%	g/GJ	C				r.p.m.	bar	m	kg
Dresser Rand	GT60 (Ln 1600)	100%	12200	11734	3972	43.5	485	35.0	33.6	26900			260	1193	21.5			6800	29	14.2x3.6 4.8	90000
		75%																			
		100%/0 C																			
		100%/30C																			
Dresser Rand	GT54 (Ln 1532)	100%	15449	14837	5748	77.4	433	30.57	29.36	40540			124	882	9.2			5500	22.5	16.2x4.2 x4.5	100000
		75%																			
		100%/0 C																			
		100%/30C																			
- " -	GT61 (Ln 2500 RB)	100%	21721	20996	6823	66.7	506	36.45	35.0	43000			290	1210	18.8			5500	29	15x4.2x 5.4	130000
		75%																			
		100%/0 C								44000											
		100%/30C								42000											
- " -	DJ 300 G (Ln 2500 PG)	100%	21740	20880	6805	67.6	512	36.3	34.9	43000			290	1210	18.8			3600/ 3000	29	14.2x4.2 x5.4	120000
		75%																			
		100%/0 C								44000											
		100%/30C								42000											

Kongsberg Dressner Power

"Dry"

Bilaga 3.6:1 (2)

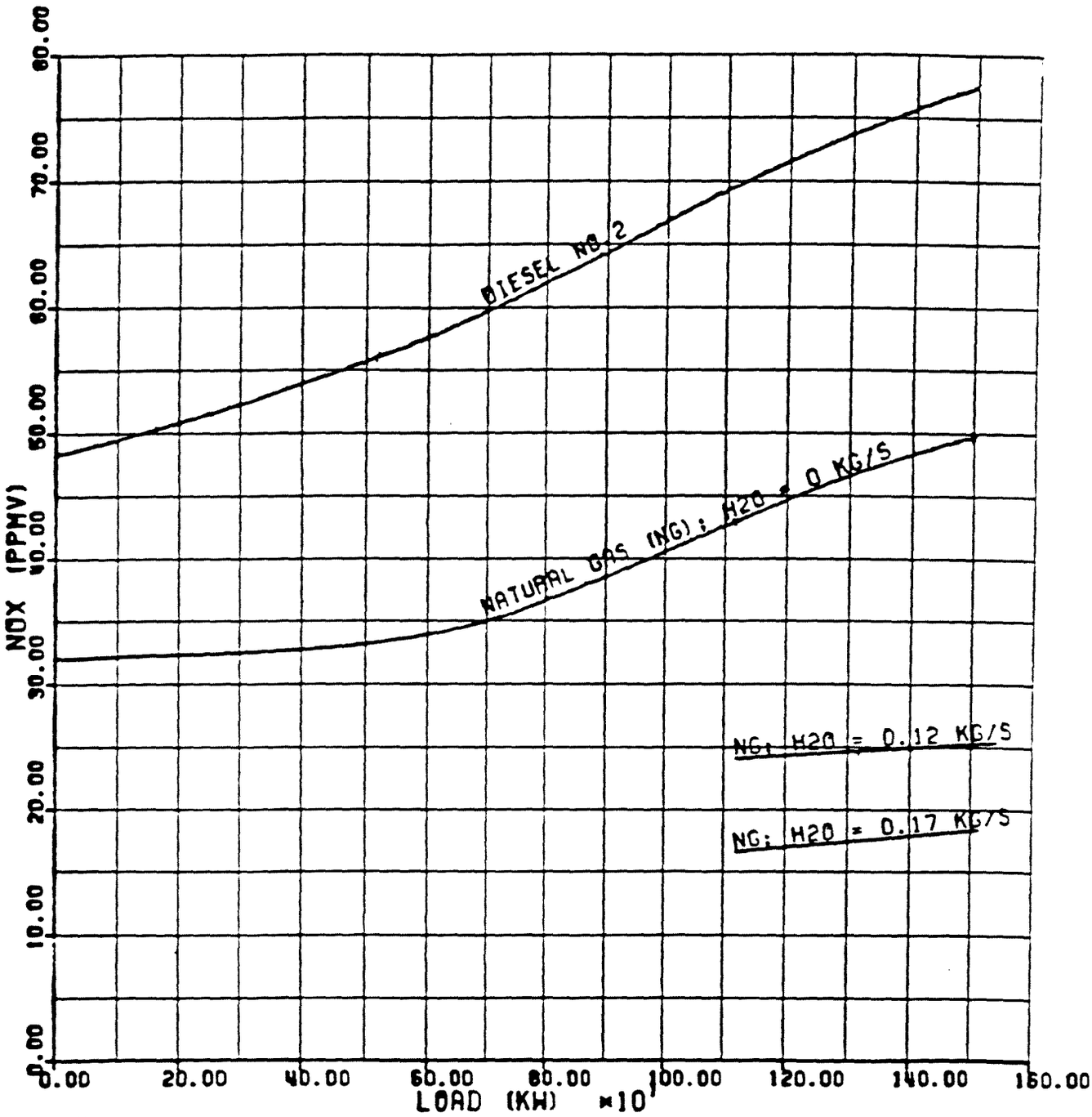
o.	Make	Type	Load	Shaft power output	Elec-tric power	Gas-con-sump-tion	Exhaust gas-flow.	Exhaust gas-temp.	Shaft-effi-ciency	Elec-trical effi-ciency	Steam-produc-tion.	Heat-produc-tion.	Overall effi-ciency	NOx-emission	Turbine inlet-temp.	Compres-sion ratio	Compres-sor arrange-ment	Turbine arrange-ment	Turbine speed	Gas supply pressure (min.)	Dimensions including generator l*w*h	Total weig incl. gen.
				kW	kW	Mo3/h	kg/s	deg. C.	%	%	kg/h	MWth	%	g/GJ	C				r.p.m.	bar	m	kg
	Dresser Rand	DJ 290 R (RB211-24C)	100%	25530	24523	7924	90.0	466	36.7	35.2	52800			252	1161	19.8			5130	35	17.7x4.2 x5	1300
			75%																			
			100%/0 C																			
			100%/30C																			
	Dresser Rand	DJ 460 A (60 F000)	100%	33500	32700	10536	124	451	36.3	35.3	69500			280	1168	26			3000	41	19.3x4.2 x 6	1600
			75%																			
			100%/0 C																			
			100%/30C																			
			100%																			
			75%																			
			100%/0 C																			
			100%/30C																			
			100%																			
			75%																			
			100%/0 C																			
			100%/30C																			

Kongsberg Dressner Power

"Dry"

FIGURE 5

COMPARISON OF NOX EMISSIONS FOR KG2-3C
FROM BURNING DIESEL NO.2 FUEL AND NATURAL GAS AT
DIFFERENT WATER INJECTION RATES
ISO CONDITIONS
(RUN NO.1,2 & 9; NATCO REPORT NO.

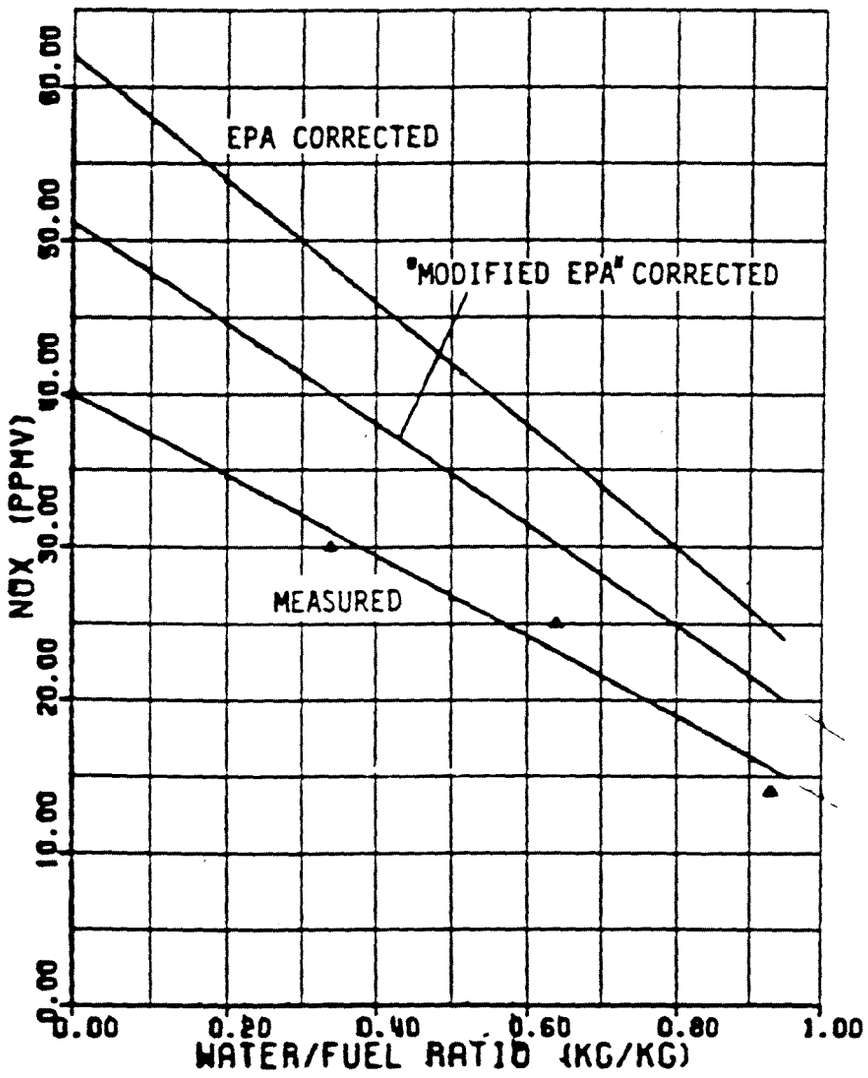


Kongsberg Dressner Power

FIGURE 4

NOX EMISSIONS VS. WATER INJECTION RATE AT 1430 KW CONSTANT SHAFT LOAD FOR KG2-3C NATURAL GAS BURNING, ISO CONDITIONS NOZZLES: KG5 4-CUP DUAL FUEL, P/N 3-111118

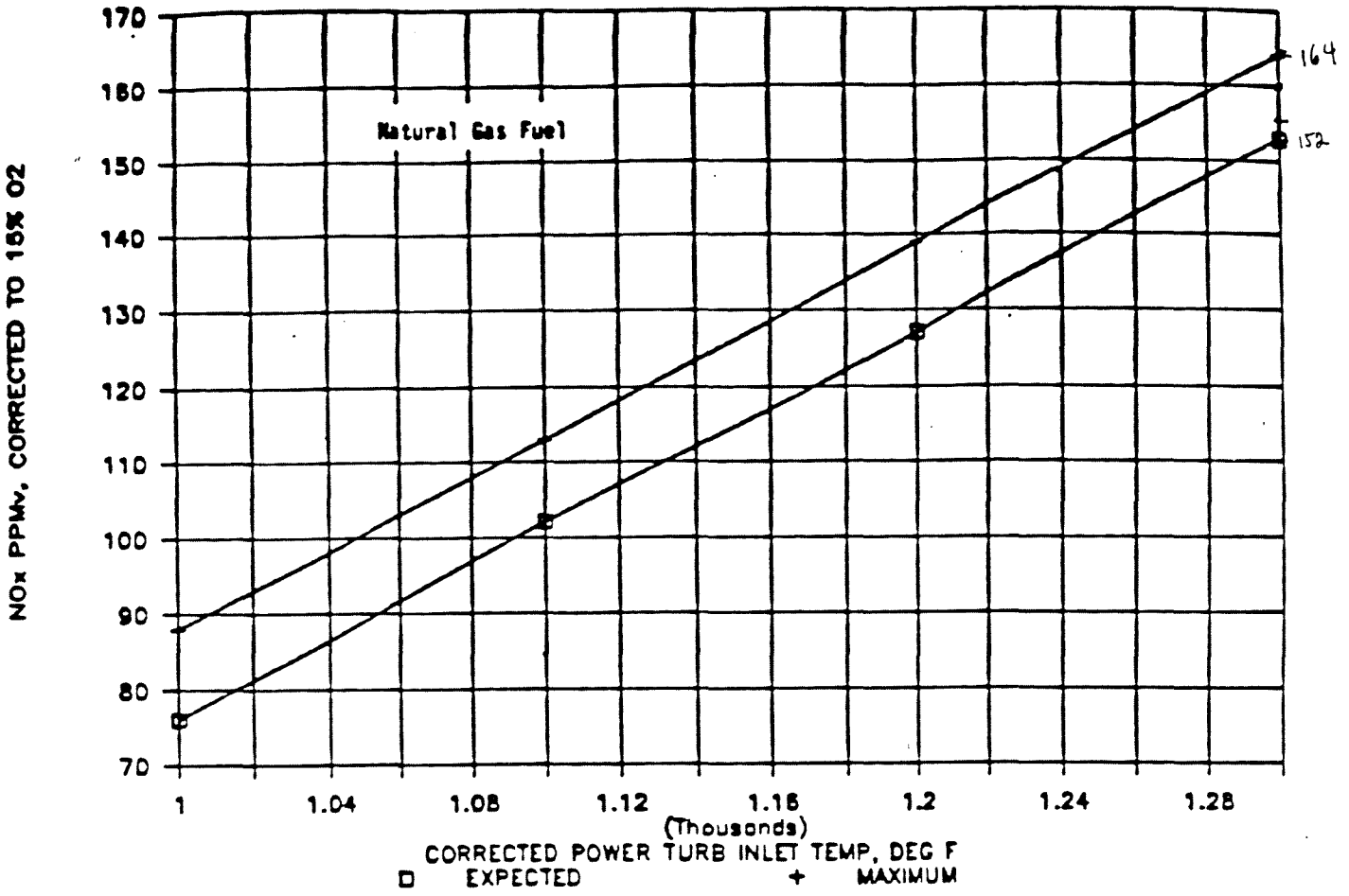
(RUN NO.4; NATCO REPORT NO.



