

Kraftvärmeproduktion med naturgas

Naturgas

Utveckling & Miljö

FUD 88

FORSKNING • UTVECKLING • DEMONSTRATION

Vattenfall



svedegas ab

Kraftvärmeproduktion med naturgas

Naturgas

Från UG	Löpnummer U (G) 1988/10	Datum 1987-12-21	Kl-nr
Författare Björn Svensson BEG4		Huvudområde/Programområde/Projektområde Gasprojekt G2	
Rapporter kan lånas från - Vattenfalls Bibliotek 162 87 VÄLLINGBY - Swedegas, 08/54 19 85 (även rekv. av rapport)		Rapporter kan rekvireras från - Statens Vattenfallsverk Älvkarlebylaboratoriet Dokumentationscentralen 810 71 ÄLVKARLEBY tel 026/881 00	Projektnummer 98453-03 003
Vidit/Underskrift 		Godkänd 	
Sökord Naturgas Kraftvärme Gasmotor			Antal textblad 133
☒ Only summary in English ☐ Whole report in English ☐ It exists a brochure in Swedish/English ☐ Other			

Rubrik

KRAFTVÄRMEPRODUKTION MED NATURGAS

Sammanfattning

Föreliggande rapport ger en sammanfattande beskrivning av teknikområdet kraftvärmeproduktion med naturgas. Framställningen är uppdelad i fyra huvudområden:

- Teknik
- Tillämpningar och marknad
- Ekonomi
- Typanläggningar

En översiktlig beskrivning görs av tekniken. Syftet är att behandla flertalet väsentliga aspekter, så att rapporten i ett inledande skede kan användas som underlagsmaterial och faktasamling. Följande behandlas: bakomliggande samband, systemkopplingar, komponent- och anläggningsutformning, prestandauppgifter, miljöfaktorer (i huvudsak emissioner) och tillgänglig utrustning från ett antal olika leverantörer. Beskrivningen täcker följande typer av system:

- Mottrycksångturbinanläggning
- Gasturbin med värmeåtervinning
- Kombicykel
- Gasmotor med värmeåtervinning

Tonvikten har lagts vid de tre sista typerna.

Möjliga tillämpningar för naturgasbaserad kraftvärmeproduktion i Sverige redovisas för fjärrvärme, lokal värmeproduktion och industri.

Ekonomiska underlagsdata, investeringskostnad, drift- och underhållskostnad, prestanda och alternativkostnader redovisas. Utifrån dessa data, och en ansatt naturgasprisinivå, görs en bedömning av elproduktionskostnad exklusive skatt för olika typer av anläggningar i storlek 1-200 MW, främst med tanke på fjärrvärmeinstallationer.

Ett antal typanläggningar i Nederländerna och USA presenteras.

Rapporten har tagits fram av Vattenfall UG. Arbetet har skett i samarbete med Swedegas.

SUMMARY IN ENGLISH

COGENERATION WITH NATURAL GAS

The subject of this report is the technology of combined production of heat and power (cogeneration) with natural gas. The presentation is divided into 4 main sections:

- Technology.
- Applications and market.
- Economy.
- Typical plants.

A general description is made of the technology, with the purpose to briefly cover all main aspects. Thus in a preliminary stage the report may be used as background material and to provide basic facts. The following subjects are discussed: basic conditions, system lay-outs, component and plant design, environmental aspects (mainly emissions) and equipment offered by a number of manufacturers.

The description covers the following systems:

- Back pressure steamturbine plant.
- Gasturbine with heat recovery boiler.
- Combined cycle.
- Gasengine with heat recovery boiler.

Interest is focused on the three last system types.

Possible applications for natural gas fired cogeneration in Sweden, in industry and for local and district heating, are discussed.

Economic background data such as investment cost, operation and maintenance cost and performance figures are presented. Using these data, and an assumption for the price of natural gas and the value of produced heat, a calculation of the electricity production cost (excluding tax) is made. Different types and sizes of plants in the range 1-200 MW are studied.

This report is produced by The Swedish State Power Board, UG, in cooperation with Swedegas.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. INLEDNING
 - 1.1 Syfte och uppläggning
 - 1.2 Former för arbetet
2. SYSTEM FÖR NATURGASBASERAD KRAFTVÄRMEPRODUKTION
 - 2.1 Grundläggande system
 - 2.1.1 Mottrycksångturbinanläggning
 - 2.1.2 Gasturbin
 - 2.1.3 Kombicykel
 - 2.1.4 Gasmotor
 - 2.2 Systemkopplingar
 - 2.2.1 Mottrycksångturbinanläggning
 - 2.2.2 Gasturbin
 - 2.2.3 Kombicykel
 - 2.2.4 Gasmotor
 - 2.3 Prestandasammanställning
 - 2.3.1 Verkningsgrader
 - 2.3.2 Utbyggnadstid
 - 2.3.3 Tid för uppstart av anläggning
 - 2.3.4 Bemanning
 - 2.4 Komponenter
 - 2.5 Installationer
 - 2.5.1 Utformning av byggnader
 - 2.5.1.1 Ångturbinanläggning
 - 2.5.1.2 Gasturbin och kombicykel
 - 2.5.1.3 Gasmotorer
 - 2.5.2 Utrymmesbehov
 - 2.6 Bränsleceller
 - 2.6.1 Allmän teknikbeskrivning
 - 2.6.2 Bränslealternativ
 - 2.6.3 Verkningsgrad, elutbyte
 - 2.6.4 Utvecklings- och marknadsläge
 - 2.7 Utvecklingstendenser, konventionella system
3. KOMPONENTER OCH EXEMPEL PÅ TILLGÄNGLIG UTRUSTNING
 - 3.1 Komponentutformning
 - 3.1.1 Mottrycksångturbinanläggning
 - 3.1.2 Gasturbin
 - 3.1.3 Kombicykel
 - 3.1.4 Gasmotor
 - 3.2 Exempel på tillgänglig utrustning
 - 3.2.1 Gasturbiner
 - 3.2.2 Gasmotorer
 - 3.2.3 Gasmotormoduler

4. MILJÖASPEKTER
 - 4.1 Avgasemissioner, allmänt
 - 4.2 Svenska myndighetskrav beträffande avgasemissioner
 - 4.3 Internationella exempel på emissionskrav
 - 4.4 Tillgänglig teknik för emissionsbegränsning
 - 4.4.1 Gasturbiner
 - 4.4.2 Gasmotorer
5. APPLIKATIONER INOM INDUSTRI- OCH UPPVÄRMNINGS-MARKNAD
 - 5.1 Fjärrvärme
 - 5.1.1 Tekniska förutsättningar
 - 5.1.2 Naturgasbaserad kraftvärme i svenska fjärrvärmenät
 - 5.2 Lokal värmeproduktion
 - 5.2.1 Tillämpningar
 - 5.2.2 Tekniska förutsättningar
 - 5.2.3 Potential för kraftvärmeproduktion i lokala värmecentraler
 - 5.3 Industriell kraftvärme
 - 5.3.1 Allmänt
 - 5.3.2 Tekniska förutsättningar, generellt
 - 5.3.3 Processer
 - 5.3.4 Branscher
 - 5.4 Dimensionerande data
 - 5.4.1 Värmemedium
 - 5.4.2 Elgenerering
 - 5.4.3 Bränsletillförsel
 - 5.5 Enhetsstorlekar
6. EKONOMISKA UNDERLAGSDATA
 - 6.1 Investeringskostnader
 - 6.2 Drift och underhållskostnader
 - 6.3 Nyckeltal för prestanda
 - 6.4 Alternativkostnad för värme
7. EKONOMISK UTVÄRDERING
 - 7.1 Modell för jämförelse
 - 7.2 Studerade system
 - 7.3 Kalkylförutsättningar
 - 7.4 Sammanställning
 - 7.5 Industrifall

8. TYPANLÄGGNINGAR

- 8.1 Fjärrvärme
Almere kraftvärmeverk, Nederländerna
- 8.2 Lokalt värmenät
SRI, Menlo park, Californien
- 8.3 Fastigheter
 - 8.3.1 Stadshuset, Groningen, Nederländerna
 - 8.3.2 Kaiser Permanente sjukhus, San Diego, Californien
 - 8.3.3 San Diego Tribune. San Diego, Californien
 - 8.3.4 Småskalig kraftvärme, s k Microgeneration
- 8.4 Industri
 - 8.4.1 Heineken, Zoeterwonde Nederländerna
 - 8.4.2 Pappersbruk Crown van Gelder, Velsen, Nederländerna

1. INLEDNING

1.1 Syfte och uppläggning

Syftet med denna rapport är att på ett öskådligt sätt presentera dagens kommersiellt tillgängliga teknik för naturgasbaserad kraft- värmeproduktion. Rapportens målgrupp är Vattenfall/Swedegas internt samt de framtida naturgaskunderna, dvs primärt kommuner och industri.

Med avsikt att ge en relativt heltäckande, men inte i detalj fördjupad, bild av ämnesområdet har rapporten disponerats så att tonvikten läggs vid fyra "huvudavsnitt":

- o teknik- och miljöfrågor, kapitel 2-4
- o applikationer och marknad, kapitel 5
- o ekonomi, kapitel 6-7
- o typanläggningar, kapitel 8

Genom denna framställning presenteras olika teknikalternativ, redovisas möjliga svenska tillämpningar, presenteras underlag för ekonomiska bedömningar och visas olika typanläggningar som kan studeras utomlands.

1.2 Former för arbetet

Rapporten som beställts av Tord Lindbo, Vattenfall UG (utveckling, naturgas), har dragits fram tillsammans med Swedegas AB, och ingår i Vattenfalls och Swedegas FUD-program 1987.

Handläggare på Vattenfall har varit Björn Svensson BEG4, och på Swedegas Thomas Carlqvist. Swedegas har utarbetat avsnitten om anläggningar i Nederländerna, och i övrigt bidragit med underlagsmaterial av teknisk art och beträffande marknadsförutsättningarna i Sverige. Vattenfall och Swedegas har fortlöpande gemensamt granskat och kommenterat utarbetat material.

2. SYSTEM FÖR NATURGASBASERAD KRAFTVÄRMEPRODUKTION

2.1 Grundläggande system

Detta avsnitt utgör en genomgång av grundläggande förutsättningar för de kraftvärmesystem som är tänkbara för naturgasanvändning, med hänsyn till utvecklingsnivån för dagens kommersiellt tillgängliga teknik.

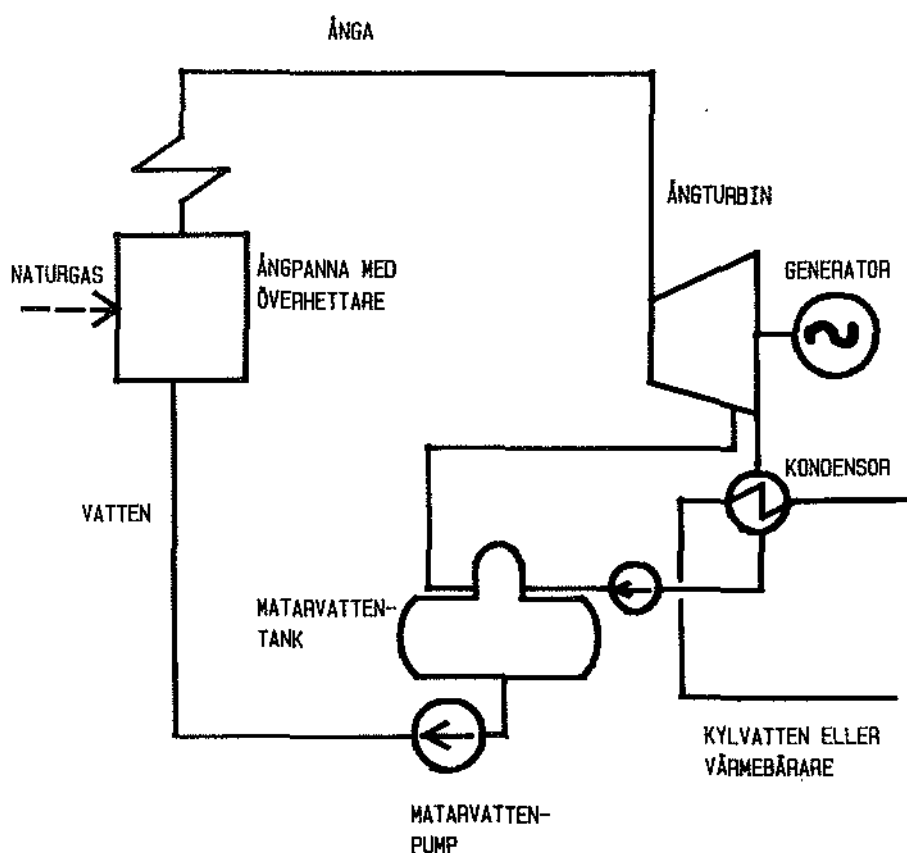
Följande system är aktuella:

- o mottrycksångturbinanläggning
- o gasturbin
- o kombicykel
- o kolvmotor.

I detta avsnitt behandlas dessa fyra typer av system kort med avseende på bakomliggande teoretiska sammanhang och uppbyggnad i stort. De följande avsnitten under kapitel 2 behandlar i högre grad den praktiska anläggningsutformningen, t ex vad gäller systemkopplingar, uppbyggnad av ingående komponenter, prestanda och installationsteknik. Tyngdpunkten i dessa avsnitt, och i den fortsatta framställningen, läggs på de systemtyper som kan sägas vara speciellt intressanta, och i viss mån specifika, för naturgas som bränsle. Detta innebär att relativt litet utrymme ägnas "konventionella" ångturbinanläggningar för mottrycksproduktion, eftersom naturgas inte kan ses som det primära bränslealternativet för detta system (även om naturgaseldning givetvis är möjlig och sannolikt också konkurrenskraftig även i denna typ av kraftvärmeanläggningar).

2.1.1 Mottrycksångturbinanläggning

I den konventionella ångturbinanläggningen tillämpas väl känd teknik som utvecklats och förfinats sedan slutet av förra århundradet.



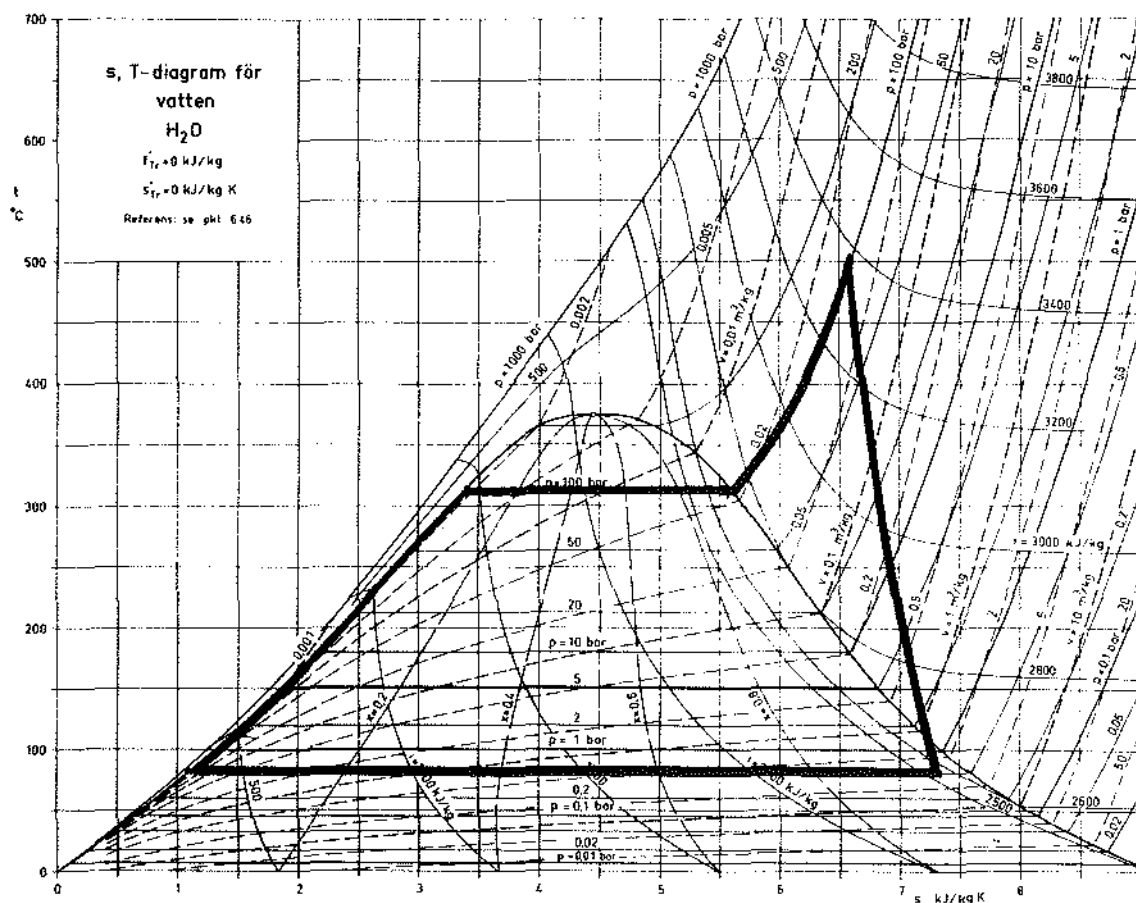
Figur 2:1 Principschema för ångturbinanläggning

Ovanstående figur anger schematiserat kretsloppet i en ångturbinanläggning. Denna princip, den s.k. Rankine-processen, tillämpas i alla ångturbinbaserade system, oavsett om anläggningen är ett kraftverk för ren elproduktion, eller som här en mottrycksanläggning med kombinerad el- och värmeproduktion.

I enklaste utformning kan processen beskrivas via funktionen hos följande fyra huvuddelar:

- o I ångpannan förbränns bränslet, dvs i detta fall naturgas, och ånga med högt tryck och överhettning produceras.
- o I ångturbinen expanderar ångan till lågt tryck och mekanisk energi för drivning av generatoren utvinns.
- o I kondensorn överförs energi från ångan till ett värme-medium, tex hetvatten, och ångan kondenseras. (I industriella kraftvärmetillämpningar används normalt lågtrycksånga efter turbinen direkt i processen. Kondensatet från processen återförs till ångpannan. Den ångvärmda processanläggningen "ersätter" m a o kondensorn i dessa tillämpningar.)

- o Matarvattenpumpen åstadkommer den erforderliga tryckstegringen av matarvattenflödet (kondensatet) och återför detta till ångpannan.



Figur 2:2 Ångturbinprocess i temperatur/entropidiagram

Verkliga anläggningar arbetar i stort sett aldrig helt efter den förenklade princip som redovisas ovan. Vanligtvis tillämpas följande metoder för höjning av verkningsgraden:

- o Matarvattenförvärmning (eventuellt i flera steg) med avtappningsånga från turbinen.
- o Uppdelning av turbinexpansionen i två steg med mellanliggande överhettning av ångan (framför allt i stora anläggningar).

Verkningsgraden i en anläggning av detta slag kan totalt sett uppgå till 85 å 90%, se vidare avsnitt 2.3. Andelen elenergi som kan produceras i ångturbinen varierar med hänsyn till anläggningens storlek, och hur stor investering som kan anses motiverad m h t en total ekonomisk bedömning. Elverkningsgraden bestäms till största

delen av hur avancerade ångdata avseende tryck och temperatur som valts för panna och turbin, samt även av komponentverkningsgrad för ingående utrustning, dvs i första hand turbin och generator.

I en stor anläggning, med eleffekt i storleksordning 100-200 MW el, tillämpas med fördel avancerade ångdata, i stort sett jämförbara med data för ett stort bränsleeldat kraftverk. Exempel på dylika data: 180 bar, 540°C.

För mindre anläggningar väljs vanligen lägre värden för tryck och temperatur. Tex rekommenderar Värmeverksföreningen i en studie för anläggningar mindre än 25 MW el:

60-110 bar, 500-520°C

I en Värmeforsk-rapport anges följande som optimala data:

10 MW el; 85 bar, 500°C

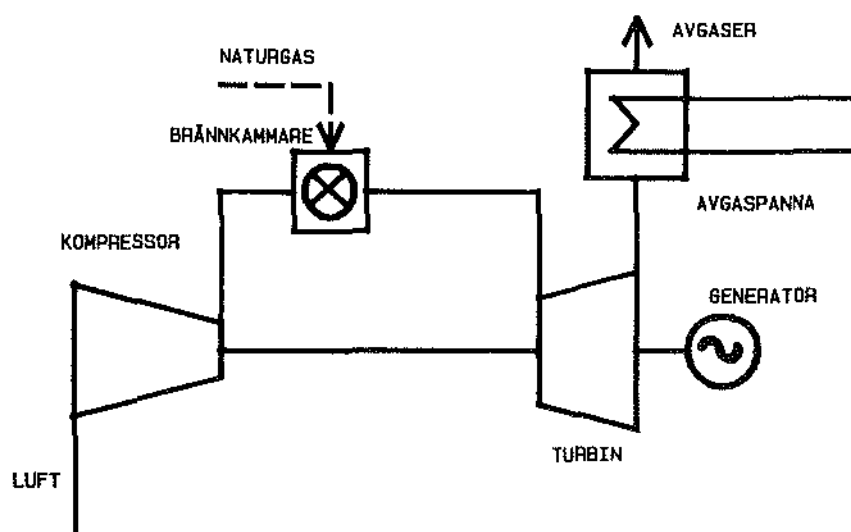
25 MW el; 105 bar, 520°C

2.1.2 Gasturbin

Principen för en gasturbin torde vara väl bekant, och kan kort beskrivas på följande sätt:

- o Den konventionella gasturbinen arbetar i en öppen process, dvs förbränningsluften tas från omgivningen, vid atmosfärstryck, och avgaserna släpps ut i omgivande atmosfär.
- o Förbränningsluften komprimeras i en kompressor till valt maxtryck för systemet. Kompressorn drivs av en turbin, se nedan.
- o Efter kompressorn leds luften till brännkammare där naturgasen tillförs och förbränns. Förhållandet luft/bränsle är relativt stort i en gasturbin och styrs av hur hög den maximala temperaturen får vara i avgasflödet efter brännkammarna. (Brännkammarna är inte kylda, dvs all bränsleenergi omvandlas till värme i de heta avgaserna, och ett stort luftöverskott, säg luftfaktor 3-4, erfordras för att avgas-temperaturen skall hållas inom rätt intervall.)
- o De heta avgaserna expanderar i en turbin ned till atmosfärstryck. Under expansionen utvinns mekanisk energi som dels åtgår för drivning av kompressorn, dels driver generatoren. (I praktiken kan turbinen vara uppdelad i flera separata steg, t ex en turbin för drivning av kompressorn och en för drivning av generatoren.)