Kongsberg Dressner Power

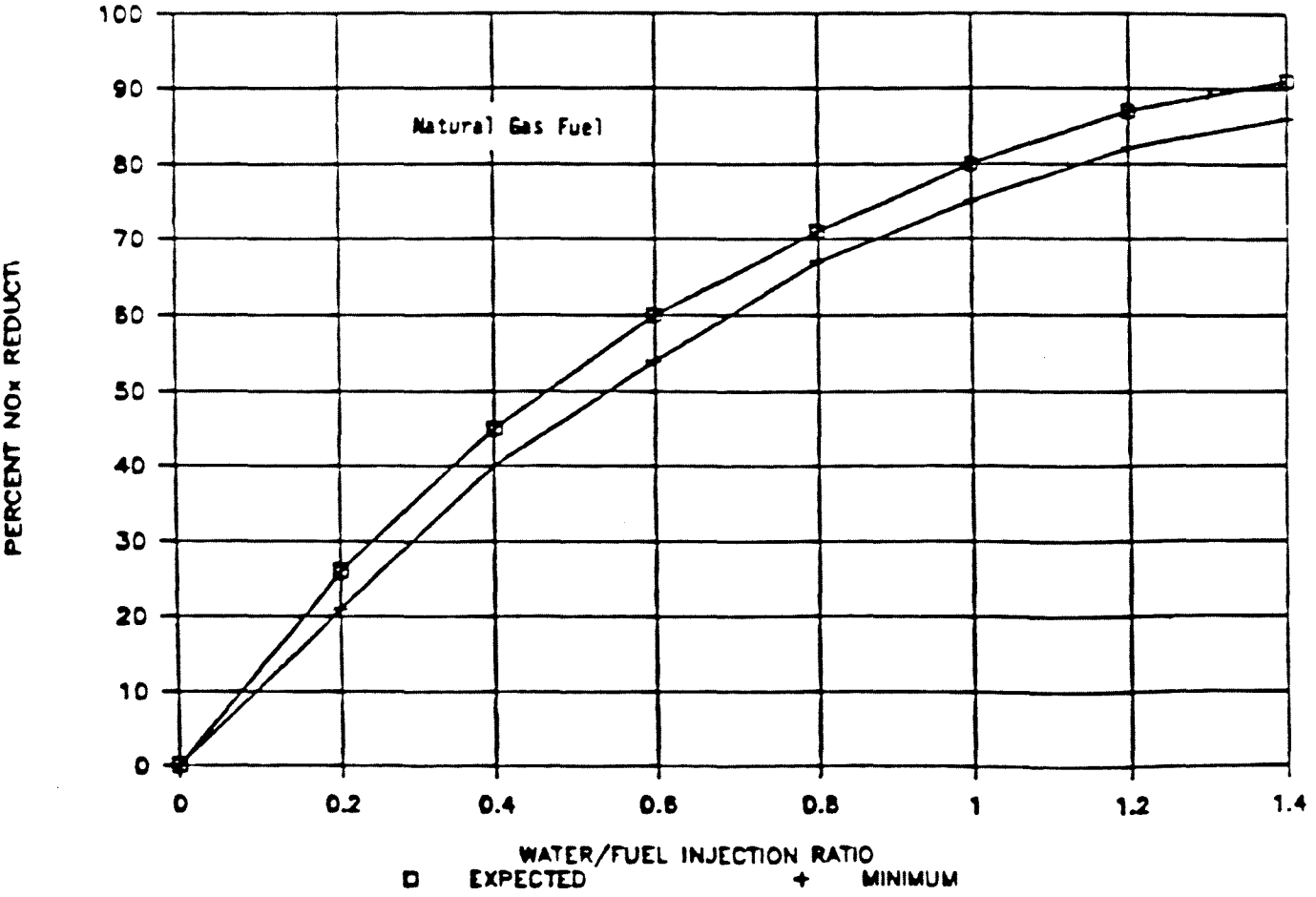
TYPICAL DC-990 NOx EMISSIONS

ISO CONDITIONS – DRY BASIS



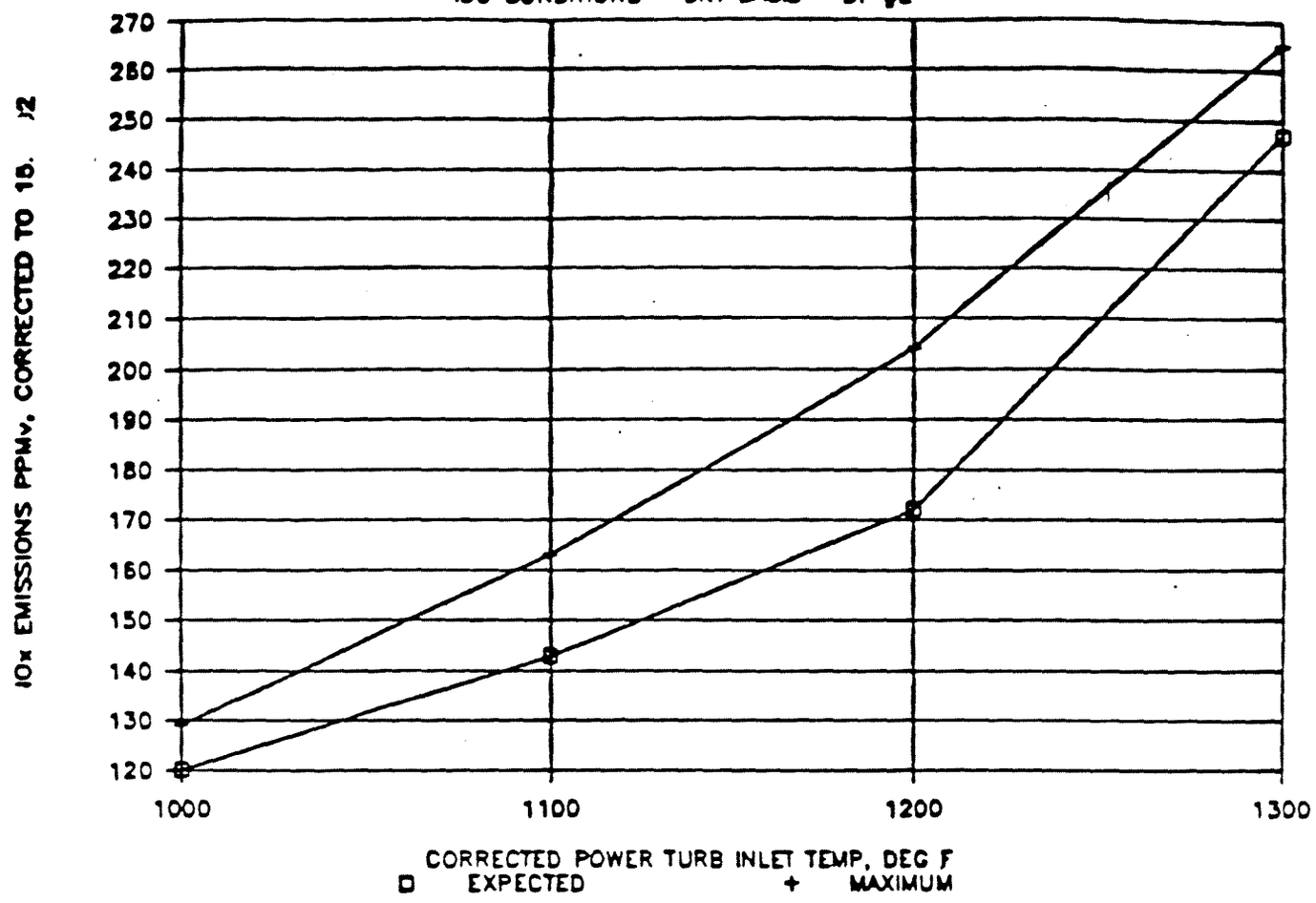
WATER INJECTION EFFECT

ON DC-990 NOx PRODUCTION



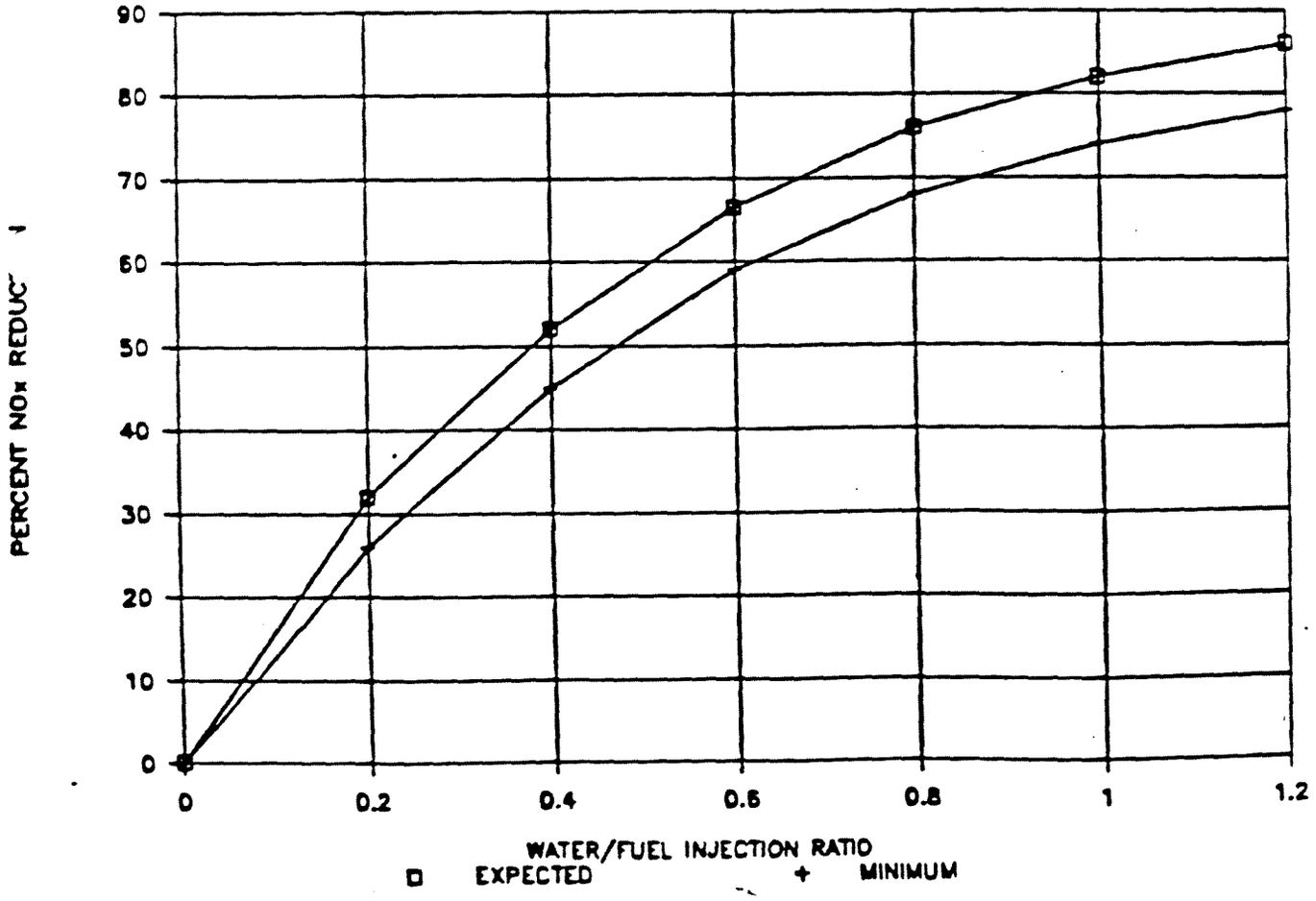
TYPICAL DC-990 NOx EMISSIONS

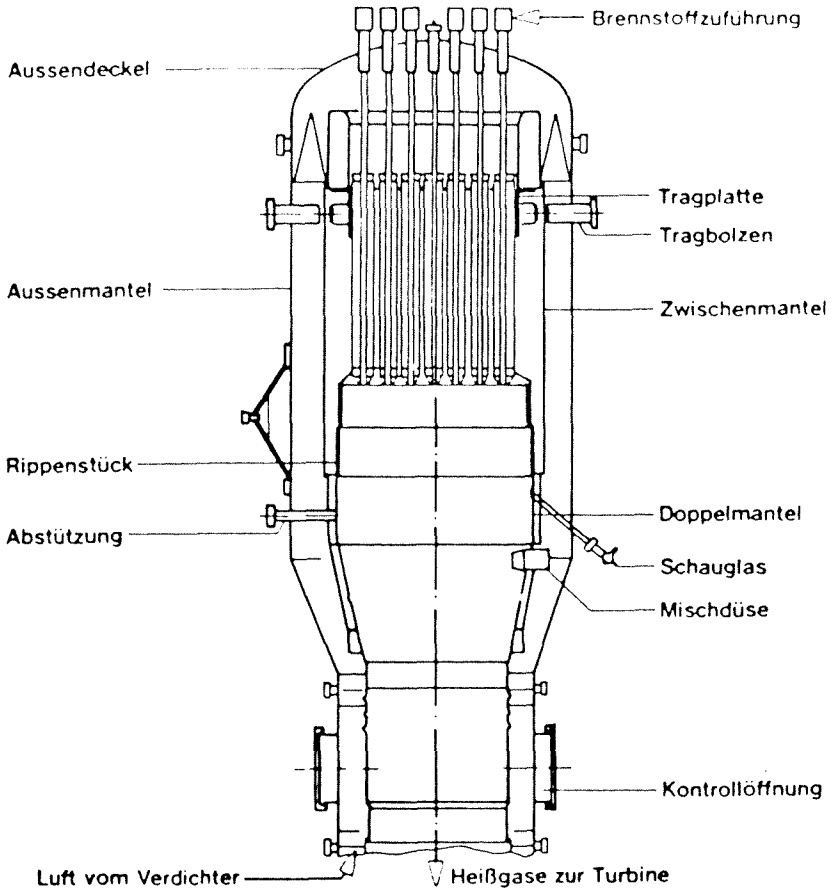
ISO CONDITIONS - DRY BASIS - DF #2



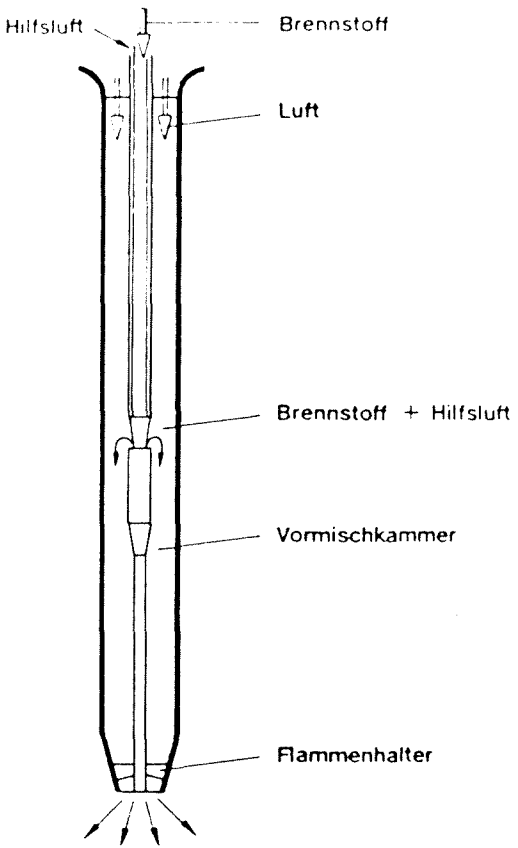
WATER INJECTION EFFECT

DC-990 NOx PRODUCTION - DF #2

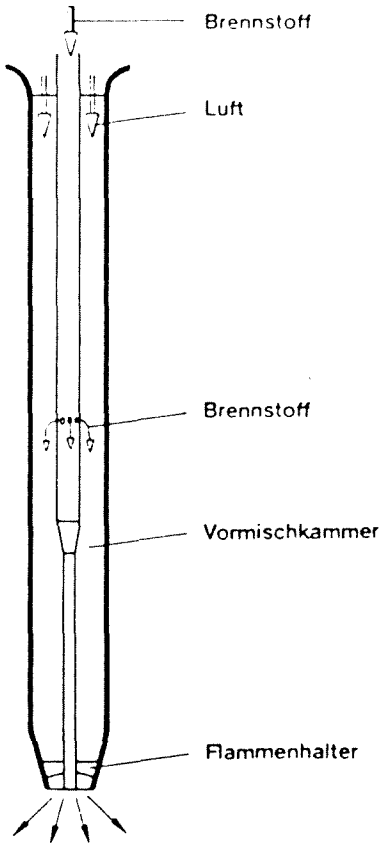




Längsschnitt der NO_x-armen Brennkammer

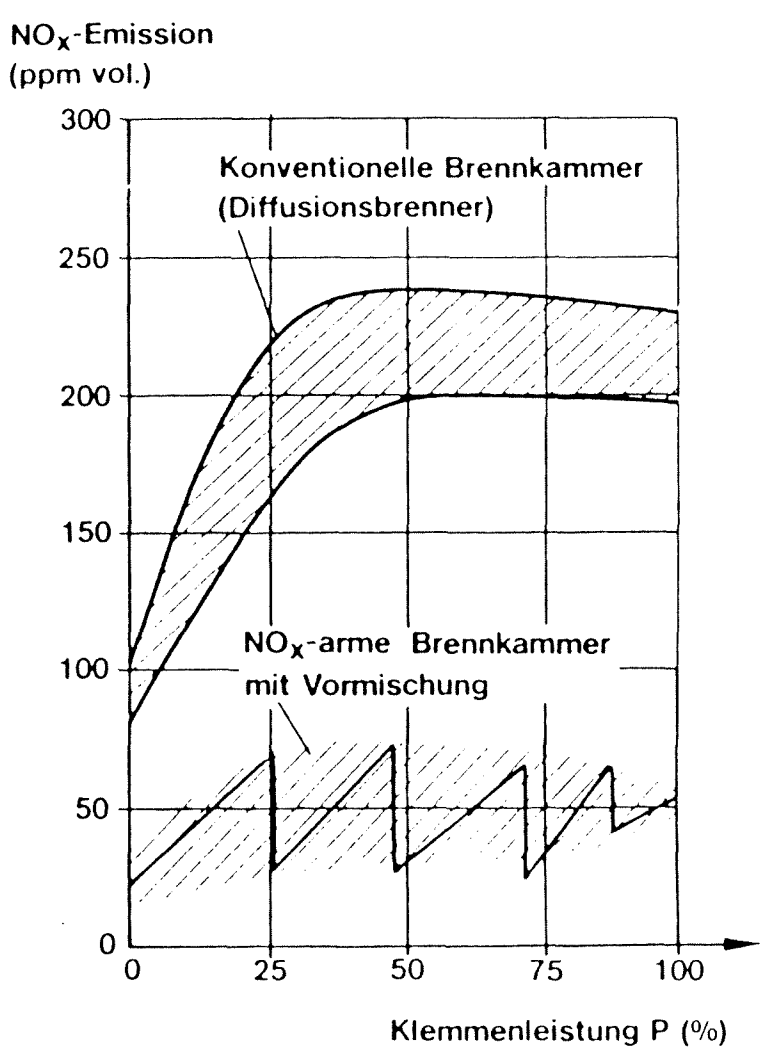


Brennerelement bei Ölbetrieb



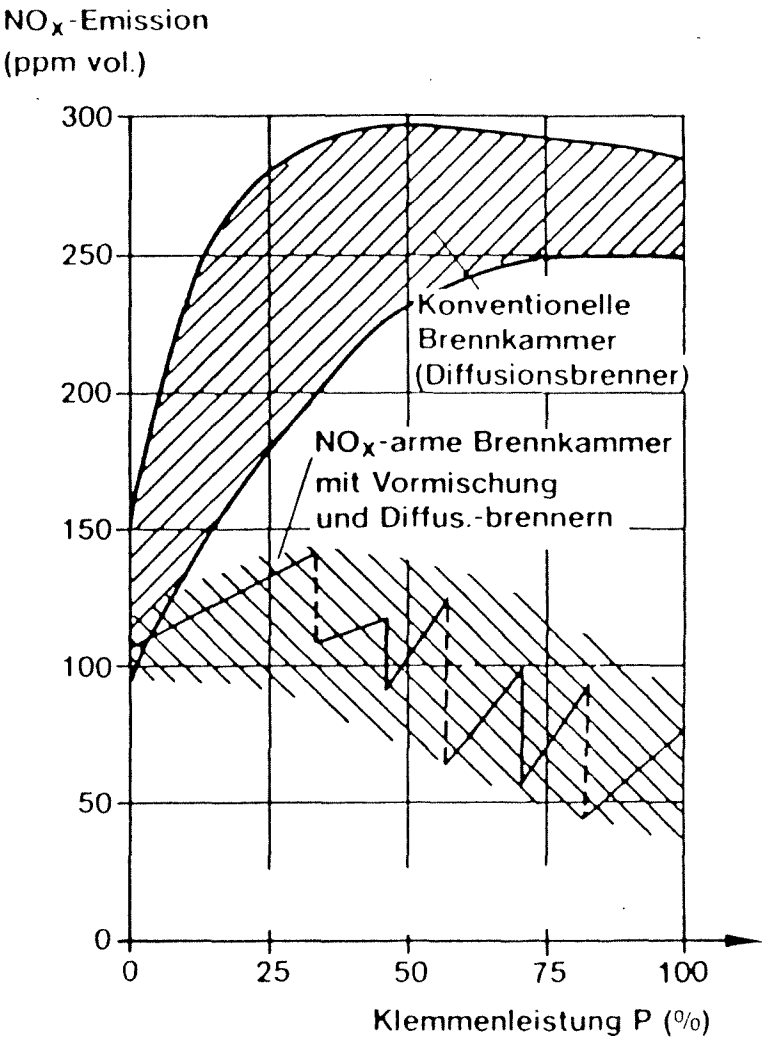