- o Efter turbinen släpps avgaserna ut i omgivande atmosfär. Avgasen håller dock fortfarande relativt hög temperatur, säg 400-600°C, och detta utnyttjas i kraftvärmetillämpningar, vanligtvis genom att energin tillvaratas för ång- eller hetvattenproduktion i en avgaspanna som installeras efter gasturbinen.



Figur 2:3 Principschema för gasturbin med avgaspanna

En gasturbin enligt ovanstående beskrivning arbetar efter en termodynamisk cirkelprocess som brukar benämnas Brayton- eller Jouleprocessen.

En gasturbins mekaniska verkningsgrad bestäms av komponentverkningsgraden för turbin och kompressor och av hur avancerade dimensionerande data som valts vad gäller tryckförhållande och maximal temperatur i inloppet till turbinen. I den enkla idealiserade gasturbincykeln samverkar dessa dimensionerande data vad gäller påverkan på den mekaniska verkningsgraden så att det för en given högsta turbininloppstemperatur finns ett optimalt tryckförhållande. Är gasturbinen i övrigt korrekt dimensionerad ger en ytterligare ökning av tryckförhållandet ingen ökad mekanisk verkningsgrad om inte även turbininloppstemperaturen höjs. För ett givet tryckförhållande kan däremot en förbättring uppnås genom ytterligare höjning av turbininloppstemperaturen.

I praktiken är det många andra kriterier som styr dimensioneringen utöver denna "optimala punkt" eller snarare "optimala kurva" för relationen tryckförhållande/max temperatur. Bland dessa kan nämnas:

- o Ökad turbininloppstemperatur ger högre specifikt arbete per massflödesenhet genom turbinen. Detta utnyttjas framför allt i flygmotortillämpningar av viktbesparingsskäl, men får även en påverkan på marknadsutbudet av gasturbiner för stationärt bruk, i och med att många enheter i grunden baseras på flygmotorkonstruktioner och utnyttjar i stort sett samma avancerade data.
- o Vissa gasturbiner har inte så högt tryckförhållande som skulle vara motiverat m h t maximal turbininloppstemperatur. Orsaken kan t ex vara att höga tryckförhållanden ställer mycket stora krav på komponentverkningsgraden i kompressor- och turbinsteg.
- o Utvecklingen går fortlöpande mot högre turbininloppstemperaturer. Detta kräver dock allt mer avancerade lösningar vad gäller materialval och utformning av kylningen, framför allt i första turbinstegets skovelblad.

För att erhålla en ökning av den mekaniska verkningsgraden, utöver vad som är möjligt med givna data och en enkel gasturbinprocess enligt figur 2:3, kan vissa ytterligare steg införas i cykeln. Framför allt kan följande nämnas:

- o Mellankylning

Innebär att kompressorn är utförd i flera steg, med mellanliggande kylning av förbränningsluften, vilket leder till mindre luftvolym och minskat kompressorarbete i nästföljande steg och totalt sett en viss förbättring av verkningsgraden.

- o Reheat

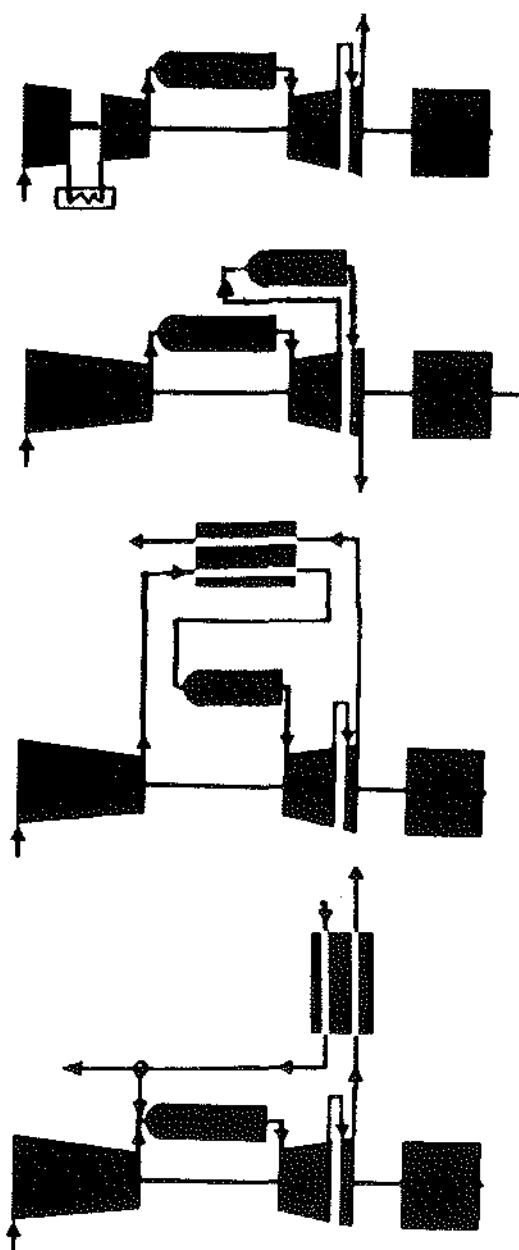
Innebär att turbinexpansionen sker i flera steg med mellanliggande återvärmning. Totalt sett sker energitillförseln vid en högre genomsnittlig temperaturnivå, vilket normalt bidrar till en höjning av verkningsgraden.

- o Rekuperator

Innebär att verkningsgraden förbättras genom att en värmeväxlare tar vara på en delmängd av energin i avgaserna och utnyttjar denna till förvärmning av luften före brännkammarna. En förutsättning för detta är givetvis att avgastemperaturen ligger på en väsentligt högre nivå än förbränningslufttemperaturen efter kompressorn. Detta temperaturspann minskar med ökande tryckförhållande. Dessutom kan naturligtvis konstateras att rekuperatorn utnyttjar en del av avgaseffekten och därigenom minskar värmeproduktionspotentialen i en kraftvärmetillämpning. Förhållandet el-effekt/värmeeffekt, "alfavärdet", förbättras dock och detta är i princip positivt för kraftvärmeanläggningar.

o Ånginsprutning

Genom att utnyttja avgasvärmets i en avgaspanna produceras ånga med lämplig trycknivå som sprutas in i gasturbinens brännkammazone omedelbart före turbinen. Detta ökar möjlig maximal eleffektproduktion utan att mängden bränsle som tillförs behöver förändras i motsvarande grad, dvs höjer elverkningsgraden. I en kraftvärmekoppling ger ett korrekt dimensionerat ånginsprutningssystem ökad flexibilitet i förhållandet elproduktion/värmeproduktion. Samma sak gäller i princip för ett system med rekuperator enligt ovanstående punkt. Dessa system behandlas utförligare i avsnitt 2.2.



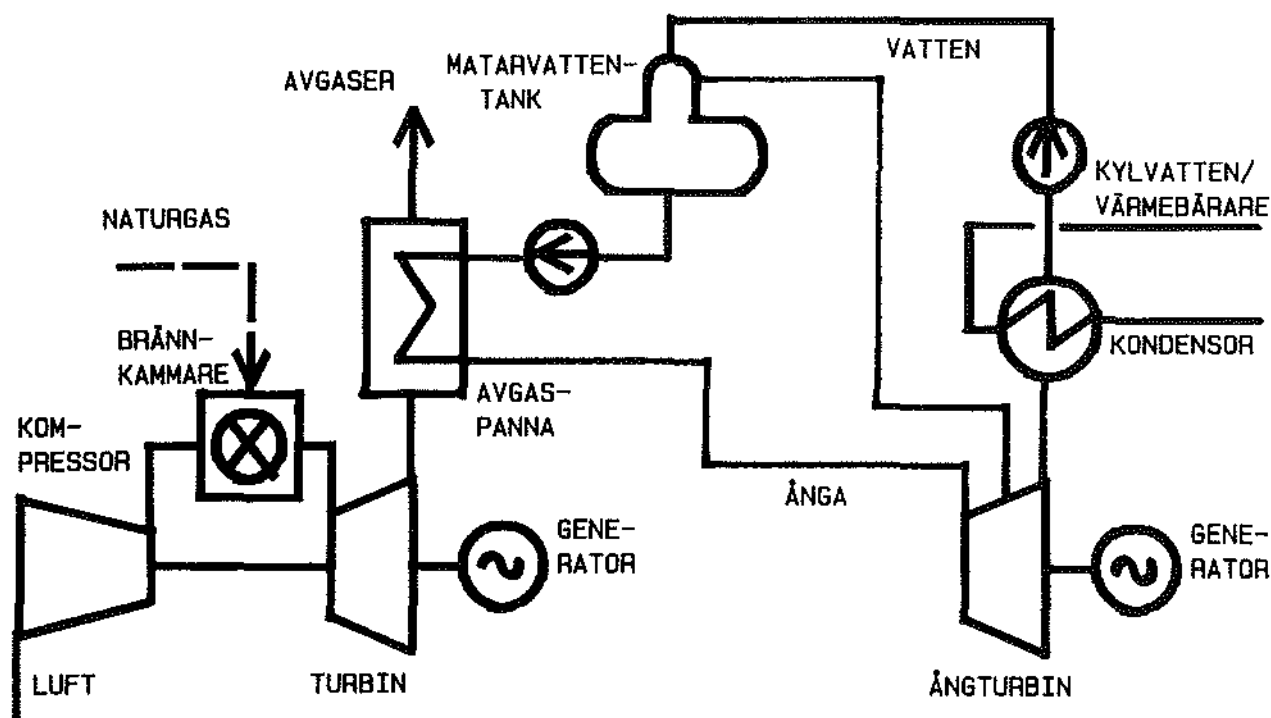
Figur 2:4 Mellankylning, reheat, rekuperator och ånginsprutning, principutformning

2.1.3 Kombicykel

I de närmast föregående 2 avsnitten har de huvudsakliga principerna för ångturbin- och gasturbinprocesserna presenterats. Siffror för elverkningsgraden i olika tillämpningar av dessa system redovisas under avsnitt 2.3. Det kan konstateras att dessa verkningsgrader även med tillämpning av dagens bästa teknik ligger under 40%, vilket egentligen inte är särskilt imponerande. Ingendera typen av anläggning är optimal när det gäller att omvandla bränsleenergin till elektricitet. (I kraftvärmetillämpningar erhålls dock hög totalverkningsgrad.)

I princip skulle man kunna säga följande:

Vid förbränning av naturgas (eller annat bränsle) erhålls en hög temperatur. I en gasturbinanläggning tillförs processen energi vid en hög temperaturnivå (över 1 000°C med dagens bästa teknik). "Restvärmets", som inte tas tillvara, släpps dock också ut med hög temperatur, cirka 400-600°C. En ångturbinanläggning har via ångpannan "tillgång" till hög temperatur. Av olika skäl är emellertid den högsta ångtemperaturen i systemet max cirka 540°C. I ett kraftverk kan sedan energin i ångan utnyttjas under sänkning av temperaturen ned till säg cirka 20-30°C. I en gasturbin utnyttjas med andra ord den frigjorda bränsleenergin på ett effektivt sätt endast vid höga temperaturer, medan en ångturbinanläggning arbetar i ett lägre temperaturintervall. Enligt termodynamiska grundsatser blir verkningsgraden för en arbetsprocess i princip högre om den kan arbeta inom ett större temperaturspann. En anläggning som kombinerar gasturbin och ångturbin får m a o en bättre totalverkningsgrad än t ex en ren ångturbinanläggning, till följd av att den arbetar både vid hög temperatur (gasturbin) och låg temperatur (ångturbin). Rent praktiskt omfattar en kombicykel alltid en ångturbinrets vars ånga produceras av en avgaspanna som utnyttjar de heta avgaserna från gasturbinen.



Figur 2:5 Schematisk uppbyggnad av kombicykel

Detta är ett principschema över den enklaste formen av kombi-cykel med gasturbin och ångturbin.

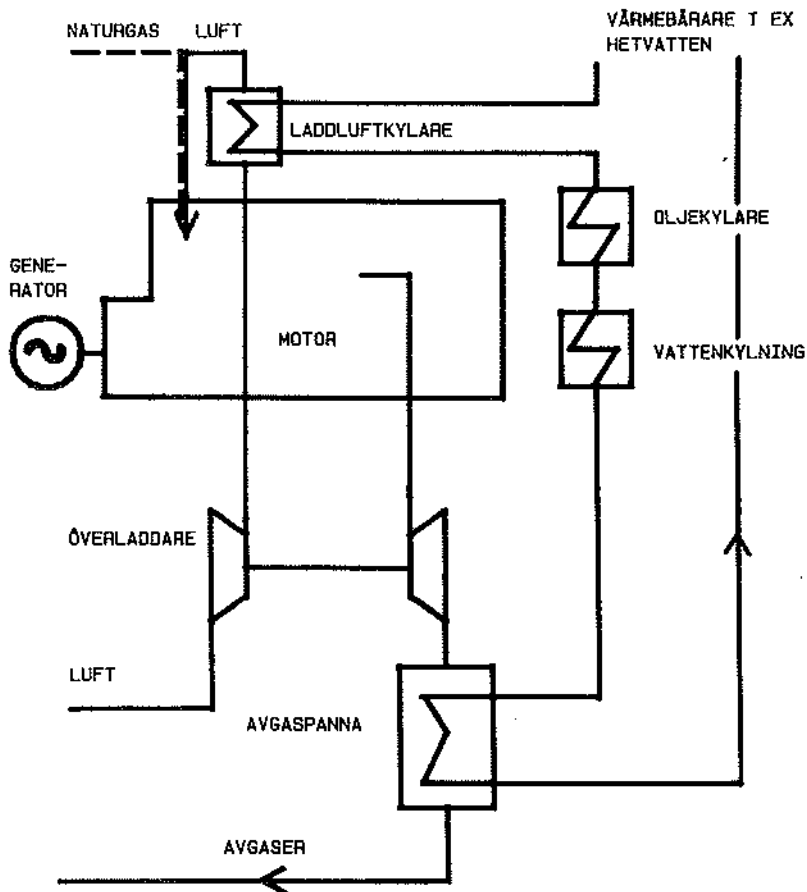
I kraftvärmeanläggningar produceras hetvatten för fjärrvärme i kondensorn efter ångturbinen eller utnyttjas avloppsånga för en industriell process. Det är även möjligt med tillämpningar där ångturbinen har en separat avtappning eller delar av ångflödet förbikopplas turbinen för att öka maximalt värmeuttag.

Avgaspannan producerar normalt max så mycket ånga som kan åstadkommas m h t restvärmes i avgaserna från gasturbinen. Det går även att bygga avgaspannan för "tillsatseldning". Avgaserna är nämligen så syrerika att de duger som förbränningsluft. Vid tillsatseldning kan ångproduktionen, och därmed andelen el från ångturbinen ökas. Totalverkningsgraden för elproduktion brukar dock minska vid tillsatseldning (se även figur 2:10).

Kombicykeltekniken dvs principen att kombinera en gasturbin och en ångturbinanläggning ger också vissa intressanta möjligheter att öka elproduktionen i en existerande kraftvärmeanläggning, genom att komplettera med en gasturbin vars avgaser på lämpligt sätt tillförs den befintliga ångpannan. Mer om detta nämns i kommande avsnitt.

2.1.4 Gasmotor

Stationära kolvmotorer för naturgasdrift är väl lämpade att ingå i ett kraftvärmesystem. Figur 2:6 redovisar principen för detta.



Figur 2:6 Schematisk utformning av kraftvärmeinstallation med gasmotor

Kopplingen i figuren åskådliggör en grundläggande förutsättning som gäller vid alla kraftvärmetillämpningar med förbränningsmotorer, nämligen att värme måste återvinnas ur kylvatten och oljekylare, förutom ur avgaserna, om hög totalverkningsgrad skall uppnås. Det visade exemplet avser en motor med avgasturbo, varvid en kylare för laddluften normalt tillkommer.

En kolvmotor konstrueras för att arbeta enligt en av de två grundläggande motorprocesserna, dvs:

- o Ottoprocessen
- o Dieselprocessen

Ottomotorn är den vanliga tändstiftsmotorn, där bränsle-luftblandningen antänds med en gnista i eller nära kolvens övre dödpunkt och en mycket snabb antändning och förbränning sker av hela gasblandningen. Det teoretiska kriteriet för en Ottomotorprocess är att förbränningsförloppet sker vid i stort sett konstant volym.

I en Ottomotor komprimeras bränslet tillsammans med förbränningsluften. Under kompressionen erhålls en kraftig temperaturhöjning i gasblandningen, och risken för självantändning, "knackning", utgör en begränsande faktor vid val av kompressionsförhållande. Motorn verkningsgrad ökar i och för sig med höjd kompression, och detta medför en fördel vid naturgasanvändning i tändstiftsmotorer jämfört med bensin, eftersom naturgasen är mindre knackningsbenägen.

En konventionell Dieselmotor utformad för drift med enbart olja fungerar enligt följande:

Förbränningsluft sugas in i cylindern och komprimeras.

Vid maximal kompression (som vanligtvis är väsentligt högre än i en Ottomotor) har förbränningsluftens temperatur höjts och ligger klart över bränslets självantändningstemperatur.

Oljan sprutas då in i cylindern med högt tryck genom ett speciellt munstycke (spridare). Oljan finfördelas och självantänder.

Oljeinsprutningen styrs normalt för att anpassa motorns funktion och förbränningsförloppet till den teoretiska dieselprocessen, vilket innebär att förbränningen sker under bibehållande av konstant tryck.

Dieselprocessen kan även tillämpas i motorer för gasformigt bränsle, och då med fördel naturgas. I detta fall tillförs gasen med förbränningsluften och komprimeras, på samma sätt som i Ottomotorn. Antändning sker genom att en liten del dieselbränsle sprutas in vid maxkompression. Gas-dieselmotorn måste följaktligen vara utrustad med samma dieselinsprutningssystem som en konventionell dieselmotor. Andelen diesel-bränsle för antändning är relativt låg, säg motsvarande 5 à 10% av totala bränsleenergitillförseln vid fullast. Denna princip brukar benämnas "dual-fuel" eller "pilot-injection". En fördel med det dubblerade bränslesystemet är att motorn, vid normala utförande, kan övergå automatiskt till 100% oljedrift. Om gastillförseln av någon anledning avbryts fungerar dieseloljan m a o som fullständig reserv.

2.2 Systemkopplingar

Syftet med detta avsnitt är att något mer detaljerad, och med inriktning på tillämpning i olika slag av verkliga kraftvärmeanläggningar, beskriva funktionen hos de system som redovisas i avsnitt 2.1.

2.2.1 Mottrycksångturbinanläggningar

En gaseldad kraftvärmeanläggning med ångpanna och mottrycksångturbין skiljer sig endast marginellt från motsvarande oljeeldade anläggning. (De miljömässiga och övriga fördelar ur verkningsgrads- och DoU-synpunkt som normalt uppstår vid övergång från olje- till gaseldning i stora pannor är dock värda att nämna även i detta sammanhang.)

De specifikt gastekniska delarna av installationen utgörs av:

- o Abonentcentral/mät- och reglerstation, för leverans av naturgas från distributionsnätet, eventuell tryckreducering, debiteringsmätning.
- o Intern rördragning inom anläggningen.
- o Gasbrännare, med gasarmatur för styrning och reglering av flöde.

2.2.2 Gasturbין

Storleksintervall

Gasturbiner förekommer inom ett effektintervall från ca 200 kW upp till över 100 MW. (De största enheterna på marknaden idag har max nominell effekt i storleksordningen 140 MW.)

Vid val av lämplig gasturbין är tillgänglighet i rätt effektstorlek en viktig faktor, jämsides med andra kanske ännu mer avgörande kriterier som t ex verkningsgrad, drift och underhållskostnader samt service- och reservdelsorganisation.

Vad gäller effektstorlekar kan dock konstateras att ett mycket stort utbud av turbiner från olika tillverkare finns i stort sett från 200 kW och uppåt. Speciellt inom effektklasserna från 10 MW till drygt 30 MW kan många olika typer och fabrikat erbjudas. I klassen över ca 40 MW är urvalet väsentligt mindre, och för ett max effektbehov på t ex ca 60-70 MW kan en kombination av två gasturbiner med halva effekten vardera bli det bästa alternativet. Gasturbiner i den största effektklassen, 100 MW och större, kan levereras av ett relativt stort antal tillverkare.

Ång- och hetvattenproduktion

Avgaserna efter gasturbinen kännetecknas av bl a följande:

- o Temperaturen är hög (inom intervallet 400–600°C vid nominell belastning ligger flertalet typer).
- o Syrehalten är hög, ca 15% (jämför 2.1.2).

Den höga avgastemperaturen gör att en avgaspanna för hetvattenproduktion kan dimensioneras för en relativt hög genomsnittlig temperaturdifferens, dvs på ett ekonomiskt förmånligt vis. Dessutom kan avgasångpannor med relativt avancerade data anslutas efter gasturbiner. Exempelvis kan en ångtemperatur i storleksordningen 450°C åstadkommas med vissa typer av gasturbin och lämplig avgaspanna.

Förhållandet mellan elproduktion och värmeproduktion i en gasturbinanläggning med avgaspanna (det s k alfavärdet) ligger överlagsmässigt i genomsnitt på ca 0,5, dvs dubbelt så stor effekt kan tas ut ur avgaspannan som i elgeneratoren (se vidare 2.3).

Om det är önskvärt att tillfälligt eller kontinuerligt producera mer värme än vad som går att utvinna genom kylning av turbinens avgaser kan avgaspannan utrustas med gasbrännare för tillsatseldning. Genom att avgaserna har hög syrehalt kan de användas som förbränningsluft, dvs avgaspannans tillsatsbrännare placeras direkt i avgasflödet och endast naturgas behöver tillföras, ingen extra förbränningsluft erfordras. Förutom att öka avgaspannans kapacitet kan temperaturnivån höjas genom tillsatseldning, t ex om mer avancerade ångdata önskas.

Lastvariationer

Nominell maxeffekt för en gasturbin anges i flertalet fall vid normalt atmosfärstryck och omgivningstemperatur 15°C. Vid högre omgivningstemperatur sjunker såväl maxeffekt som verkningsgrad, pga att kompressorns kapacitet minskar och erforderligt specifikt kompressorarbete ökar.