Brennerelement bei Gasbetrieb

Bilaga 3.7:1



b) NO_x-Meßwerte, auf 15% O_2
und trockenes Abgas umgerechnet

(Brennstoff Erdgas)



b) NO_x-Meßwerte, auf 15% O_2
und trockenes Abgas umgerechnet

(Brennstoff Heizöl EL)

BBC

NO_x-Emissionen von BBC Gasturbinen-Brennkammern

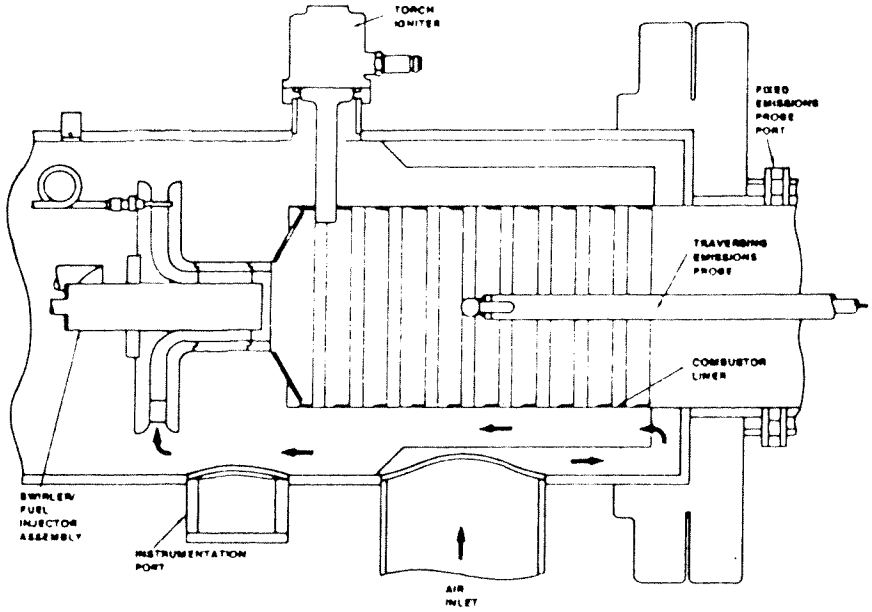


FIGURE 5. COMBUSTOR TEST RIG SCHEMATIC

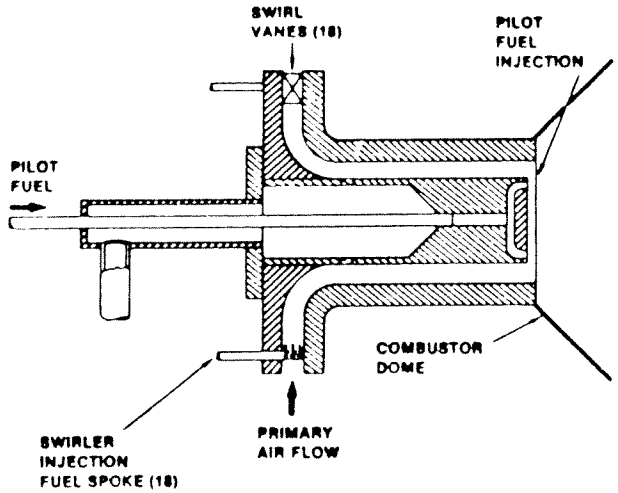


FIGURE 3. PREMIXING FUEL INJECTOR SCHEMATIC

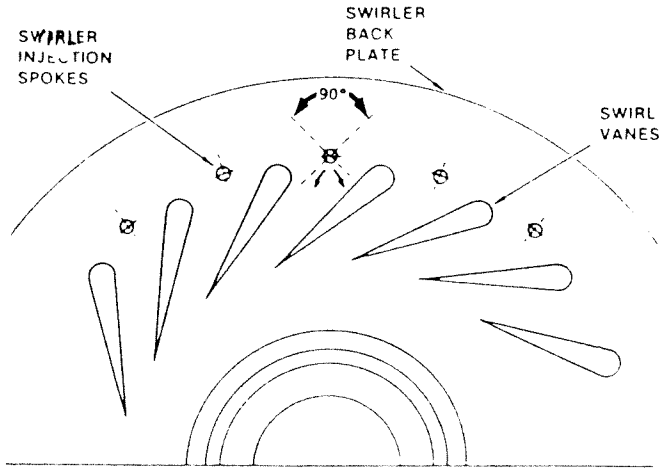
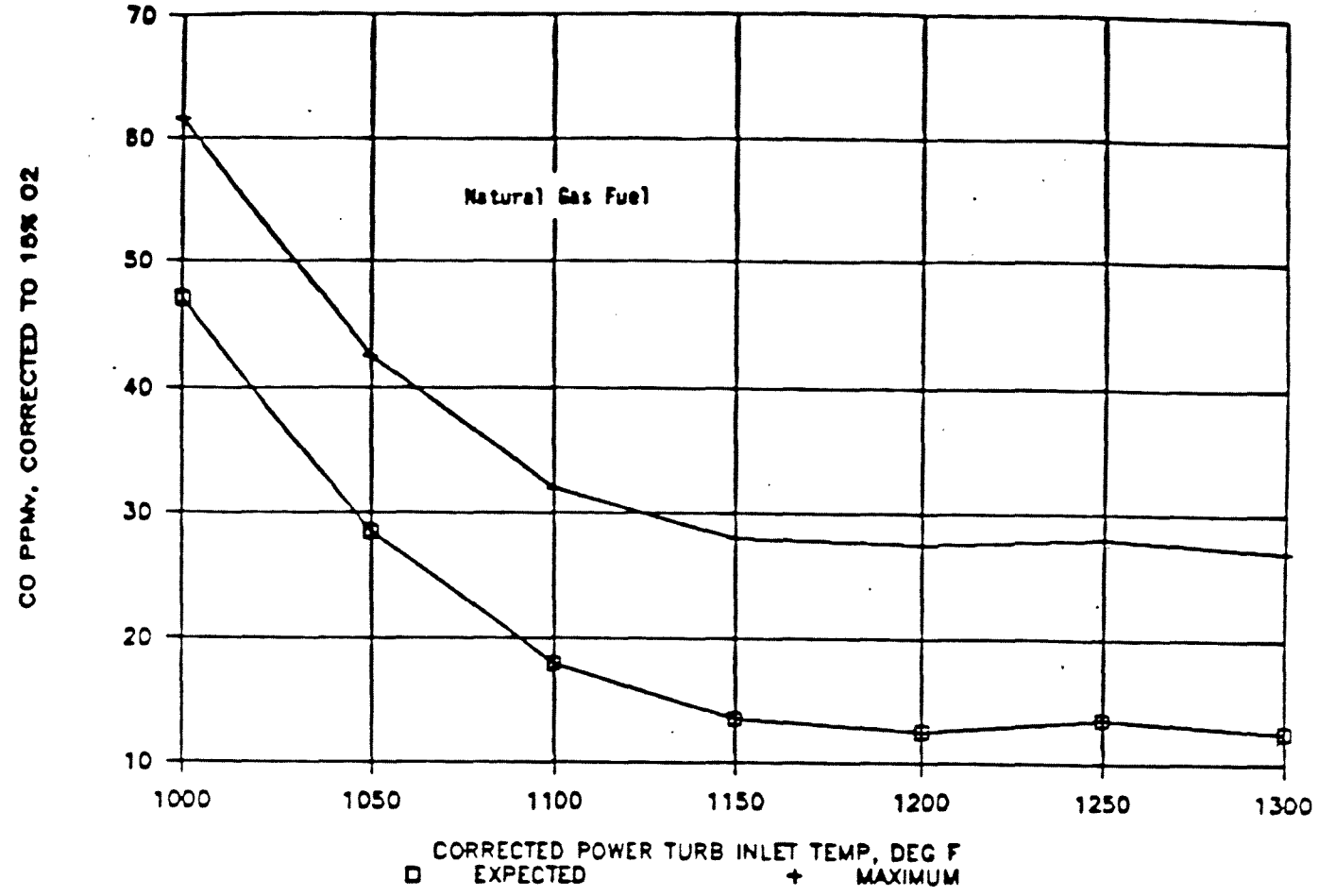


FIG. 4 SWIRLER FUEL INJECTION MODE CONFIGURATION

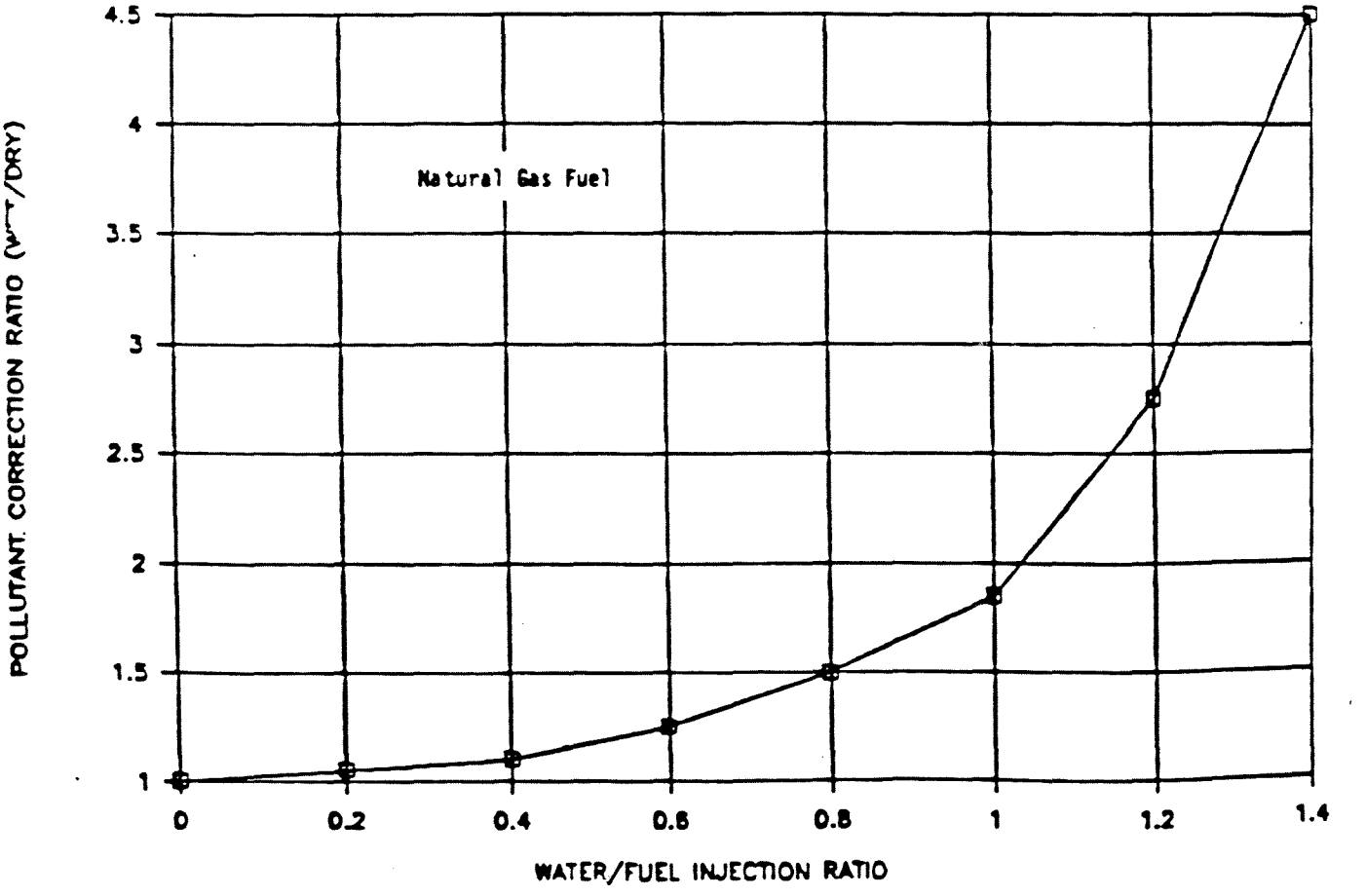
Solar Low-NO_x Gas Turbine Combuster (1985)