Vid lägre omgivningstemperatur stiger på motsvarande vis gasturbinens maxeffekt över det nominella värdet och ger även högre verkningsgrad (under vissa driftsbetingelser, i första hand vid hög luftfuktighet, finns risk för isbildning i kompressorinloppet vid låg omgivningstemperatur. Om åtgärder inte vidtas kan denna isbildning leda till skador i kompressorn. System för undvikande av isbildning leder normalt till att insugningsluftens temperatur höjs något. När dylika system är inkopplade motverkas följaktligen den positiva inverkan som låg omgivningstemperatur ger på maxeffekt och verkningsgrad).

Dellastegenskaperna är vanligtvis inte särskilt goda för en gasturbin. Eftersom turbinen löper med konstant varvtal suger kompressorn normalt samma mängd luft både vid maxlast och låglast. Vid lägre belastningar tillförs mindre bränsleflöde och avgastempera-

turen omedelbart före turbinen sjunker, vilket försämrar verkningsgraden. Effekten av detta förlopp kan motverkas genom t ex:

- o Variabel inloppsgeometri med ställbara ledskenor i 1:a kompressorsteget för styrning av flödet.
- o Separata axlar. Om kompressorn på något vis kan rotera med variabelt varvtal, frikopplat från generatordriften ökar flexibiliteten vid dellast.

Avancerade kopplingar

Här beskrivs kortfattat ett antal modifieringar av den enkla gasturbinprocessen som syftar till:

- o höjning av elverkningsgraden
- o ökad flexibilitet i förhållandet el/värmeproduktion.

Den s k **Cheng-cykeln**, benämnd efter sin upphovsman, har utvecklats av det amerikanska företaget International Power Technology. Principen bakom det patenterade systemet är i korthet följande:

Anläggningen består av en modifierad gasturbin och en ansluten avgaspanna för produktion av processånga, dvs ett kraftvärme-system. Avgaspannan är kompletterad med en överhettarsektion och gasbrännare för tillsatseldning. Ett variabelt flöde överhettad ånga kan ledas till gasturbinen och injekteras i anslutning till brännkamrarna. I brännkamarzonen hettas ångan upp till erforderlig turbininloppstemperatur, och expanderar genom turbinen tillsammans med det normala avgasflödet.

Eftersom inget kompressionsarbete åtgår i gasturbinen för det extra massflöde som tillförs via ångan erhålls:

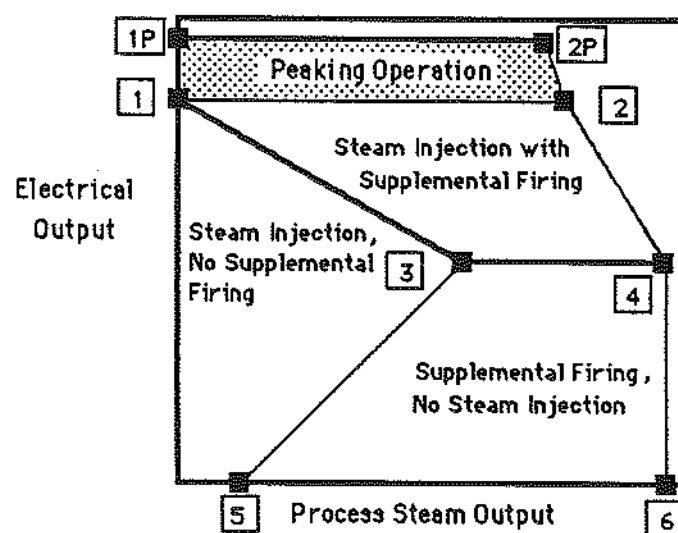
- o en väsentlig höjning av effektuttaget
- o en höjning av verkningsgraden, eftersom bränsleförbrukningen ökar relativt lite (extra bränsleenergi erfordras endast för ökning av ångans överhettning, ej för kompression eller förångning).

Systemet förutsätter givetvis att gasturbinen kan hantera det ökade massflödet genom turbinstegen som ånginsprutningen medför. Alla typer och fabrikat av gasturbiner klarar inte detta, men i många fall är en ökad belastning möjlig efter endast mindre modifieringar.

Genom att avgaspannan har tillsatseldningsmöjlighet blir anläggningen mycket anpassningsbar till rådande el- och värmebehov, t ex enligt följande:

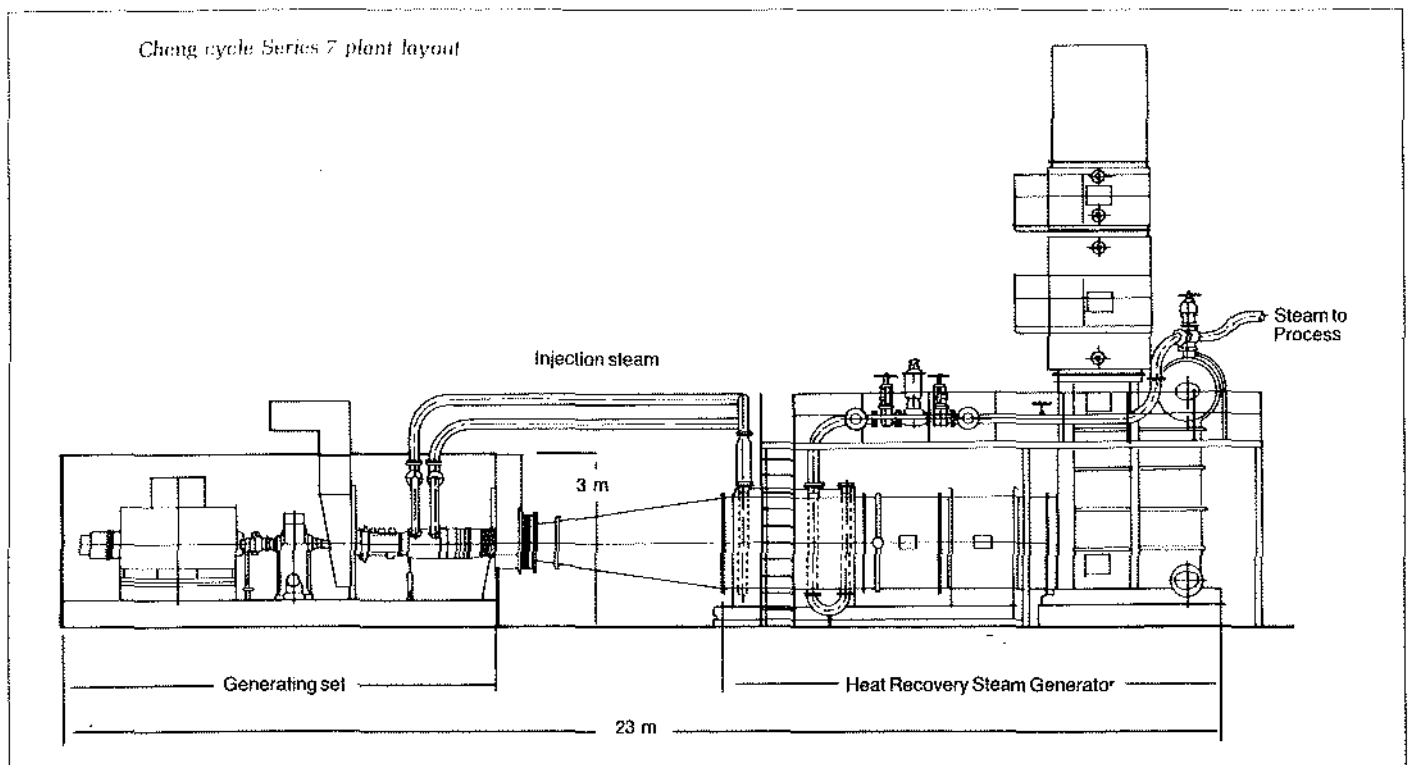
- o Litet elbehov, stort värmebehov;
ingen ånginsprutning i turbinen
tillsatseldning i avgaspannan.
- o Stort elbehov, litet värmebehov;
ånginsprutning i turbinen
ingen tillsatseldning.
- o Stort elbehov och värmebehov;
ånginsprutning i turbinen
tillsatseldning.

Dessa driftfall illustreras av följande figur.



Figur 2:7 Cheng-cykel, grafisk representation av driftfall

Cheng-cykeln finns idag utvecklad och kommersiellt tillgänglig i en effektstorlek, baserad på en Allison gasturbin.



Figur 2:8 Cheng-cykel, skiss av anläggning

Uppgivna data för denna visar att gasturbinen utan ånginsprutning ger max ca 3,6 MW el och en elverkningsgrad på ca 27%. Med maximal ånginsprutning ger gasturbinen ca 5,4 MW el och elverkningsgraden ca 37%.

Totalverkningsgraden, dvs med hänsyn till både el- och värmeproduktion, påverkas i och för sig negativt av ökad ånginsprutning. Den ovan angivna maxeffekten 5,4 MW el motsvarar t ex driftfallet 1 enligt figur 2:7, dvs ren elproduktion utan någon värmeåtervinning. Värdet av detta system kan framför allt sägas ligga i den ökade möjlighet som erbjuds till individuellt oberoende styrning av el- och värmeproduktionen.

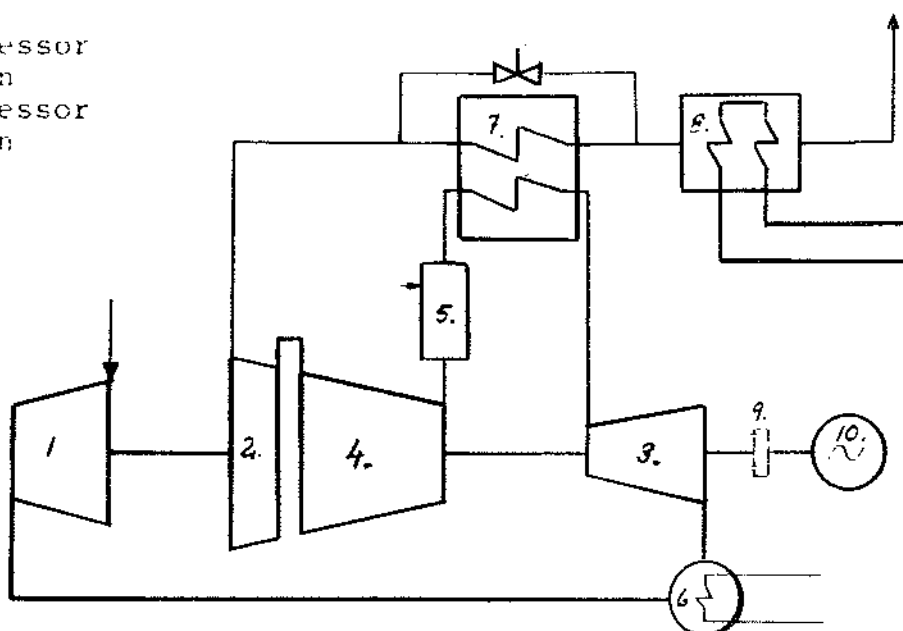
Ett system av likartad utformning, dvs baserat på produktion av överhettad ånga i en avgaspanna och insprutning i brännkammaren, har tagits fram av tillverkaren General Electric, under produktnamnet STIG (Steam Injected Gas Turbine). Enligt redovisade resultat från det första genomförda experimentet i full skala med tekniken erhöles följande värden:

- o Utan ånginsprutning:
max 29,0 MW, elverkningsgrad 36,0%.
- o Med ånginsprutning:
max 41,9 MW, elverkningsgrad 41,8%.