DC-990 CO EMISSIONS



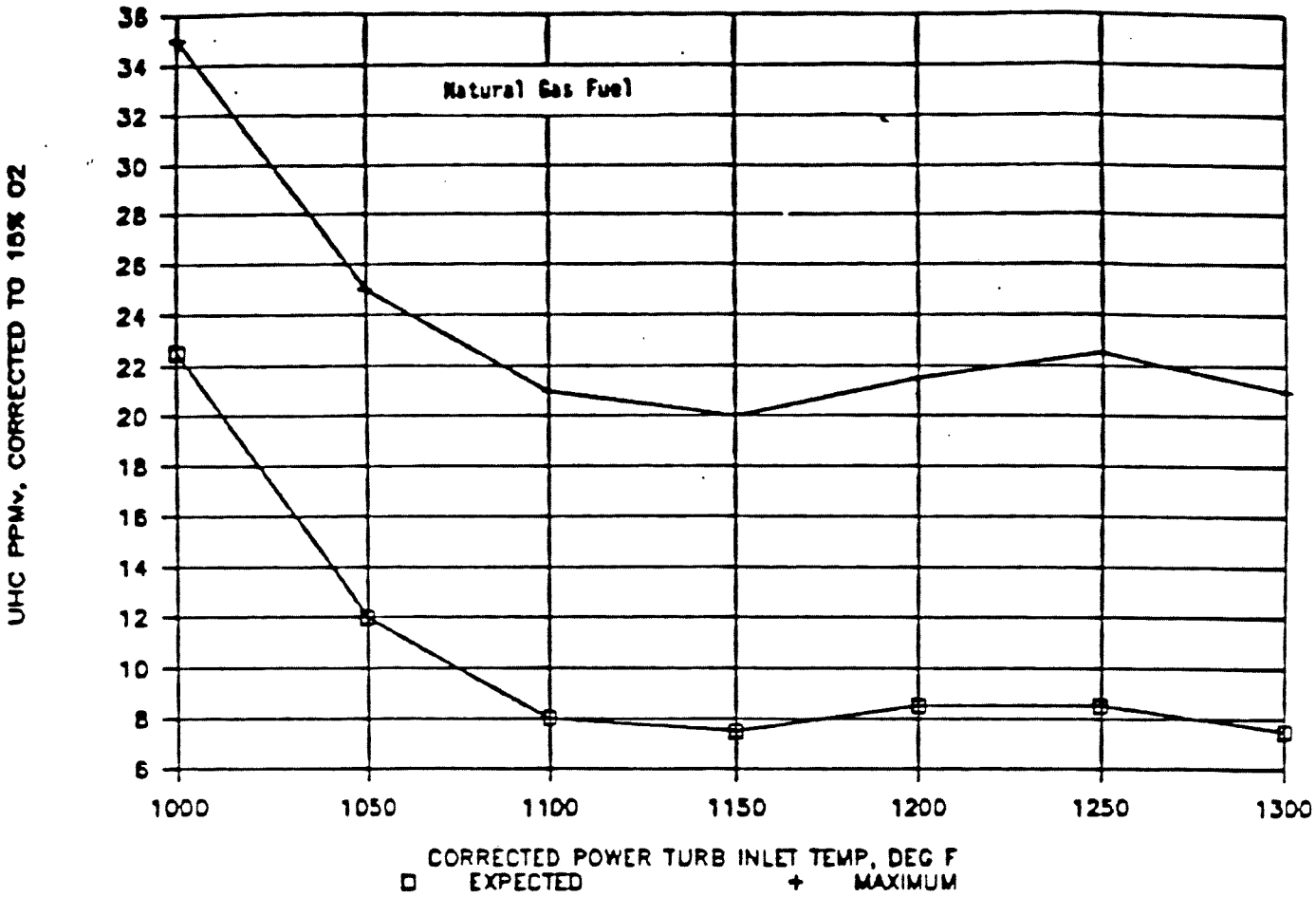
WATER INJECTION EFFECT

DC-990 CO PRODUCTION



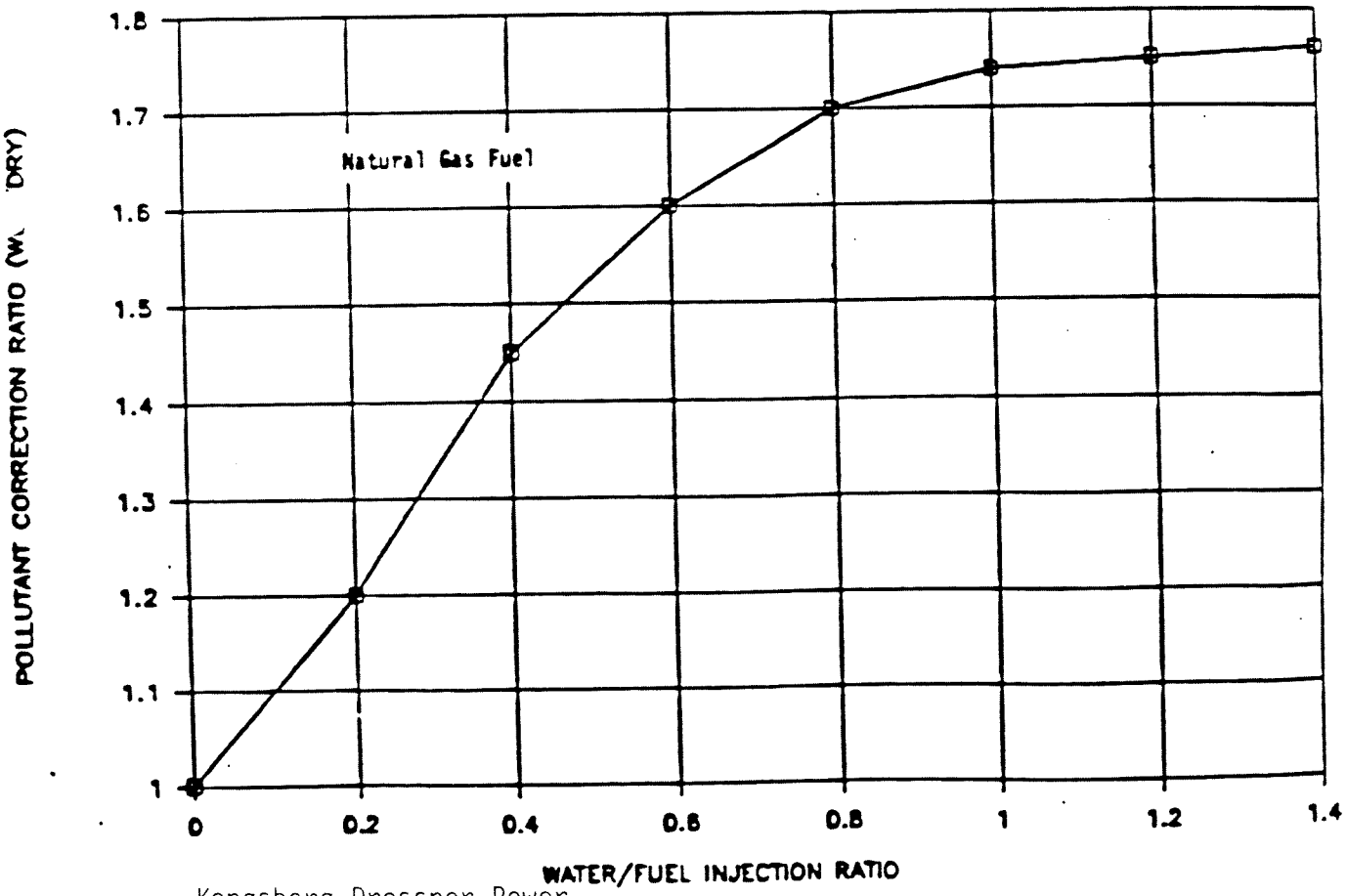
Kongsberg Dressner Power

DC-990 UHC EMISSIONS



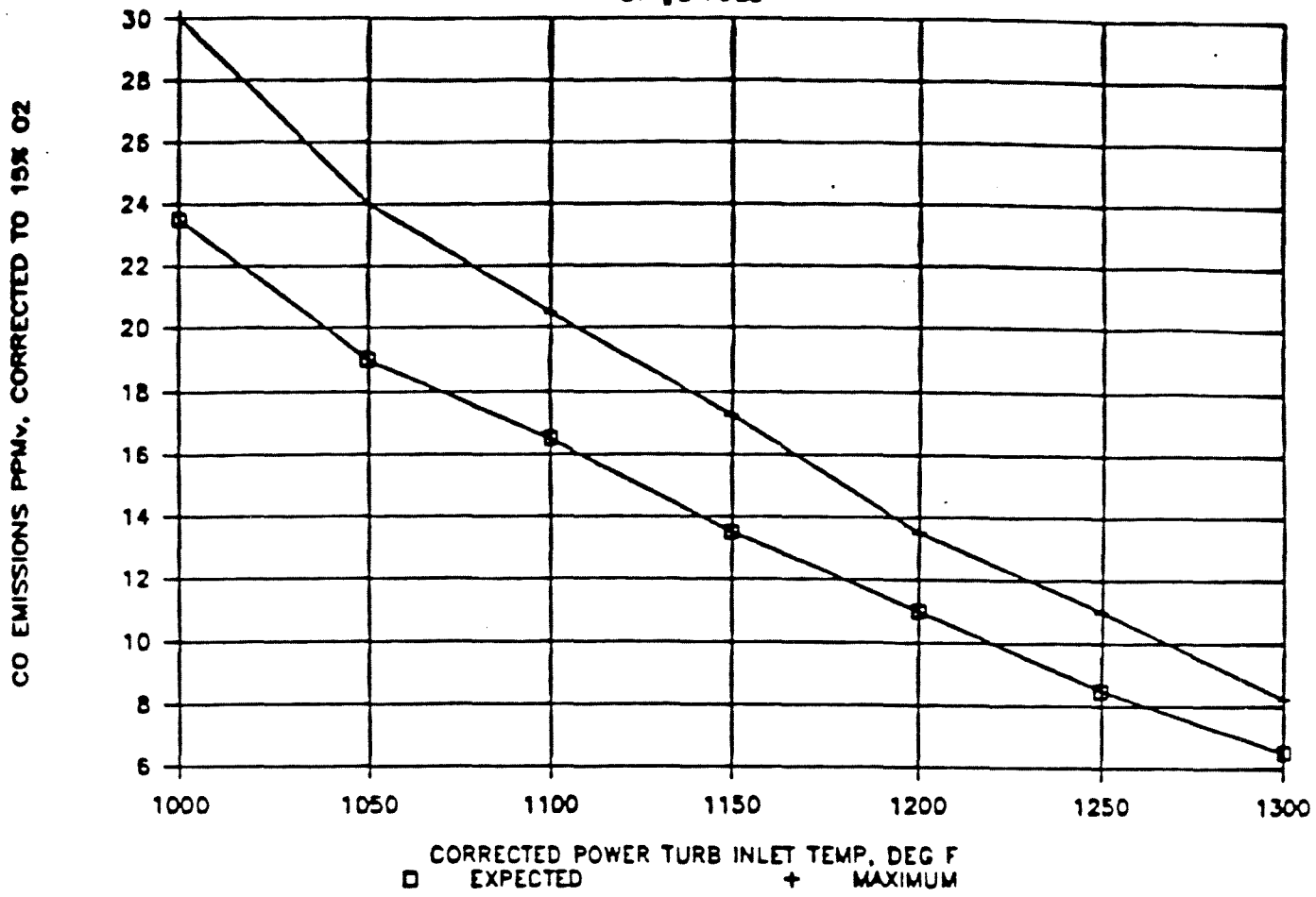
WATER INJECTION EFFECT

DC-990 UHC PRODUCTION



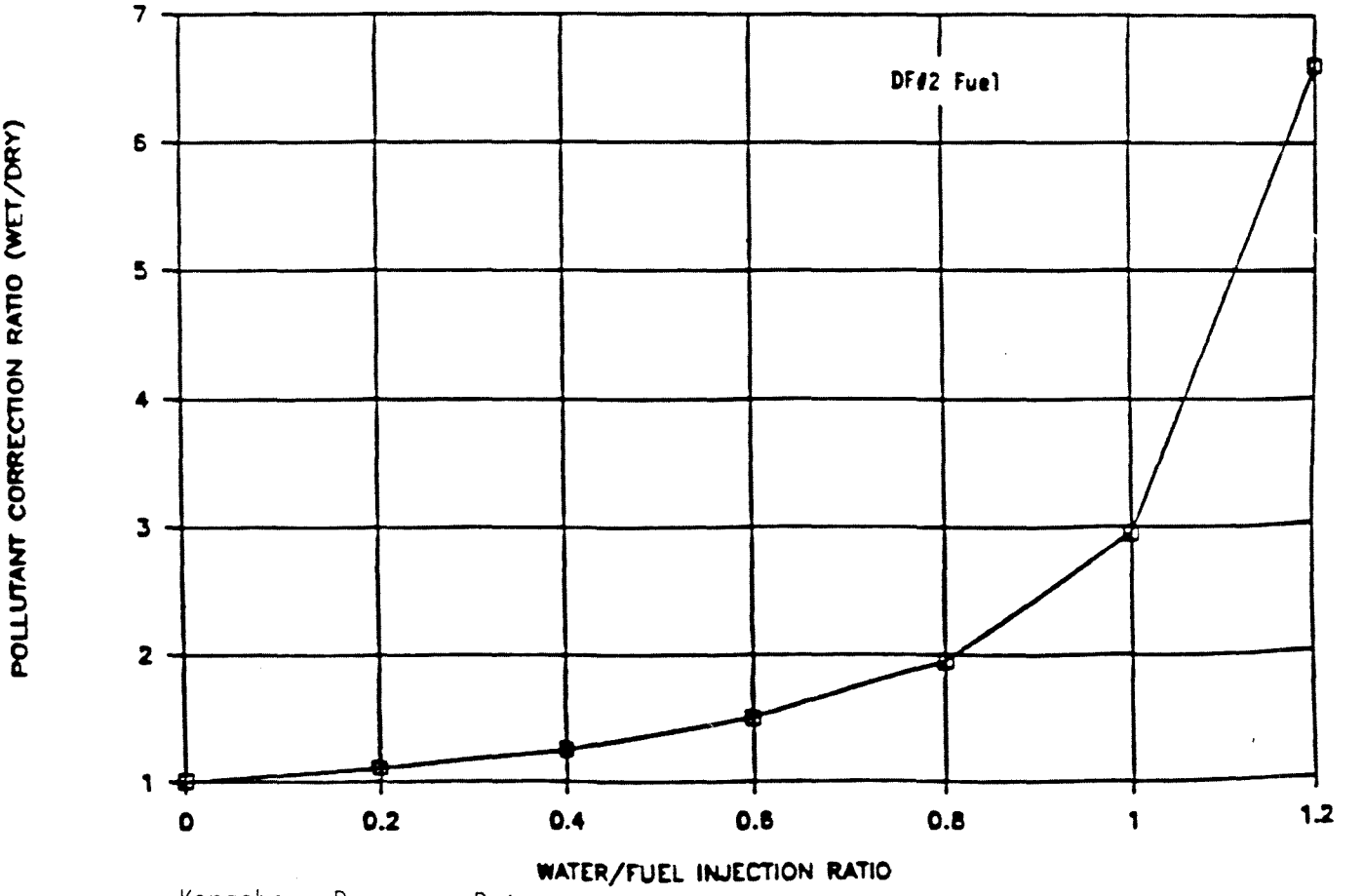
DC-990 CO EMISSIONS

DF #2 FUEL



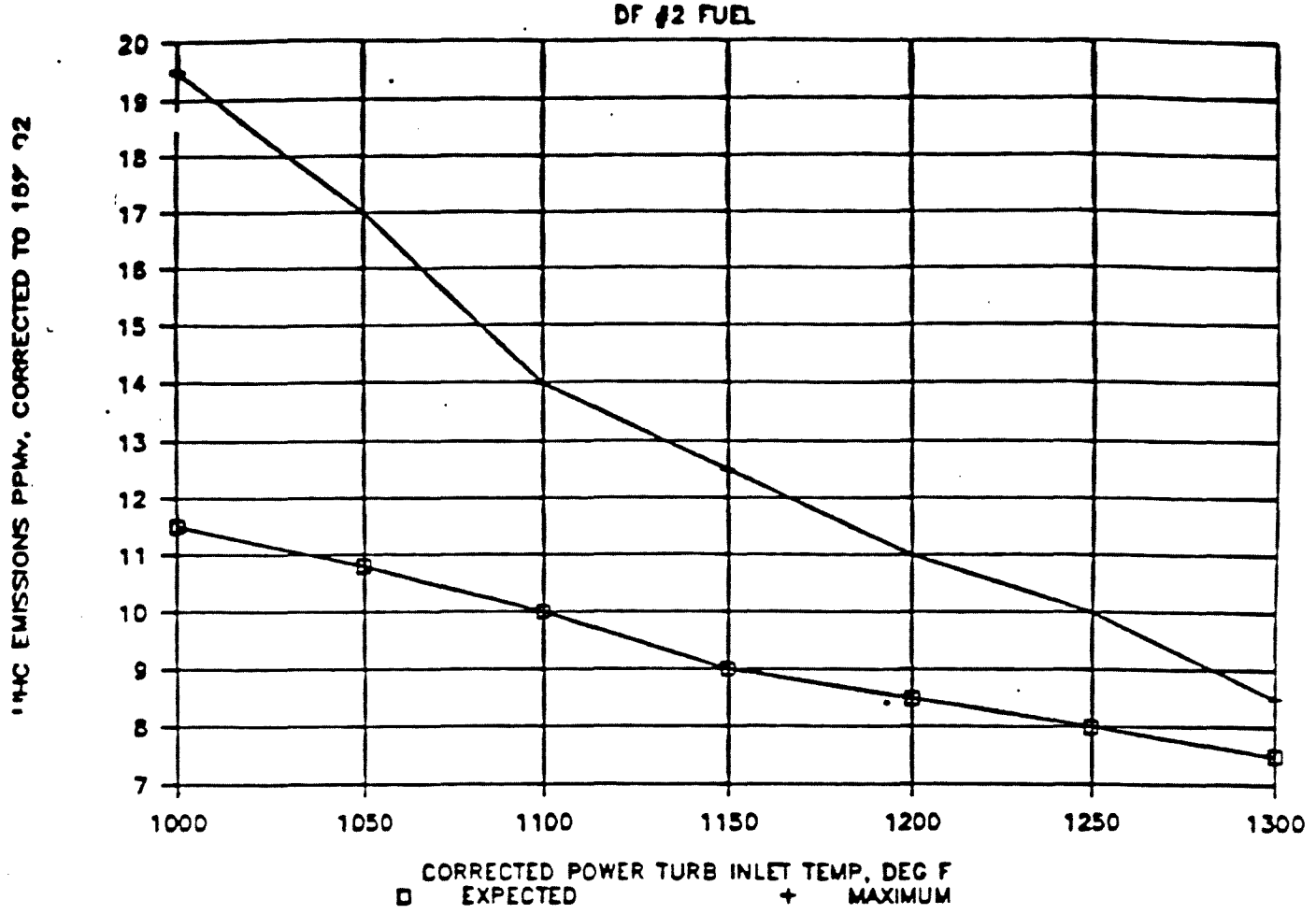
WATER INJECTION EFFECT

DC-990 CO PRODUCTION

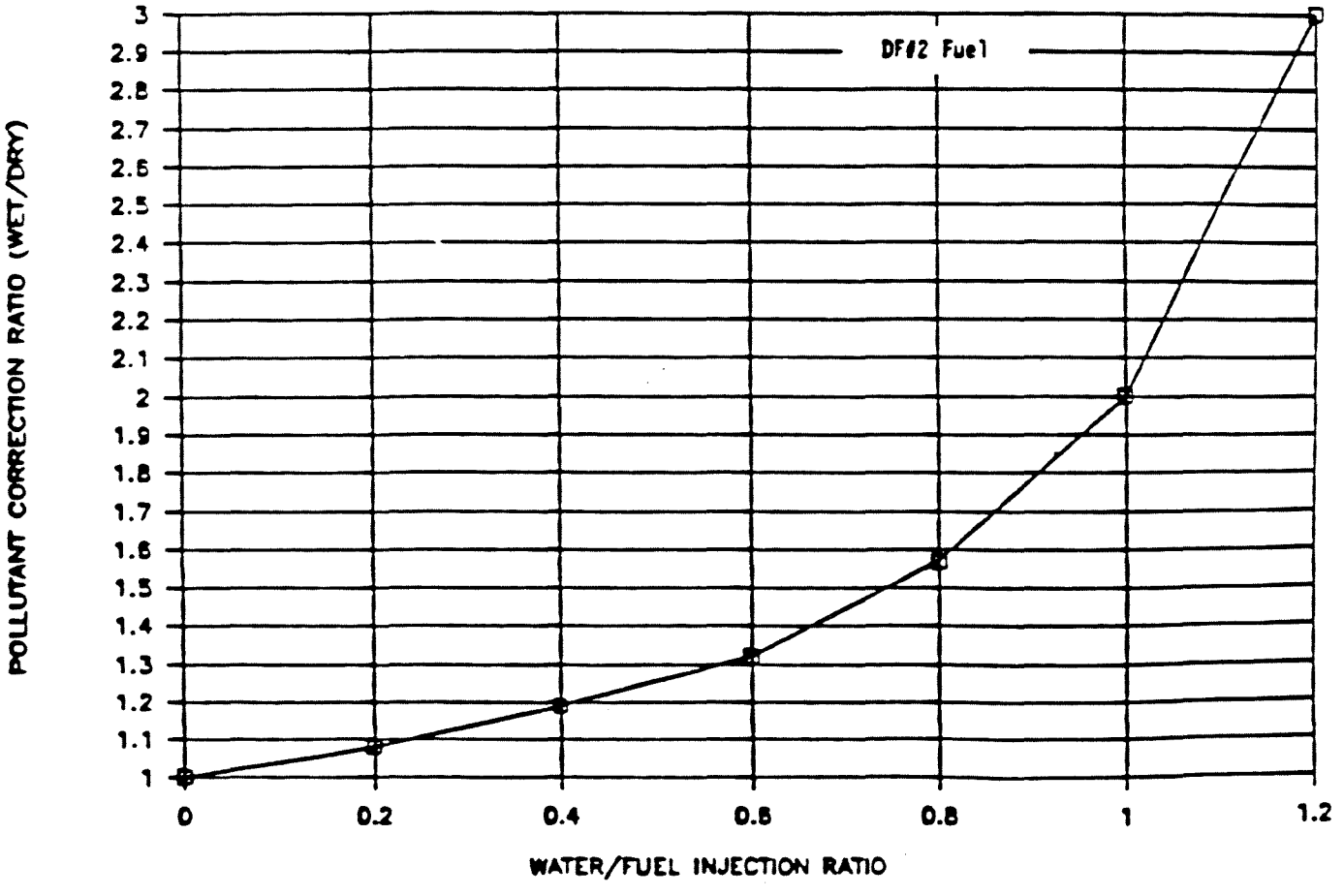


Kongsberg Dressner Power

DC-990 UHC EMISSIONS



WATER INJECTION EFFECT



Estimated LM2500 Emissions

ISO Conditions
Natural Gas Fuel

Emissions in Lbs/Hr

Suppression	No Suppression	Water Injection	Steam Injection
*NO_x	152 (184 $PPMV_D$)	37.9 (42 $PPMV_D$)	36.5 (42 $PPMV_D$)
CO	7.5	29.6	31.7
SO_2	—	—	—
UHC	1.07	6.04	6.12
TSP	<1	<1	<1
SHP	29,500	31,175	31,985
ηth [%]	37.0	35.8	38.1
Speed (RPM)	3600	3600	3600
Fuel flow [lbs/hr]	10,690	11,677	11,241
Water/fuel	0	.738	1.26