I princip gäller kommentarerna angående totalverkningsgrad och flexibilitet för Cheng-cykeln (se ovan) även STIG-systemet

ASEA-STAL har också utvecklat ett system, som dock ej provats i praktiken, vars syfte är att åstadkomma i princip samma sak som Cheng-cykeln och STIG. Beteckningen på denna anläggningstyp är GT 35 IR, där IR står för Intercooled Recuperated.

1. Lågtryckskompressor
2. Lågtrycksturbin
3. Högtryckskompressor
4. Högtrycksturbin
5. Brännkammare
6. Mellankylare
7. Rekuperator
8. Avgaspanna
9. Växel
10. Generator



Figur 2:9 Schematisk bild av GT 35 IR

Principen i denna anläggning är att via en rekuperator överföra energi från de heta avgaserna till förbränningsluften, jämför avsnitt 2.1.2. På samma sätt som i tex Cheng-cykeln fördelas energin mellan el- och värmeproduktionen, här genom att önskad mängd avgaser leds förbi rekuperatorn direkt till avgaspannan. Anläggningen innehåller också en mellankylare, vilket ökar verkningsgraden. Maximal elverkningsgrad beräknas uppgå till ca 38%.

Max eleffektuttag är ca 19 MW. Genom att turbinen innehåller en separat axel med lågtryckskompressor och lågtrycksturbin som kan rotera fritt i förhållande till övriga komponenter förbättras delastegenskaperna väsentligt. Från ca 8 MW eleffekt upp till maxlast ligger elverkningsgraden över 35%.

2.2.3 Kombicykel

En kombicykel är en anläggning där avgaserna från en gasturbin utnyttjas för ångproduktion i en avgaspanna och ett ytterligare elproduktionstillskott erhålls genom att denna ånga driver en konventionell ångturbin. I kraftvärmeanläggningar är ångturbinen av mot-

tryckstyp och avloppsången används i processen eller för hetvattenproduktion i en värmekondensor.

Utförandealternativ

Utformningen av en kombicykelanläggning kan väljas enligt olika principer, varav de grundläggande är:

- o enkel kombicykel
- o kombicykel med tillsatseldning.

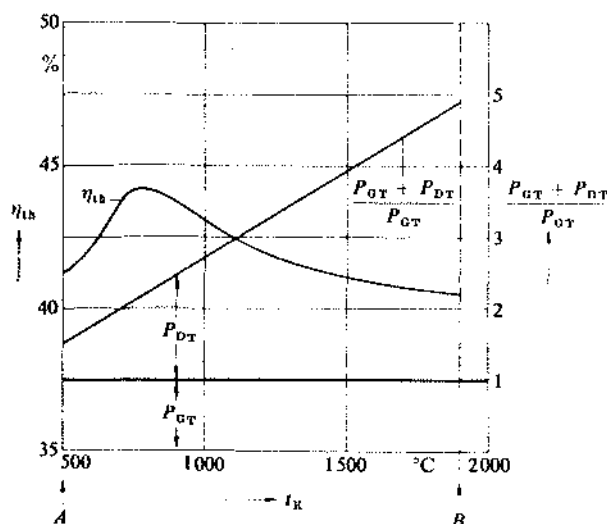
I en enkel kombicykel tillförs ingen energi för ånggenereringen i avgaspannan, utöver den som finns tillgänglig i de heta avgaserna från gasturbinen. Detta ger en viss begränsning i ångdata för ångturbincykeln (jämför 2.2.1) och även i effektuttaget ur avgaspannan.

I en enkel kombicykel med mottrycksturbin för kraftvärme erhålls normalt 20–25% av anläggningens eleffekt ur ångturbinen, och resterande dvs 75–80% ur gasturbinen. (I en enkel kombicykel för ren elproduktion dvs med kondensturbin genereras 30–40% av den totala eleffekten i ångturbinen.)

I en kombicykel med tillsatseldning är avgaspannan försedd med gasbrännare för ytterligare energitillförsel och därmed höjning av temperaturen på avgasflödet från gasturbinen. Som tidigare nämnts innehåller avgasen från gasturbinen ca 15% syre, vilket gör att tillsatsbrännaren kan fungera utan extra lufttillförsel. Brännartypen benämns ofta "duct burner". Tillsatseldningen ger:

- o ökad flexibilitet i förhållandet el/värmeproduktion
- o möjlighet till mer avancerade ångdata
- o (i vissa fall) förbättrad elverkningsgrad.

Påverkan på elverkningsgraden i en kombicykel vid tillsatseldning illustreras av figur 2:10.



- A = kombicykel utan tillsatseldning
 B = kombicykel med maximal tillsatseldning
 P_{GT} = eleffekt, gasturbin
 P_{DT} = eleffekt, ångturbin
 η_{th} = elverkningsgrad
 t_k = temperatur i avgasflöde efter tillsatsbrännare

Figur 2:10 Verkningsgrad för kombicykel vid varierande andel tillsatseldning (källa: BBC)

Vissa kommentarer kan göras beträffande denna figur. Kurvorna visar förhållandet för en kombicykel med kondensturbin, dvs inte en kraftvärmeinstallation. Detta har dock ingen principiell inverkan på resultatet. Kurvorna visar att man för en enkel kombicykel, fall A, får ett förhållande mellan total eleffekt och gasturbineffekt på ca 1,5, dvs ca 33% av effekten genereras i ångturbinen.

Om ångproduktionen ökar genom tillsatseldning uppnås ett max för elverkningsgraden vid förhållandet 2,2, dvs då ca 55% av eleffekten genereras i ångturbinen. Tillsatseldning är tekniskt möjlig, med hänsyn till avgasernas syrehalt, upp till förhållande 5, dvs 80% elgenerering i ångturbin, men leder till relativt sett sämre verkningsgrad. Det måste också noteras att de givna kurvorna gäller för en viss typ av gasturbin. Ju bättre verkningsgrad gasturbinen i sig själv har, desto mindre blir den positiva effekten på anläggningens totalverkningsgrad vid tillsatseldning.

I princip kan man säga att en anläggning där gasturbinen har hög termisk verkningsgrad och relativt hög avgastemperatur normalt ligger nära maximal totalverkningsgrad utan tillsatseldning, medan anläggningar med mindre avancerade gasturbindata påverkas i enlighet med figurens kurvor vid tillsatseldning.

Komplettering av befintlig anläggning

Kombicykelprincipen kan tillämpas även i äldre befintliga kraftvärmeanläggningar genom att en gasturbin installeras och avgaserna från denna utnyttjas på lämpligt sätt vid ångproduktion för matning av den befintliga ångturbinen. Genom att anläggningen kompletteras med en gasturbin ökar elproduktionsmöjligheten trots oförändrat värmeunderlag, dvs alfavärdet höjs. Vid övergång från olja eller fastbränsle till naturgas i en existerande anläggning är denna komplettering med gasturbin alltid intressant att studera.

Två fall kan särskiljas:

- o den befintliga ångpannan ersätts
- o den befintliga ångpannan bibehålls.

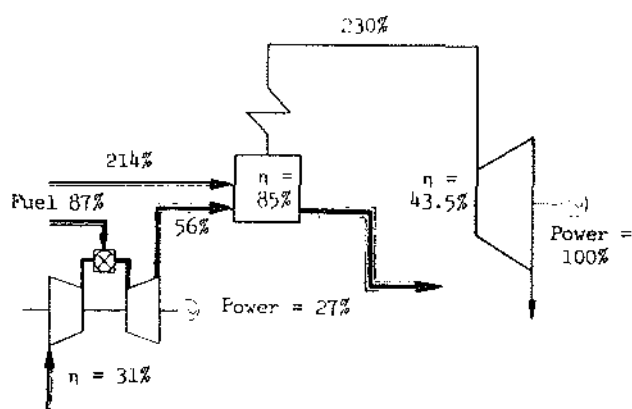
Om den befintliga ångpannan skall ersättas krävs en ny gasturbin och avgaspanna, och avgaspannans ångdata måste anpassas till den existerande ångturbinen. Tillsatseldning kan vara nödvändigt för att åstadkomma rätt temperatur, se ovan.

När den befintliga ångpannan bibehålls står i princip två möjligheter till buds för att utnyttja gasturbinens heta avgaser i ångproduktionen:

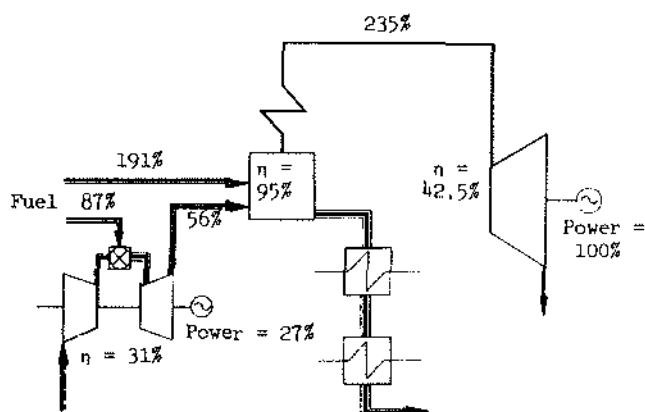
- o Avgaserna används som förvärmad förbränningsluft.
- o Avgasvärmnet tas tillvara genom att de heta gaserna förs in på lämpligt ställe i pannans eldstad eller konvektionsdelar.

Normalt tillämpas en kombination av dessa två alternativ. Några exempel på tänkbara kombinationer är:

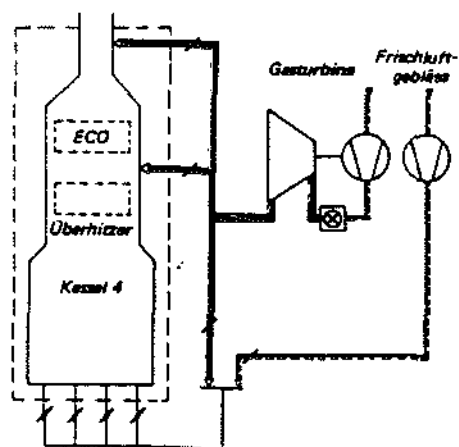
- o Hela avgasflödet tillförs ångpannan som förbränningsluft. Anläggningen i övrigt bibehålls oförändrad. (Relationen gasturbineffekt/ångturbineffekt i en sådan tillämpning blir ca 25% gasturbin, 75% ångturbin.)
- o Hela avgasflödet tillförs som förbränningsluft. Behov av luftförvärmare bortfaller. Restvärmnet i avgaserna efter pannan utnyttjas för matarvattenförvärmning i nya förvärmare. Behovet av avtappningsånga för förvärmning minskar.
- o Ett delflöde av avgaserna utnyttjas som förvärmad förbränningsluft. Resterande avgasmängd tillförs pannans konvektions- och ekonomiserdelar för utnyttjande av återstående värmeinnehåll. (I denna typ av tillämpning kan större andel av anläggningens totala eleffekt genereras i gasturbinen än då hela avgasflödet tillförs ångpannan som förbränningsluft.)
- o Avgaserna utnyttjas enbart för matarvattenförvärmning i nya förvärmare.



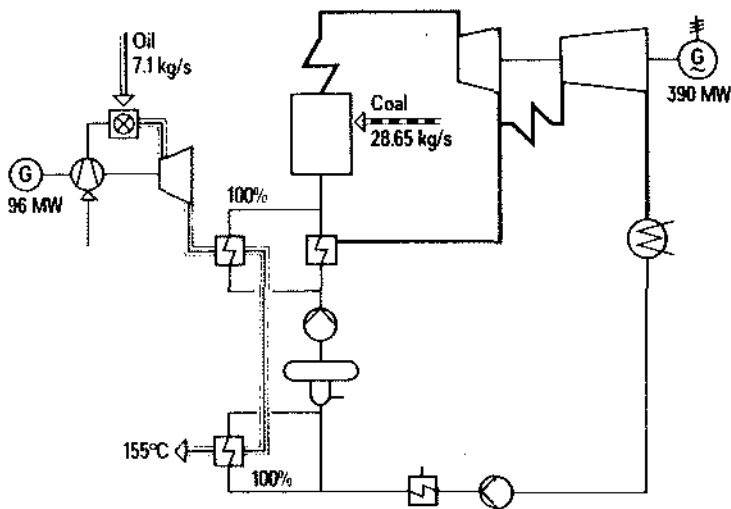
Princip för avgaser som förbränningsluft



Princip för avgaser som förbränningsluft samt nya matarvattenförfärmare och erforderlig modifiering av ångcykel.



Princip, avgaser som förbränningsluft och tillförsel till pannans konvektionsdel.



Princip, avgaser enbart för matarvattenförvärmning.

Figur 2:11 Exempel på olika kopplingar vid komplettering av befintlig anläggning med gasturbin

Utläggning av kombicykelsystem, effektstorlekar

En kombicykelanläggning av önskad storlek, antingen en helt ny installation eller en befintlig anläggning som kompletteras med en gasturbin, bygger i grunden på en given relation mellan gasturbin och ångturbineffekt. Ångturbiner och avgaspannor kan i princip tillhandahållas "skräddarsydda" från lämplig leverantör för varje aktuell applikation. Gasturbiner däremot kan pga de extremt höga utvecklingskostnaderna inte dimensioneras individuellt för olika tillämpningar.

För ett givet fall måste man alltså välja en gasturbin med lämplig effektstorlek och adekvata prestanda i övrigt ur någon tillverkares program väljas. Utbudet av gasturbiner i olika effektintervall är som tidigare nämnts relativt omfattande.

Kombicykelanläggningar har i flertalet fall endast en ångturbin pga att specifik kostnad sjunker och prestanda förbättras vid ökande storlek. Samma förhållande gäller inte automatiskt för gasturbiner. I anläggningar utan tillsatseldning eller med begränsad tillsatseldning, dvs där gasturbineffekten utgör den största delen av anläggningens totaleffekt, är det relativt vanligt att flera parallella gasturbinaggregat installeras. Sådana anläggningar kan bestå av 2-4 gasturbiner, var och en med separat avgaspanna och skorsten, för produktion av ånga till en gemensam ångturbin.

En positiv bieffekt av en sådan anläggningsutformning är förbättrade dellastegenskaper, eftersom t ex 2 av 3 gasturbiner kan drivas vid nominell effekt och högsta verkningsgrad även vid en neddragning av anläggningens totala effektgenerering.

2.2.4 Gasmotor

Ottomotorer

Gasmotorer som arbetar i enlighet med den s k Ottoprocessen, dvs tändstiftsmotorer, är vanligt förekommande vid små till medelstora effekter. Detta innebär i praktiken att tändstiftsgasmotorer finns inom intervallet ca 20 kW el till storleksordningen 2-3 MW el.

Vid mindre effekter är motorkonstruktionen ofta baserad på en fordonsmotor, t ex en personbilmotor eller lätt lastbilmotor. Denna ursprungsmotor är antingen bensindriven eller en dieselmotor som i gasmotorversionen för stationär drift konverterats till tändstiftsmotor. Givetvis finns många principiellt viktiga skillnader mellan fordonsdrift och stationär drift för elgenerering, bl a:

- o Kraven på tillförlitlighet och livslängd är väsentligt hårdare vid stationär drift.
- o Vikten spelar mindre roll vid stationär drift. En konverterad fordonsmotor kan m a o dimensioneras för förhållandevis låg belastning, jämfört med konstruktionens maximala prestanda, vilket ökar livslängden.
- o Fordonsdriften ställer krav på goda prestanda och regleregenskaper inom hela motorns arbetsområde, medan den stationära motorn kan optimeras för lämpligt synkront varvtal 1500, 1000 eller 750 rpm. Även detta har en positiv effekt vad gäller livslängd och tillförlitlighet.

Den största fördelen med motorer ursprungligen framtagna för fordonsdrift är att priset för dessa enheter som i grundutförandet massfabriceras kan hållas relativt lågt.

Gaständstiftsmotorer kan också i sin ursprungsform vara utvecklade som en industrimotor för stationärt bruk. Detta förekommer vid små effektstorlekar, men blir relativt sett vanligare för större enheter. I konsekvens med vad som sägs ovan kan följande generalisering göras:

En typisk "industrimotor", utvecklad för stationär drift är:

- o tyngre än en fordonsmotor
- o optimerad för drift vid ett givet varvtal
- o mindre servicekrävande än fordonsmotorn
- o normalt dyrare än en fordonsmotor.

Tändstiftsmotorer över en viss effekt, ca 200 kW, är normalt alltid av industrityp.

Dieselmotorer

Gasmotorer med funktion enligt dieselprincipen arbetar som nämnts under avsnitt 2.1 med en liten andel dieselbränsle som sprutas in för att åstadkomma tändningen. Dessa typer är i princip alltid baserade på en konventionell diesel av motsvarande utförande. Detta innebär att gasdieselmotorer kan delas in i motsvarande kategorier som dessa, nämligen högvarvs-, medelvars- och lågvarvsdieslar.

Kort kan följande sägas beträffande dessa typer:

- o Högvarvsdieslar är enheter i relativt sett mindre effektklasser, upp till ca 2 MW. Motorerna är av fyrtaktstyp och drivs vanligen med varvtal i intervallet 1000 - 2000 rpm, vilket för generatordrift normalt innebär 1500 rpm.
- o Medelvarvsdieslar är den beteckning som brukar användas för stora stationära fyrtaktsdieslar. Motorer av denna typ har vanligen ett varvtal inom intervallet 500 - 1000 rpm.

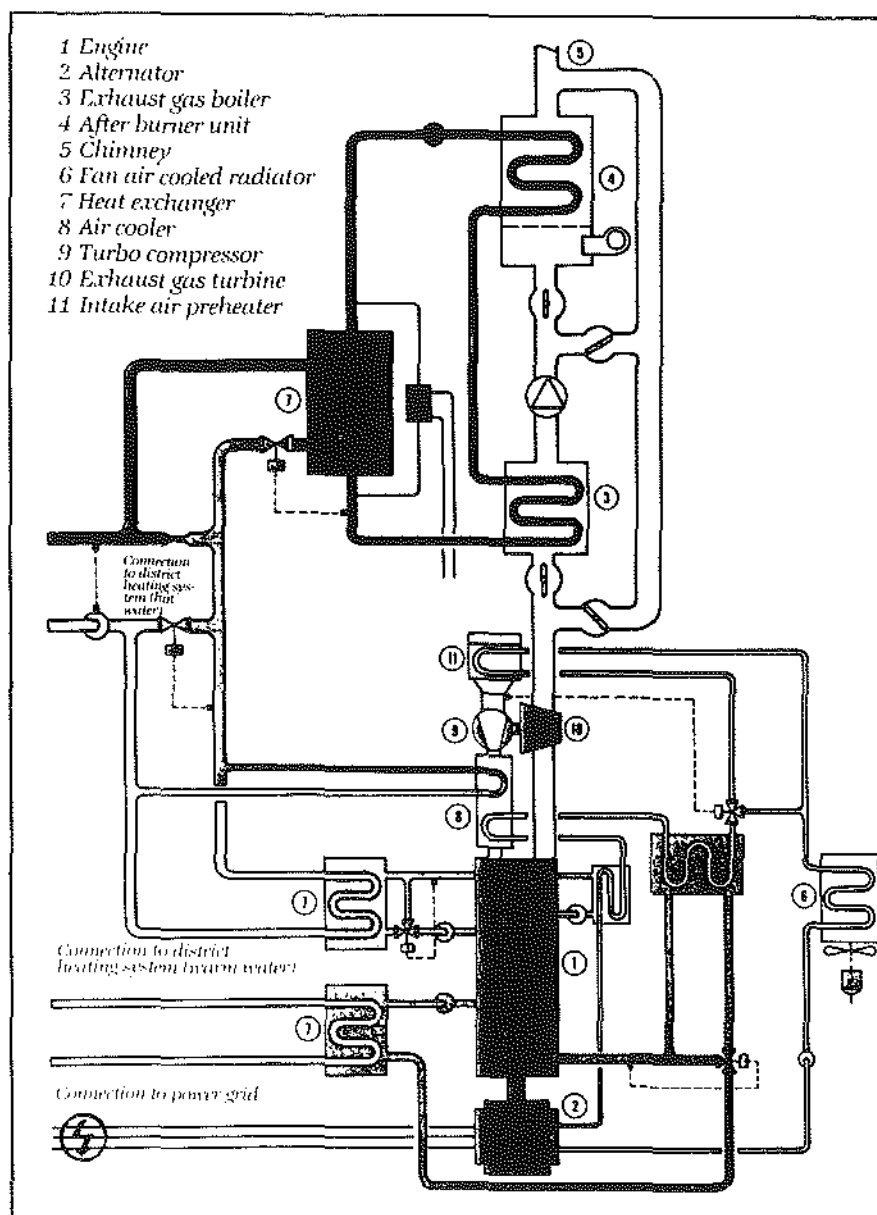
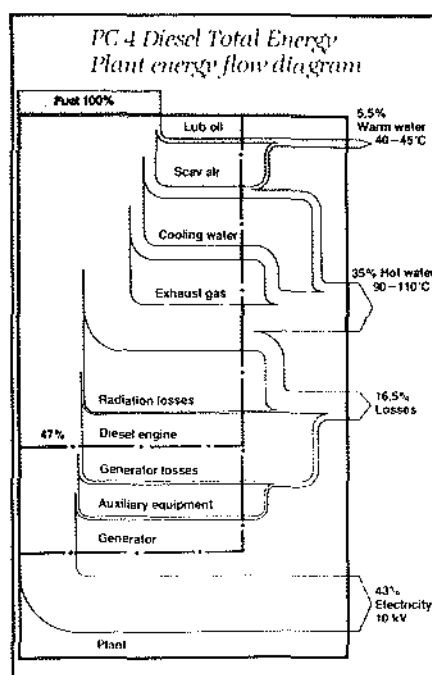
Ökande effektstorlek innebär vanligen minskande varvtal. För denna typ av motorer tillämpas i princip alltid överladdning med avgasturbo, vilket inte alltid är fallet för mindre motorer. Inom kategorin medelvarvsdieslar kan effekter från ca 500 kW upp till ca 20 MW tillhandahållas. De större enheterna är vanligtvis ursprungligen konstruerade för fartygsdrift. Stora dieselmotorer av denna typ ger en mycket god elverkningsgrad, se vidare 2.3.

- o Lågvarvsdieslar är stora tvåtakts dieselmotorer, med varvtal som normalt ligger under 200 rpm. Dessa motorer, som i princip alltid från början har konstruerats för fartygsdrift kännetecknas bl a av följande:
 - unikt hög mekanisk verkningsgrad
 - god förmåga att förbränna bränsle av låg kvalitet
 - hög specifik kostnad, kr/kW.