T_{54}	— — — — — — Base loaded — — — — — —		

*NO_x is for the downstream condition, fully converted to NO_2

Kongsberg Dressner Power

Estimated LM2500 Emissions

ISO Conditions
Distillate Fuel

Emissions in Lbs/Hr

Suppression	No Suppression	Water Injection	Steam Injection **	Steam Injection ***
*NO_x	297 (352 $PPMV_D$)	40.7 (42 $PPMV_D$)	66.7 (75 $PPMV_D$)	29.4 (42 $PPMV_D$)
CO	10.8	85.6	46.1	81.3
SO_2	21.9	25.65	23.4	18.5
UHC	1.07	3.9	1.7	4.1
TSP	5.1	5.9	5.4	4.2
SHP	29,500	32,127	32,176	25,000
ηth [%]	36.7	34.8	37.9	37.5
Fuel flow [lbs/hr]	11,112	12,756	11,728	9226
Water or Steam/fuel	0	1.11	1.29	1.49
T_{54}	— — — — — — — — Base loaded — — — — — — — —			1295°F

* NO_x in above tabulation is given for the downstream condition, fully converted to NO_2

**At base load with steam as a suppressant for NO_x, only 75 $PPMV_{Dry}$ (ref. 15% O_2) of NO_x can be achieved with the standard dual fuel nozzle for liquid fuel

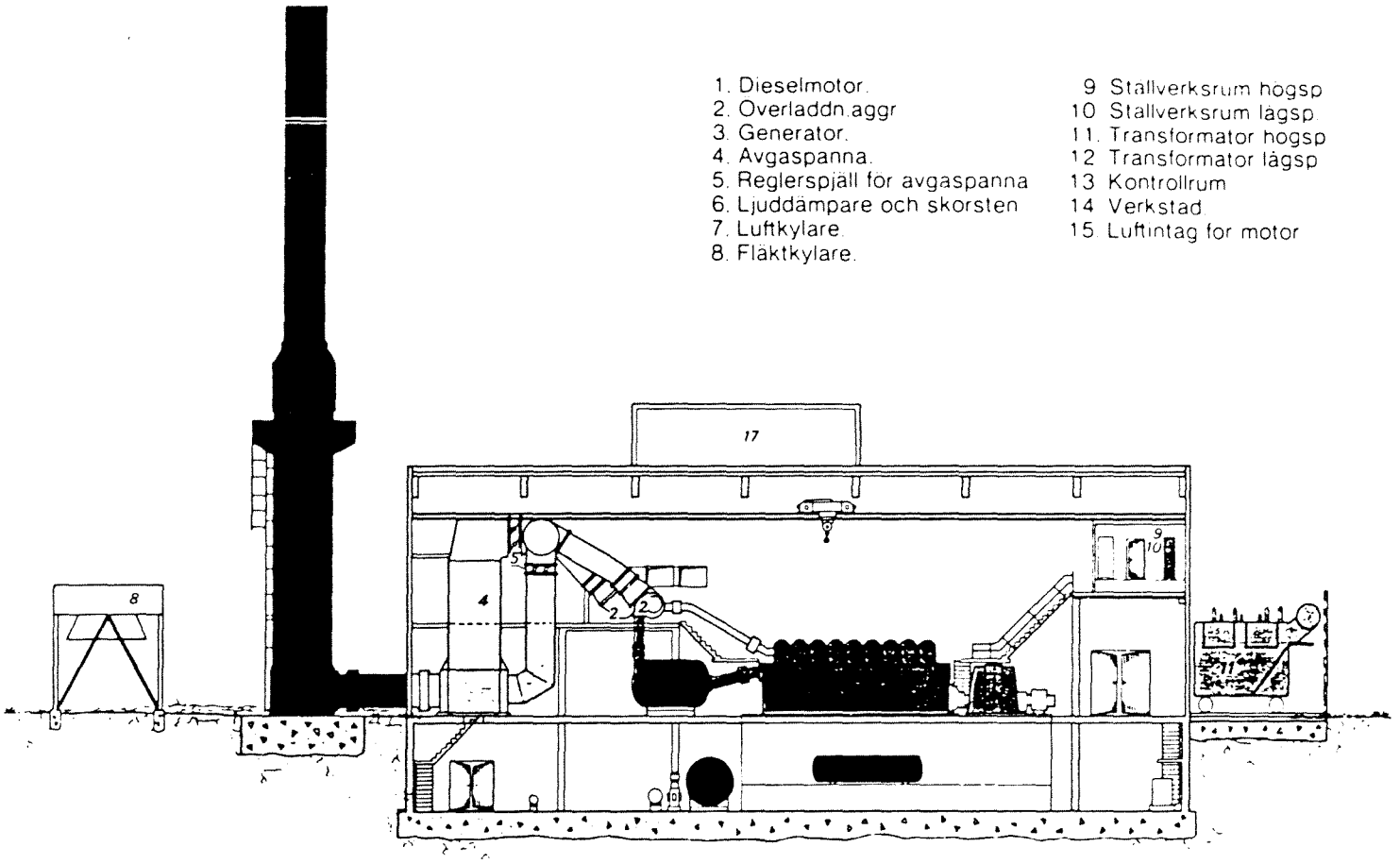
***Reduced power rating to meet 42 $PPMV_D$

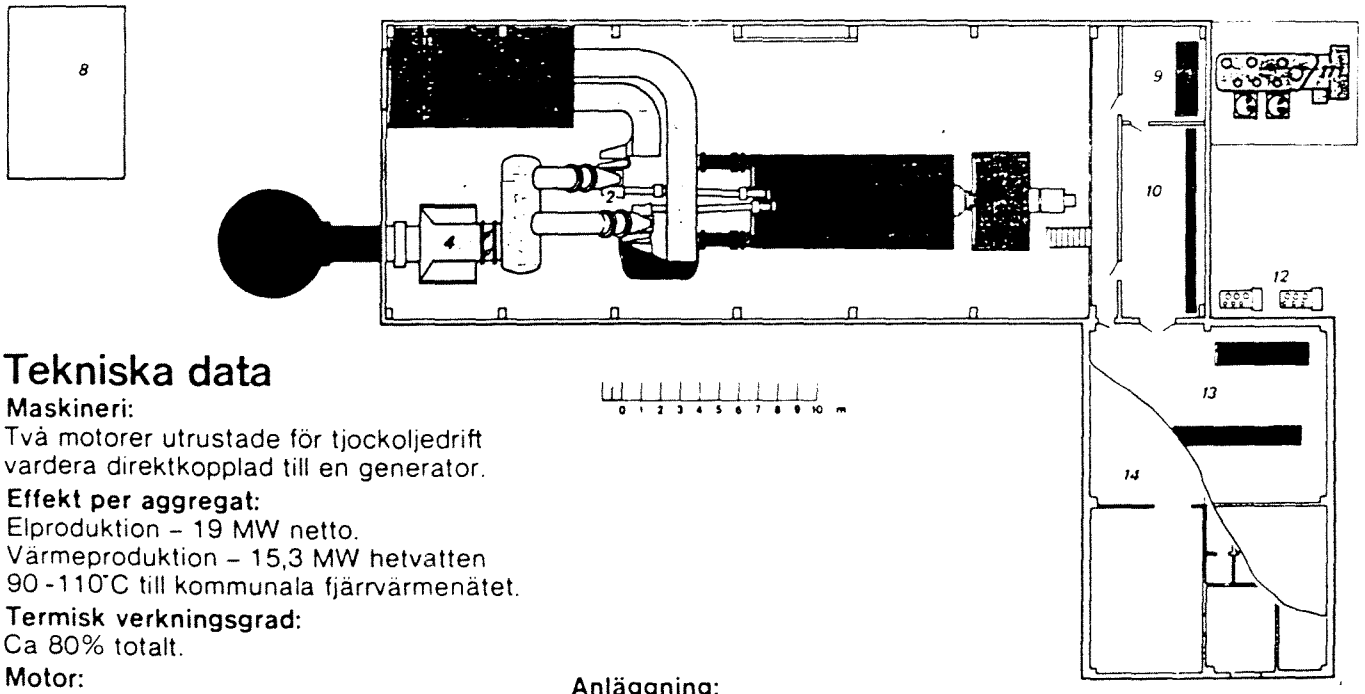
Kongsberg Dressner Power

Kraftvärmeverket i Visby

Två aggregat vardera om 19 MW_{el} + 15 MW_v Ägare: Statens Vattenfallsverk Byggår 1980

1. Dieselmotor.
2. Överladdn.aggr
3. Generator.
4. Avgaspanna.
5. Reglerspjäll för avgaspanna
6. Ljuddämpare och skorsten
7. Luftkylare.
8. Fläktkylare.
9. Ställverksrum högsp
10. Ställverksrum lågsp.
11. Transformator högsp
12. Transformator lågsp
13. Kontrollrum
14. Verkstad
15. Luftintag för motor





Tekniska data

Maskineri:
Två motorer utrustade för tjockoljedrift vardera direktkopplad till en generator.

Effekt per aggregat:
Elproduktion – 19 MW netto.
Värmeproduktion – 15,3 MW hetvatten 90 -110°C till kommunala fjärrvärmenätet.

Termisk verkningsgrad:
Ca 80% totalt.

Motor:
Lindholmen S.E.M.T.-Pielstick typ 18PC4, 18 cyl, 4-takt, turboladdad, utvecklande 19850 kW vid 428 r/min.

Generator:
22800 kVA, 10,5 kV med effektfaktor 0.85.

Anläggning:
Kylning med luft via radiatorfläktkylare dimensionerade för motorernas totala kylbehov. Utrustad för obemannad drift och fjärrstyrning från Slite samt med utrustning för start mot dött nät.

ÅF-ENERGIKONSULT

Datum
88-04-11
Ert datum

Beteckning
799036
Er beteckning

Handläggare, tfn
Håkan Stigander

Värmeforskprojekt B7-737. Studie av miljöpåverkan och elverkningsgrad hos dieslar och gasturbiner för olja, naturgas och gasol (1 - 50 MWel)

På initiativ av Värmeforsk genomförs nu ett utredningsprojekt i avsikt att kartlägga och redovisa möjligheter och förutsättningar att producera småskalig kraftvärme med bland annat dieselprincipen som grund.

Dieselprincipen är i detta sammanhang särskilt intressant dels genom den höga elutbytesfaktorn som kan erhållas dels genom att förutom olja också gasol och naturgas nu kan betraktas som seriösa bränslealternativ.

I rubricerat Värmeforskprojekt är avsikten att belysa vilken miljöpåverkan som orsakas med stationära dieslar i storleksområdet 1 - 50 MWel samt fastlägga hur elverkningsgraden påverkas av miljöförbättrande åtgärder. ÅF Energikonsult har i uppdrag att genomföra utredningen åt Värmeforsk och arbetet kommer främst att ske dels genom litteraturstudier dels genom inhämtande av information från de dieselleverantörer som arbetar på den svenska energimarknaden och som vi hoppas är välvilligt inställda till medverkan.

Utredningen skall koncentreras till följande bränslealternativ: tjockolja, lättolja, gasol och naturgas och vad gäller miljövärden skall generering av SO2/SO3, NO2/NO/N2O, CO, kolväten och stoft särskilt belysas.

I anslutning till ovanstående har vi valt att ställa samman en frågelista som tillställts de dieselleverantörer som vi bedömer har ett intresse av den svenska marknaden. Frågelistan är ganska omfattande, men vi begär inte att Ni skall sätta samman svar som direkt överensstämmer med varje fråga utan ber Er att sända broschyrmaterial, egna rapporter, diagramblad, datablad etc med hänvisningar som medger att Ni själva kan strukturera svaren. Vi begär givetvis inte heller att Ni skall offentliggöra material som Ni av kommersiella skäl vill hemlighålla och vi är införstådda med att vissa svar lämnas som riktvärden eller är mera allmänt hållna.

Postadress: Box 8133, 104 20 STOCKHOLM
Besöksadress: Fleminggatan 7
Telefon: 08-57 10 00
Telex: 103 61 ENERGI S
Telefax: 08-50 91 18
Bankgiro: 289-0788
Postgiro: 815-1

FALUN · GAVLE · GOTEBORG · HALMSTAD · JÖNKOPING · KARLSKRONA · KARLSTAD · KRISTIANSTAD · KOPING · LANDSKRONA · LJUSDAL
LULEÅ · MALMO · NORRKOPING · SKELLEFTEÅ · STOCKHOLM · STRANGNAS · SUNDSVALL · TROLLHATTAN · UMEÅ · VISBY · VASTERÅS · VAXJO · ORNSKOLDSVIK

Ett dotterbolag till AB Ångpanneföreningen

4.001.10

Följande frågor önskar vi belysta:

1) Typer av maskiner inom Ert nuvarande leveransområde för stationära installationer och i effektområdet 1 - 50 MWel? (Produktprogram, tvåtaktsmotorer och/eller 4-taktsmotorer.)

2) Vilka maskiner inom Ert produktprogram är användbara för tjockolja, gasol respektive naturgas? Beträffande tjockolja vilka gränskrav finns på sammansättning och fysikaliska egenskaper? Beträffande gasol och naturgas, vilka kompletteringar av bränslepreparingssystem i för hållande till oljeeldning krävs? Systemschema? Inblandningsförhållanden?

3) Vilka elverkningsgrader kan kommersiellt uppnås med respektive produkttyp och bränsle. Med och utan turbogenerator?

4) Vilka typiska luftöverskott användes? Rökgasmängd/MWel. Rökgastemperatur efter turboaggregart? Med och utan turboaggregator?

5) Vilka halter av

SO_2
SO_3
NO_2
NO
N_2O
stoft
CO
kolväten

kan förväntas efter respektive dieseltyp, före eventuell rökgasrening och med respektive bränseln?

6) Önskemål om låga NOx-värden respektive höga verkningsgrader är delvis motverkande. Vilka särskilda kontruktions- eller driftsåtgärder föreslås av Er för att minska NOx-halten och hur påverkar detta elverkningsgraden?

7) Vilka andra parametrar är enligt Er uppfattning avgörande för NOx-bildeningen? Bränslesammansättning, luftöverskott, rökgasåterförening, tryckförhållanden etc?

8

4.002

ÅF·ENERGIKONSULT

88-04-11
Håkan Stigander

8) Vilka provningar inom aktuellt område har genomförts av Er? Utförande av provrigg/provrustning. Provningsrapporter?

Vi tackar på för hand för Era svar och ber Er sända lämpligt material till undertecknad före den 2/5.

Med vänlig hälsning

Håkan Stigander
ÅF Energikonsult
Torggatan 16
582 23 LINKÖPING
Tel 013/11 24 30

e.u
A-C Karlsson

8

4-002

Tabell 1 – Lågsvavliga tjocka eldningsoljor

Egenskap	Enhet		Eo3	Eo4	Eo5	Eo6	Provningsmetod
Viskositet vid 80 °C [1]	mm^2/s (= cSt)		8,5–13,5	17,0–30,0	max 50	max 85	SS 02 35 10 (= ISO 3104)
Lägsta flyttemperatur	°C	max	15	36	42	2)	SS 15 61 09 (= ISO 3016)
Flampunkt	°C	min	66 [3]	66 [3]	66 [3]	66 [3]	Flampunkt 30–60 °C SIS 02 18 11 Flampunkt > 60 °C SIS 02 18 12 eller ISO 2719
Kokstal (Ramsbottom)	mass-%	max	7	10	15	2)	SS 15 61 66 (= ISO 4262)
Kokstal (Conradson) [4]	mass-%	max	8	11	16	2)	ISO 6615
Asfaltenhalt	mass-%		5)	5)	5)	5)	IP 143
Askhalt	mass-%	max	0,07	0,07	0,07	2)	SIS 15 61 06 eller ASTM D 482
Vatten	volym-%	max	0,6	0,8	1,0	1,0	SIS 15 61 60 eller ASTM D 95
Sediment	mass-%	max	0,1	0,1	0,15	2)	SIS 15 61 64 eller ASTM D 473
Svavelhalt	mass-%	max	1,0	1,0	1,0	1,0	ASTM D 1552 eller ASTM D 2622
Densitet vid 15 °C	kg/m^3		2)	2)	2)	2)	ASTM D 1298 eller ASTM D 4052
Xylenekvivalent [6] eller	volym-%	max	61/55	61/55	61/65	61/65	SS 15 61 73
Filtreringsåterstod [6]	mass-%	max	7)	7)	7)	2)	SS 15 61 74 (förslag)
Lagringstemperatur	°C	min	20 [8]	45 [8]	50 [8]	50 [8]	
Hanteringstemperatur	°C	min	40 [8]	55 [8]	60 [8]	60 [8]	

1) Se bilaga.

2) Skall anges.

3) Vid leverans som bunkerbränsle krävs en flampunkt av min 60 °C.

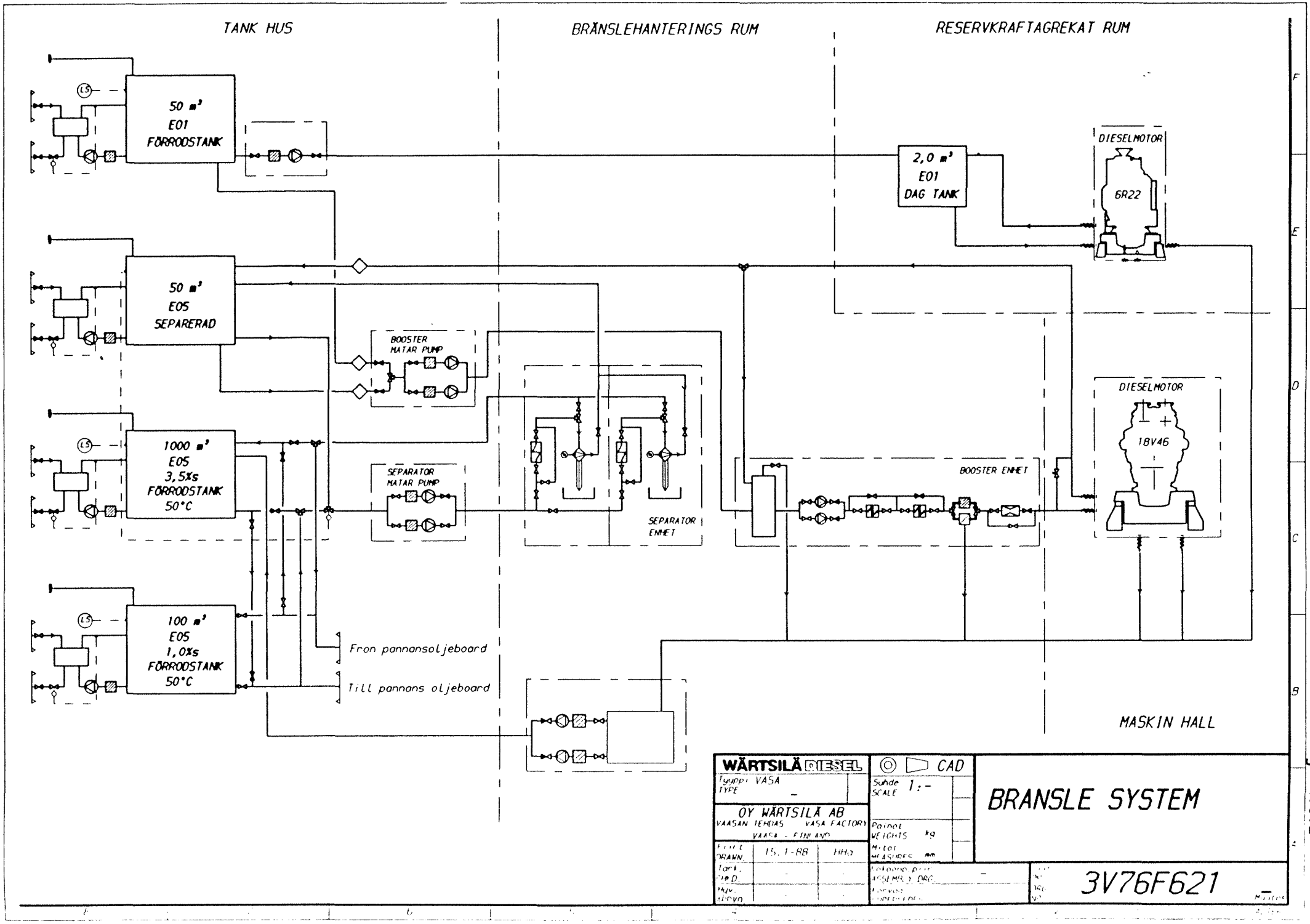
4) Alternativ metod. Krav enligt Ramsbottom gäller i första hand.

5) Skall anges på begäran.

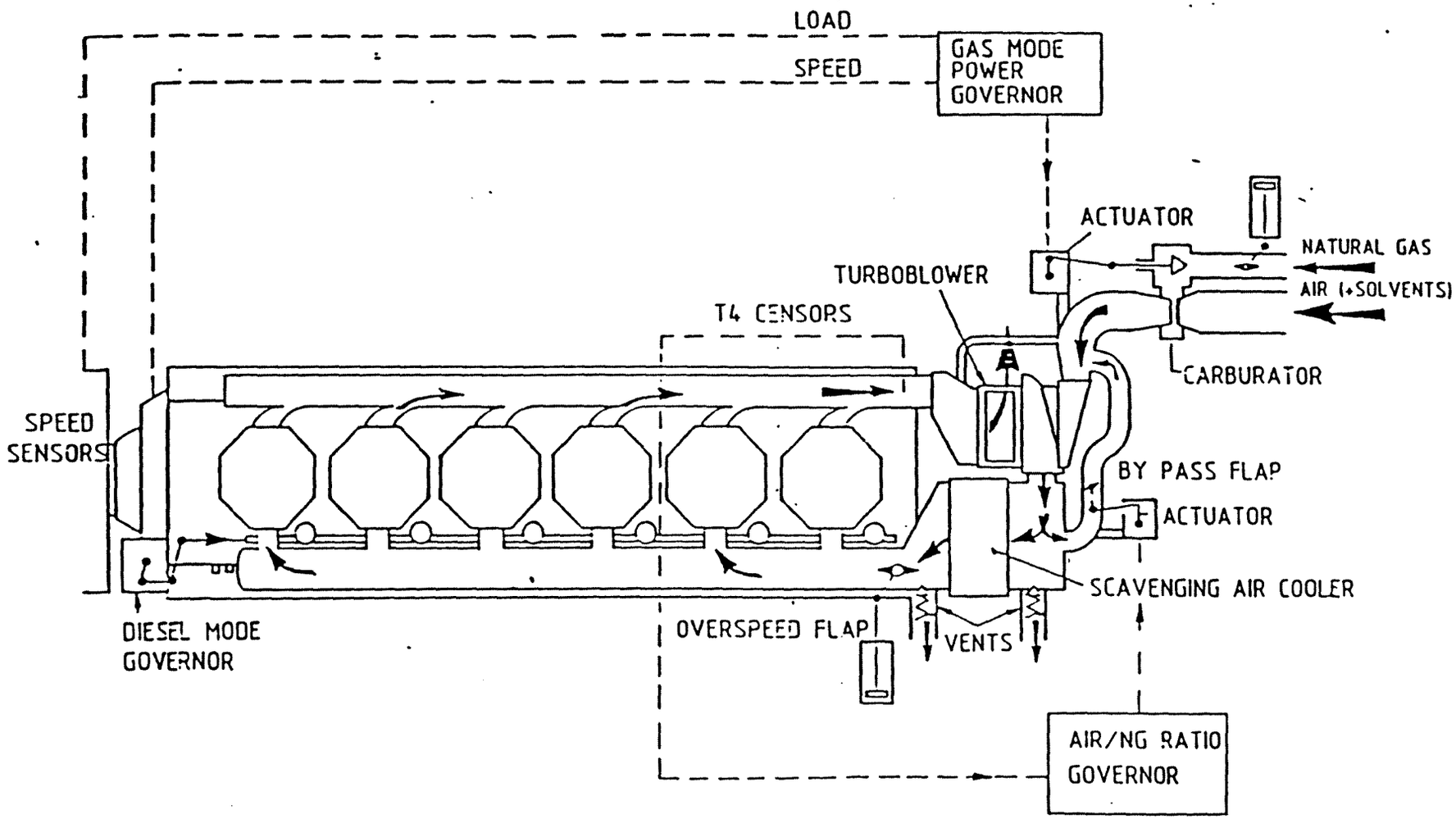
6) Xylenekvivalent och filtreringsåterstod är ett indirekt mått på blandbarhet och krackningsgrad. Blandningar mellan krackade och icke krackade oljor kan uppvisa instabilitet. Det bör understrykas att två oljor inom samma grupp (t ex Eo 3), som var för sig uppfyller standardens krav på xylenekvivalent eller filtreringsåterstod, inte nödvändigtvis ger stabila blandningar. Den tilltänkta blandningen bör därför prövas, varvid i tabellen angivet krav skall uppfyllas.

7) Krav ännu ej fastställda.

8) Inget krav – enbart information. Lagringstemperaturen bör alltid ligga minst 10 °C över lägsta flyttemperaturen. Flampunkten måste dock beaktas.


TANK HUS
BRÄNSLEHANTERINGS RUM
RESERVKRAFTAGREKAT RUM
50 m³
E01
FÖRRODSTANK
2,0 m³
E01
DAG TANK
DIESELMOTOR
6R22
50 m³
E05
SEPARERAD
BOOSTER
MATAR PUMP
1000 m³
E05
3,5%s
FÖRRODSTANK
50°C
SEPARATOR
MATAR PUMP
SEPARATOR
ENHET
BOOSTER ENHET
DIESELMOTOR
18V46
100 m³
E05
1,0%s
FÖRRODSTANK
50°C
Fron pannansoljeboard
Till pannans oljeboard
MASKIN HALL
WÄRTSILÄ DIESEL
Typuppl VASA
TYPE -
OY WÄRTSILÄ AB
VAASAN TEHDAS VASA FACTORY
VAASA - FINLAND
DRAWN 15.1-88 HHa
Tark.
CHK'D
Hyv.
APPVD
CAD
Suhde 1:-
SCALE
Paino
WEIGHT kg
Mitat
MEASURES mm
BRANSLE SYSTEM
3V76F621
-
Liitaga 4.3:2

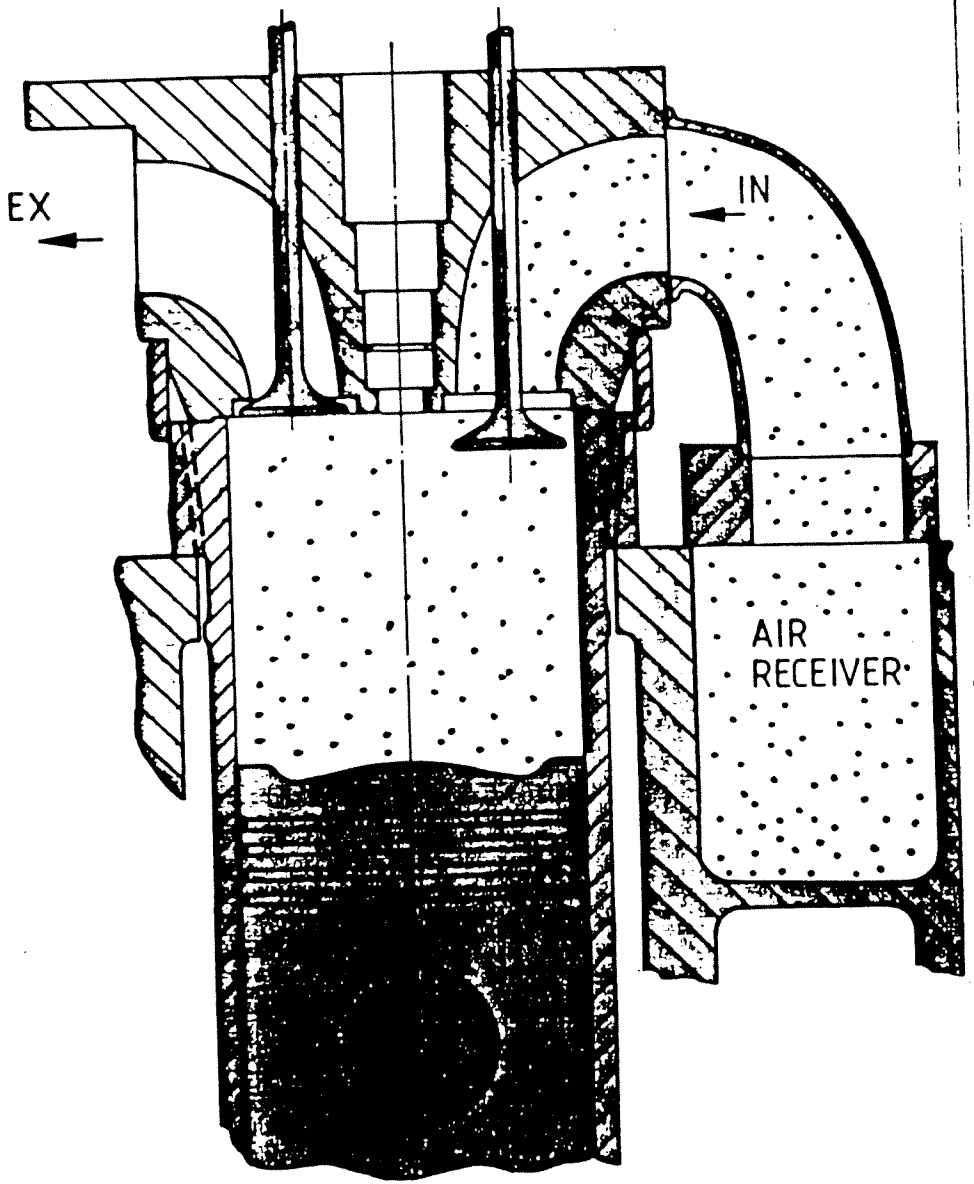
GOVERNING PRINCIPLE AND GAS FEEDING SYSTEM



Bilaga 4.3:3
(Källa: Wärtsilä)

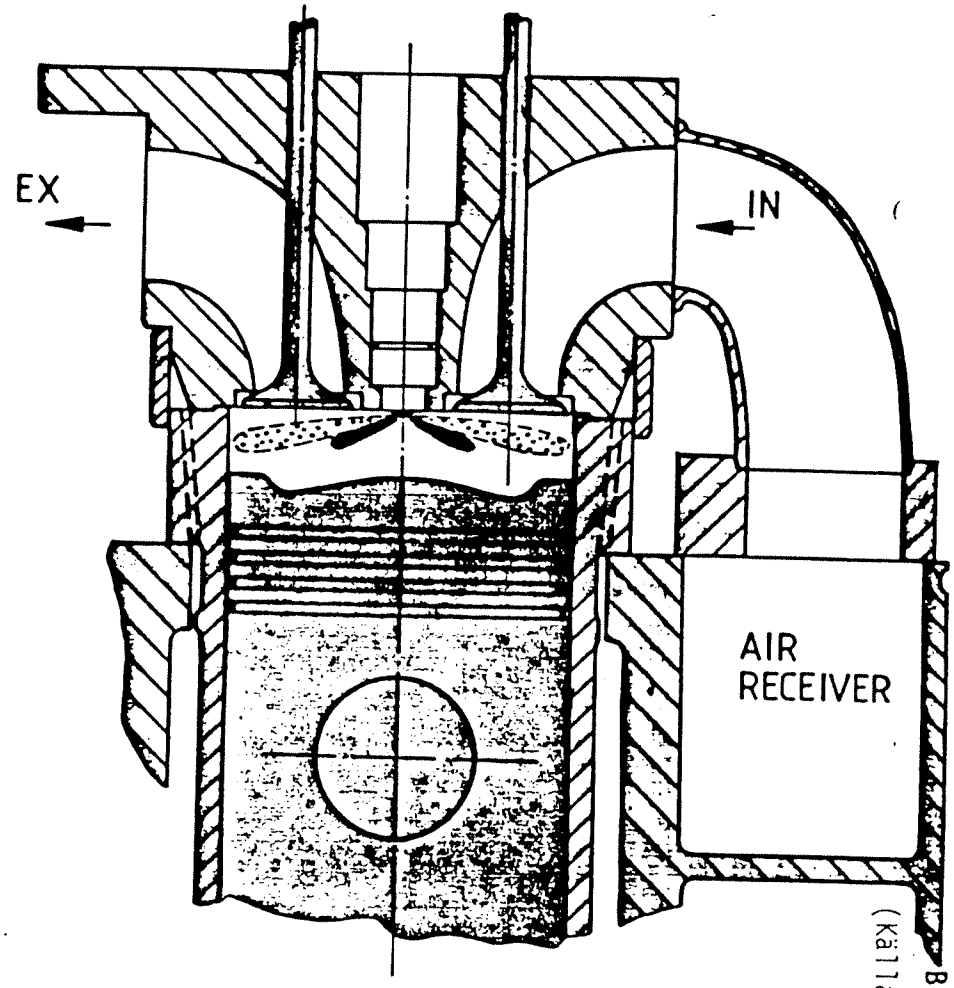
CONVENTIONAL GAS ENGINE

Gas injection outside the combustion space, before or after the compressor. Ignition by pilot fuel or spark.



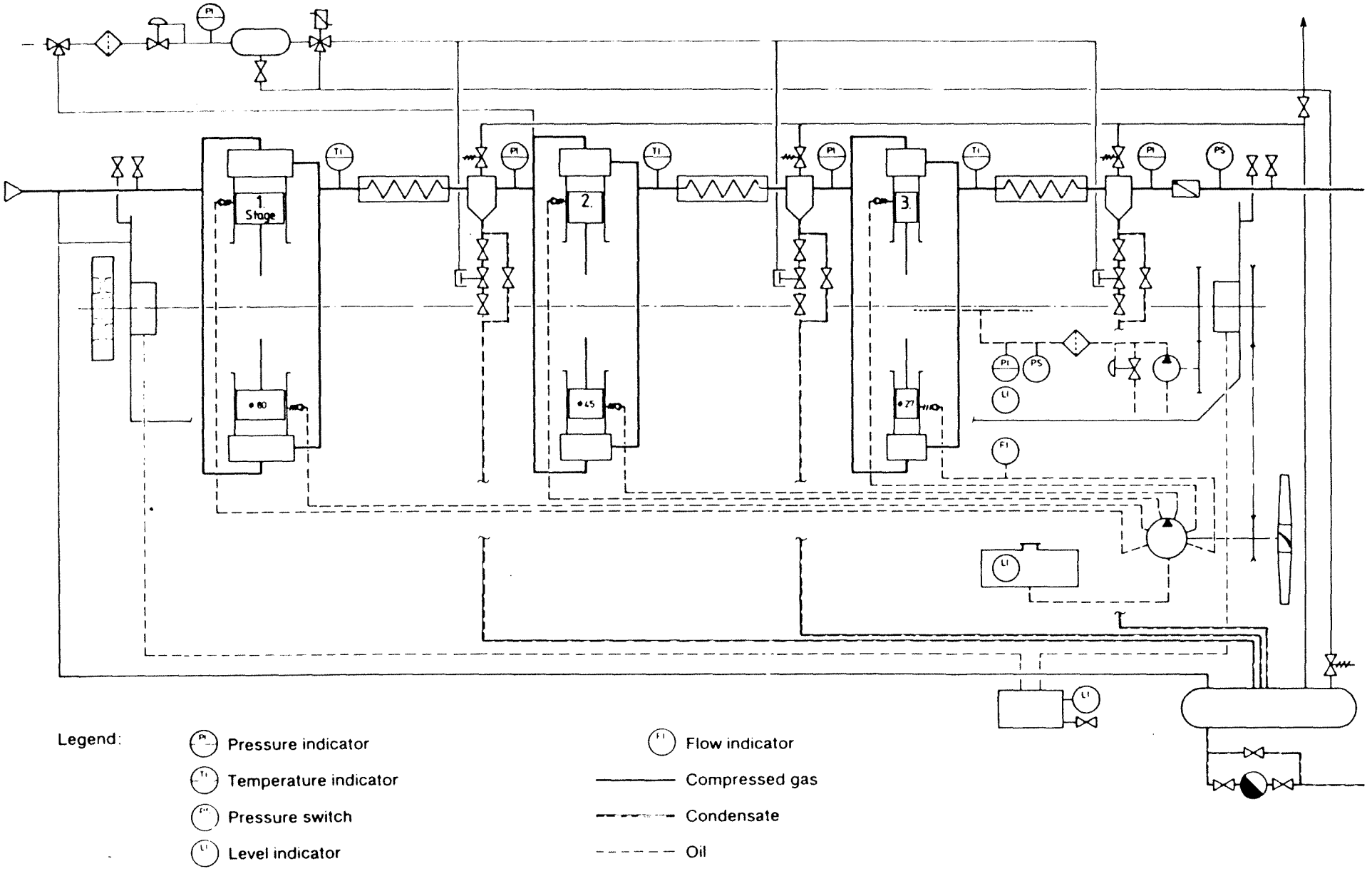
DUAL - FUEL GAS - DIESEL ENGINE

Gas injection direct into the combustion space ignition by pilot fuel



Bilaga 4.3:4
(Källa: Wärtsilä)

P&I diagram of a compressor — unit type VP 3/3608 L 25



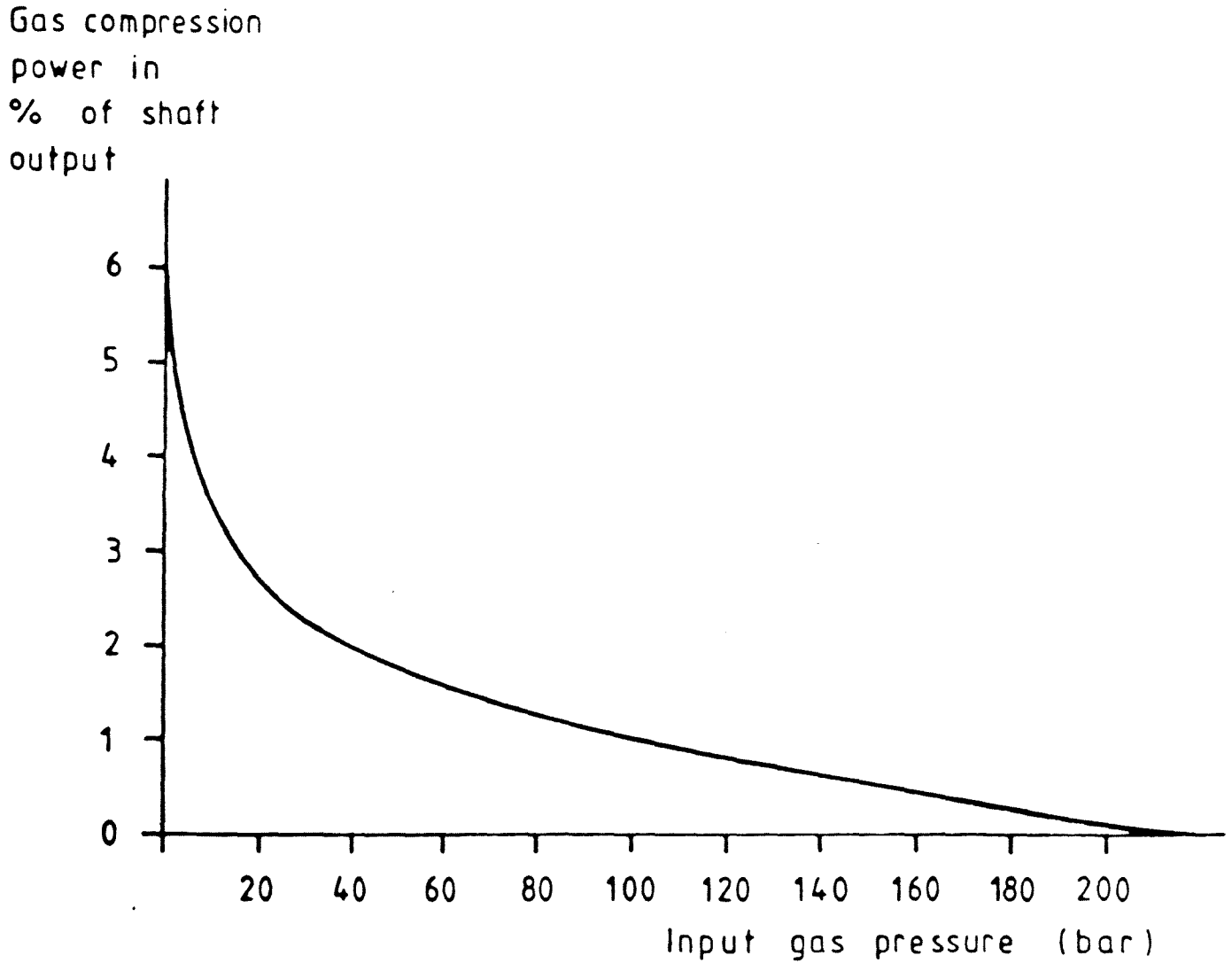
Bilaga 4.3:6

(Källa: Wärtsilä)

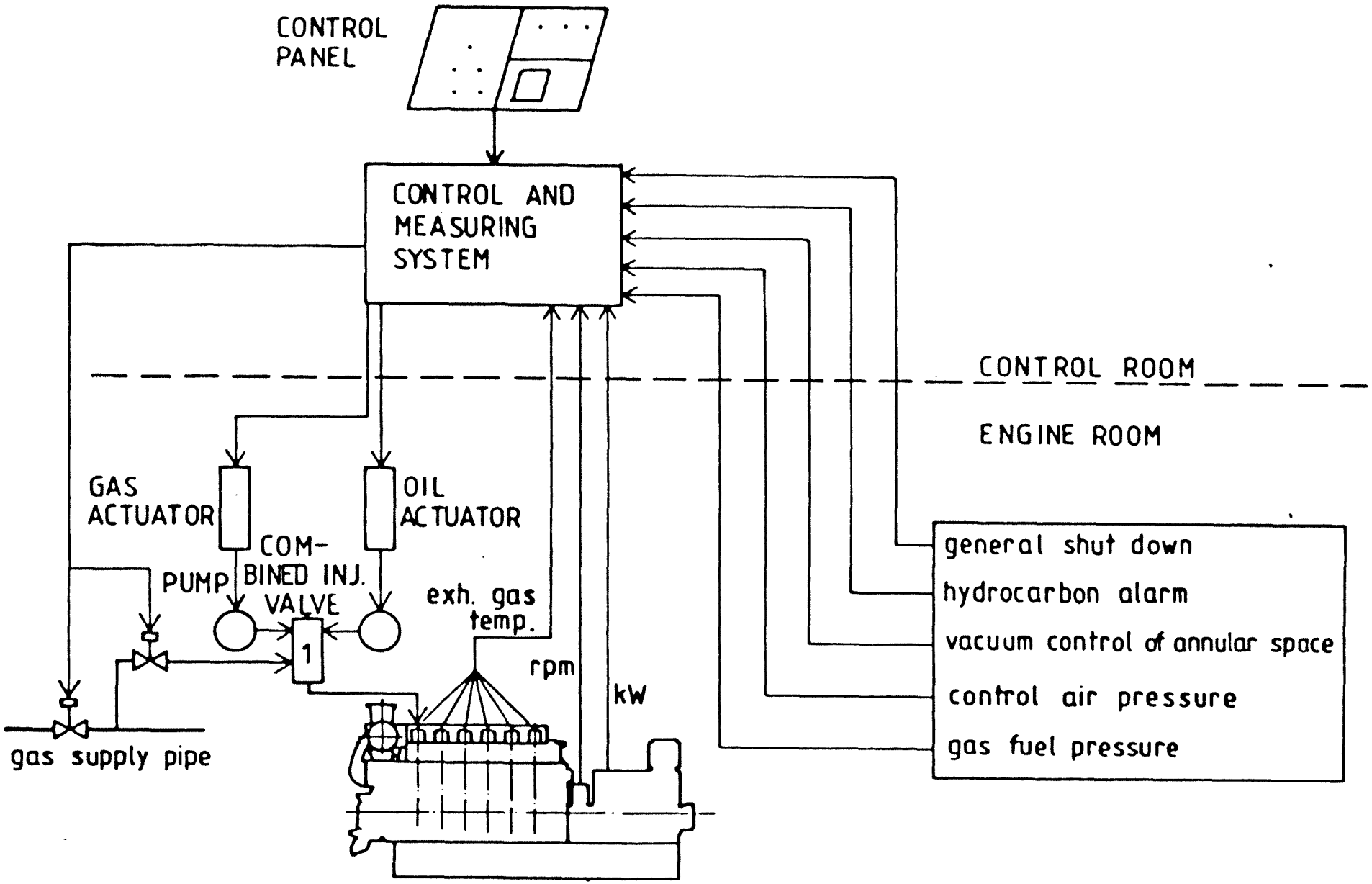
POWER CONSUMPTION REQUIERED FOR GAS COMPRESSION

Gas : 100 % Methane

Output pressure : 250 bar



WÄRTSILÄ VASA GAS-DIESEL ENGINE CONTROL AND SAFETY SYSTEM



SAMMANSTÄLLNING AV LEVERANTÖRER MED PRODUKTPROGRAM

WÄRTSILÄ

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
VASA 22 4-takt			
4R22	650	1000 rpm,	Bränsle:
6R22	975	50 Hz	Tjockolja alt
8R22	1300		naturgas
8V22	1300		
12V22	1950		
16V22	2600		
VASA 22/26 4-takt			
4R22/26	560/710	750 rpm,	Bränsle:
6R22/26	840/1065	50 Hz	Tjockolja alt
8R22/26	1120/1420	resp	naturgas
8V22/26	1120/1420	1000 rpm,	
12V22/26	1680/2130	50 Hz	
16V22/26	2240/2840		
NOHAB 25 4-takt			
8V25	1840	1000 rpm,	Bränsle:
12V25	2760	50 Hz	Tjockolja
16V25	3680		
8V25F	1670		
12V25F	2500		
16V25F	3340		

WÄRTSILÄR (forts)

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
VASA 32 4-takt			
4R32	1640	750 rpm,	Bränsle:
6R32	2460	50 Hz	Tjockolja alt
8R32	3280		naturgas
9R32	3690		
12V32	4920		
16V32	6560		
18V32	7380		
VASA 46 4-takt			
4R46	3620	500 rpm,	Bränsle:
6R46	5430	50 Hz	Tjockolja alt
8R46	7240		naturgas
9R46	8145		
12V46	10860		
16V46	14480		
18V46	16290		

* I typbeteckningarna ang första siffran (siffrorna) cylinderantal, "R" radmotor, "V" V-motor och sista siffrorna cylinderborrning i cm.

** Effekt är motoreffekt på utgående axel (exkl generator).

SULZER

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
AS25 4-takt			
-6L	1200	1000 rpm,	Bränsle:
-8L	1600	50 Hz	Tjockolja
-10L	2000		
-12V	1400		
-16V	3200		
ZA40S 4-takt			
-6L	3960	500 rpm,	Bränsle:
-8L	5280	50 Hz	Tjockolja
-9L	5940		
-12V	7920		
-14V	9240		
-16V	10560		
-18V	11880		
RTA58 2-takt			
-7L	11060	125 rpm,	Bränsle:
-8L	12640	50 Hz	Tjockolja
-9L	14220		

SULZER (forts)

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
RTA68 2-takt			
-7L	15190	107 rpm,	Bränsle:
-8L	17360	50 Hz	Tjockolja
RTA76 2-takt			
-7L	18970	100 rpm,	Bränsle:
-8L	21680	50 Hz	Tjockolja
-9L	24390		
-10L	27100		
-12L	32520		
RTA84 2-takt			
-7L	23170	94 rpm,	Bränsle:
-8L	26480	50 Hz	Tjockolja
-9L	29780		
-10L	33100		
-12L	39720		
RNF68M 2-takt			
-6L	8400	150 rpm,	Bränsle:
-7L	9800	50 Hz	Tjockolja
-8L	11200		
-9L	12600		
-10L	14000		

SULZER (forts)

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
RNF90M			
2-takt			
-6L	15000	125 rpm,	Bränsle:
-7L	17500	50 Hz	Tjockolja
-8L	20000		
-9L	22500		
-10L	25000		
-12L	30000		

* I typbeteckningarna anger siffrorna i huvudbeteckningen cylinderdiameter i cm, medan underbeteckningarna anger cylinderantal och "L" = radmotor, "V" = V-motor.

** Effekt är maximal motoreffekt på utgående axel (exkl generator). För fyrtaktsmotorer levereras utföranden som är optimerade för lägre effekter.

B & W/M.A.N/Götaverken

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
2-takt			
12K90MC-GJ-25	45860	100 rpm, 50 Hz	Utförande med högtrycksinsprutning av naturgas
12K80MC-GI-S	36310	100 rpm, 50 Hz	
12K70MC-GI-S	27350	115,4 rpm, 50 Hz	
12K60MC-GI-S	20020	136,4 rpm, 50 Hz	
12K50MC-GI-S	14010	166,7 rpm, 50 Hz	
9K50MC-GI-S	10500	166,7 rpm, 50 Hz	
4-takt			
18V28/32-GI	3790	750 rpm, 50 Hz	Utförande med högtrycksinsprutning av naturgas
12V28/32-GI	2520	"	
9L28/32-GI	1885	"	
6L28/32-GI	1255	"	
4-takt			
18V20/27-DG	1370	1000 rpm, 50 Hz	Utförande med lågtrycks gassystem
16V20/27-DG	910	"	
9L20/28-DG	685	"	
6L20/28-DG	455		

* Av leverantörens olika motortyper har endast sådana som är utförda för både naturgas och olja medtagits. Första siffrorna i beteckningen anger cylinderantal, "K" resp "L" anger radmotor, "V" = V-motor.

** Angiven effekt är nominell uteffekt på generatorn med naturgas.

HEDEMORA

Typ *	Effekt ** kW	Varvtal, gen frekvens	Anmärkning
VA 185x210 (4-takt)			
-6	520	1500 rpm,	Bränsle:
-8	690	50 Hz	Lättolja eller naturgas med lågtrycks gas-system
-12	1040		
-16	1380		
-18	1550		
VB 210x190 (4-takt)			
-6	600	1500 rpm,	Bränsle:
-8	800	50 Hz	som ovan
-12	1200		
-16	1600		
-18	1800		

* Typbeteckningar anger cylinderdiamater x slaglängd och cylinderantal.

** Effekt på utgående axel från motor med eldad naturgas.

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