De två sistnämnda egenskaperna är naturligtvis mindre intressanta vid kraftvärmetillämpningar för naturgasdrift. Den höga verkningsgraden kan dock bidra till att kompensera för investeringskostnaden. Motorer av lågvarvstyp finns i enhetsstorlekar från ca 1 MW till över 40 MW.

Energibalans

Som ett exempel på uppläggningsen av en motorbaserad kraftvärmeanläggning visas nedanstående figurer över systemkoppling och energiflöden.



Figur 2:12 Principutformning av kraftvärmeanläggning med gasmotor (källa: Wärtsilä Diesel)

2.3 Prestandasammanställning

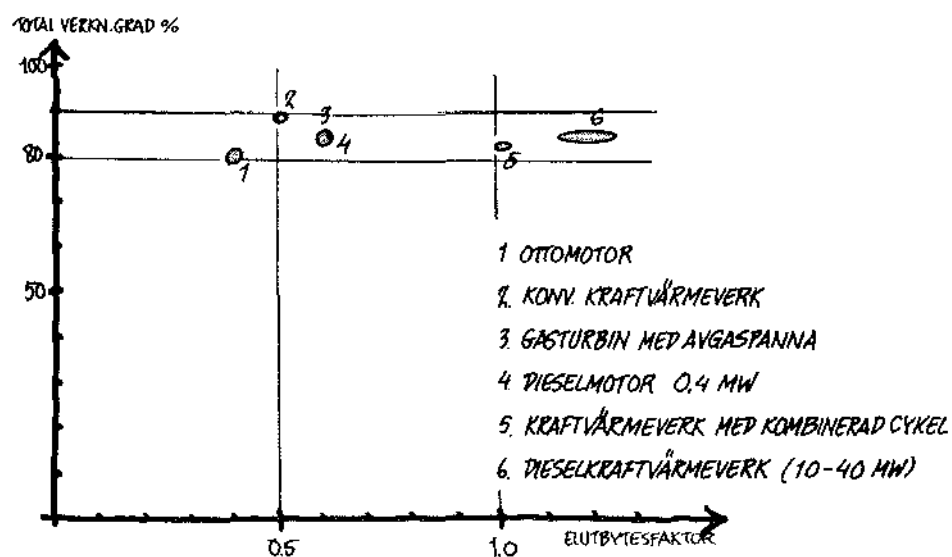
2.3.1 Verkningsgrader

Nedan ges en sammanställning för olika typer av system över elverkningsgrad, totalverkningsgrad (med hänsyn till el- och värmeproduktion) och alfavärde (dvs kvoten mellan genererad el-effekt och värmeeffekt). Det bör betonas att en grov sammanställning av detta slag syftar till att beskriva prestanda för olika system, med hänsyn till dagens tekniknivå, i generella termer. Enskilda anläggningar med bättre eller sämre data kan alltid förekomma.

Typ av anläggning	Eleffekt	Elverk- ningsgrad	Total verk- ningsgrad	Alfavärde
Ångturbinanläggning	< 20 MW	20-25%	70-75%	0,4-0,5
	20-100 MW	25-30%	75-85%	0,5-0,55
	> 100 MW	30%	90%	0,5
Gasturbin med avgaspanna	< 10 MW	25-30%	75-80%	0,5-0,6
	10-50 MW	30-35%	80-90%	0,6-0,65
	> 50 MW	30-35%	85%	0,65
Kombicykel	ca 50 MW	40%	85%	0,9
	ca 100 MW	40-45%	80-90%	1,0
Gasmotor Ottomotor	< 100 kW	25-30%	75-85%	0,5-0,55
	100 kW - 1 MW	30-35%	85-90%	0,55-0,7
Dieselmotor medelvarv (4-takt)	1-20 MW	40-45%	80-90%	1,0
	lågvarv (2-takt)	1-50 MW	45-50%	85%

Tabell 2:1 Typiska data för olika naturgasbaserade kraftvärmesystem

Ett annat sätt att presentera data av detta slag ges i nedanstående figur.



Figur 2:13 Verkningsgrad och alfavärde (elutbytesfaktor) för olika system (källa: Statens Energiverk)

2.3.2 Utbyggnadstid

Grovt räknat gäller följande utbyggnadstid, i månader, för olika typer av kraftvärmeanläggningar:

Typ av anläggning	Utbyggnadstid, månader
Ångturbinanläggning	30
Gasturbin med avgaspanna	
stor anläggning	24
liten anläggning	12
Kombicykelanläggning	20-30
Gasmotor	
stor anläggning	12
liten anläggning	leverans av moduler

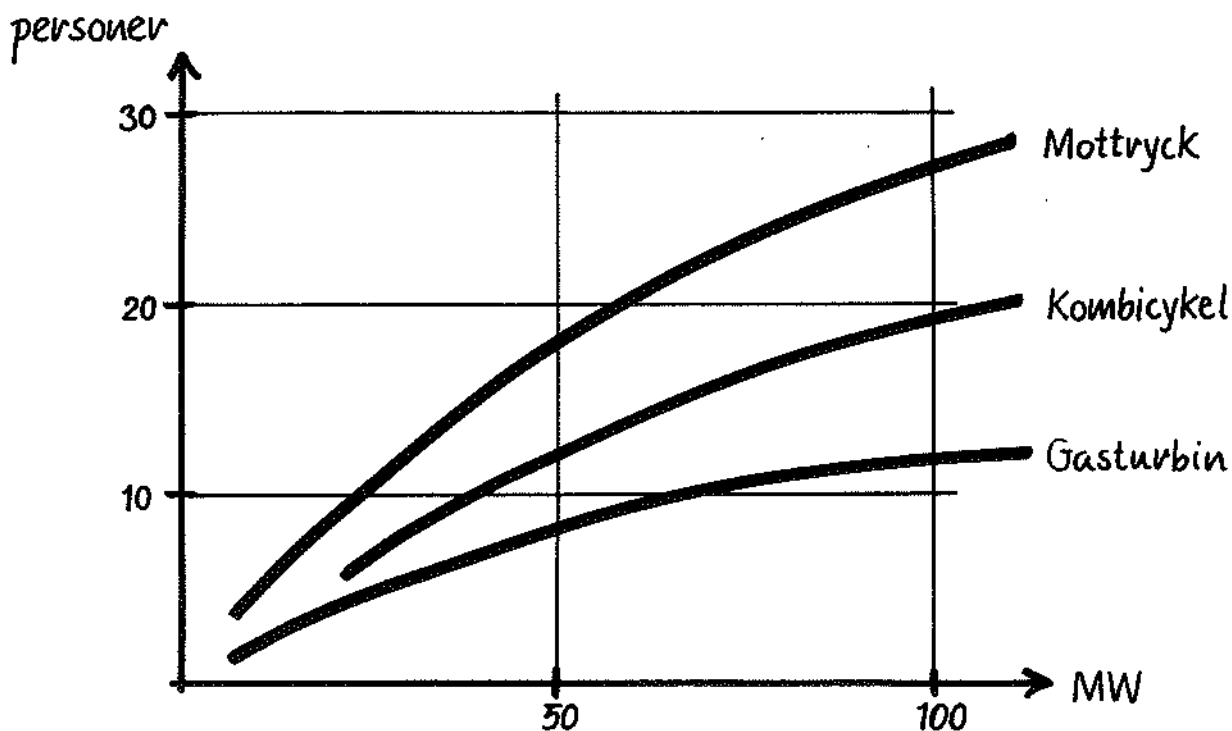
2.3.3 Tid för uppstart av anläggning

Typ av anläggning	Tid för uppstart, minuter
Ångturbinanläggning	30-90
Gasturbinanläggning	15
Kombicykelanläggning	35
Gasmotor	< 15

2.3.4 Bemanning

Nedanstående figur ger en sammanställning av erforderligt personalbehov för drift av mottrycksångturbin-, gasturbin- och kombi-cykelanläggningar. Kurvorna är ett försök till sammanställning av uppgifter ur olika källor; utredningar och information om befintliga anläggningar. (Förhållandena kan naturligtvis variera mycket från fall till fall beroende på t ex utformning av styr- och övervaknings-system, möjlighet att utnyttja gemensam personal, andelen egen personal för underhållsarbeten etc.) Beträffande gasmotoranläggningar utformas dessa enligt dagens modernaste teknik i stor utsträckning för periodisk övervakning, dvs kontinuerlig bemanning av anläggningen erfordras ej.

Erfarenhetsmässigt är det även ofta så att komplettering av en befintlig anläggning med gasturbin för kraftvärmeproduktion kan ske utan att ytterligare driftpersonal krävs.



Figur 2:14 Personalbehov för olika anläggningar

Vissa schablonmässiga nyckeltal för olika anläggningars totala drift- och underhållskostnad redovisas under avsnitt 6.2.

2.5 Installationer

2.5.1 Utformning av byggnader

Innehållet i detta avsnitt är mycket kortfattat bl a med tanke på att förutsättningarna från fall till fall med hänsyn till utrymme i befintliga byggnader etc kan variera. Endast ett fåtal huvudpunkter nämns för varje anläggningstyp.

2.5.1.1 Ångturbinanläggning

Dessa installationer kan i stort jämföras med motsvarande oljeeldade anläggningar (obs att reningsanläggning i form av scrubber, filter etc ej krävs vid gaseldning).

2.5.1.2 Gasturbin och kombicycle

Flertalet gasturbiner i mindre och medelstora effektklasser kan om så önskas levereras rambyggda, inklusive en kompakt kringbyggnad som ger väderskydd.

Kringbyggnaden är utformad så att bullerdämpning åstadkoms i erforderlig grad samt försedd med bl a ventilationssystem och brandskyddsanordningar.

Mindre gasturbiner kan transporteras som en komplett enhet med gasturbin, generator, samtliga erforderliga hjälpsystem och byggnad. Större turbiner transporteras i flera moduler, t ex med generatorm separat.

Vid utomhusmontage av dessa kompletta enheter erfordras endast att luftintag med korrekt dimensionerade filter monteras, jämför figur 2.24. Även vid inomhusinstallation av mindre enheter är det normalt att gasturbin och generator förses med kringbyggnad, bl a av bullerbegränsningsskäl.

Stora gasturbiner av industrityp är vanligen inte så kompakt konstruerade att modulbyggen av ovan beskrivet slag blir aktuella. Dessa måste följaktligen installeras i en byggnad som uppförs på plats.

Gasturbinanläggningar i "kompaktutförande", dvs där man av ekonomiska skäl önskar liten byggnadsvolym, är normalt utrustade med en separat modul innehållande erforderlig instrumentering. Om möjlighet ges är det givetvis en fördel om övervakning och styrning av driften även kan ske från ett centralt kontrollrum.

Avgaspannor kan i normalfallet monteras utomhus, dvs utan extra kringbyggnad.

En typisk kombicycleanläggning skulle med hänsyn till byggnadsutformningen kunna disponeras enligt följande:

- o Gasturbiner, i kompakta kringbyggnader -

- o Avgaspannor, utomhus
- o Ångturbin med tillhörande utrustning
Kontrollrum,
i särskild byggnad

Alternativ:

- o Avgaspannor, utomhus
- o Gasturbiner
Ångturbin
Kontrollrum
i särskild byggnad

2.5.1.3 Gasmotorer

Små gasmotorbaserade kraftvärmeaggregat i storleksordningen 20-50 kW tillverkas bland annat i Västtyskland, USA och Italien (det s k Totemaggregatet som installerats i många svenska avloppsreningsverk).

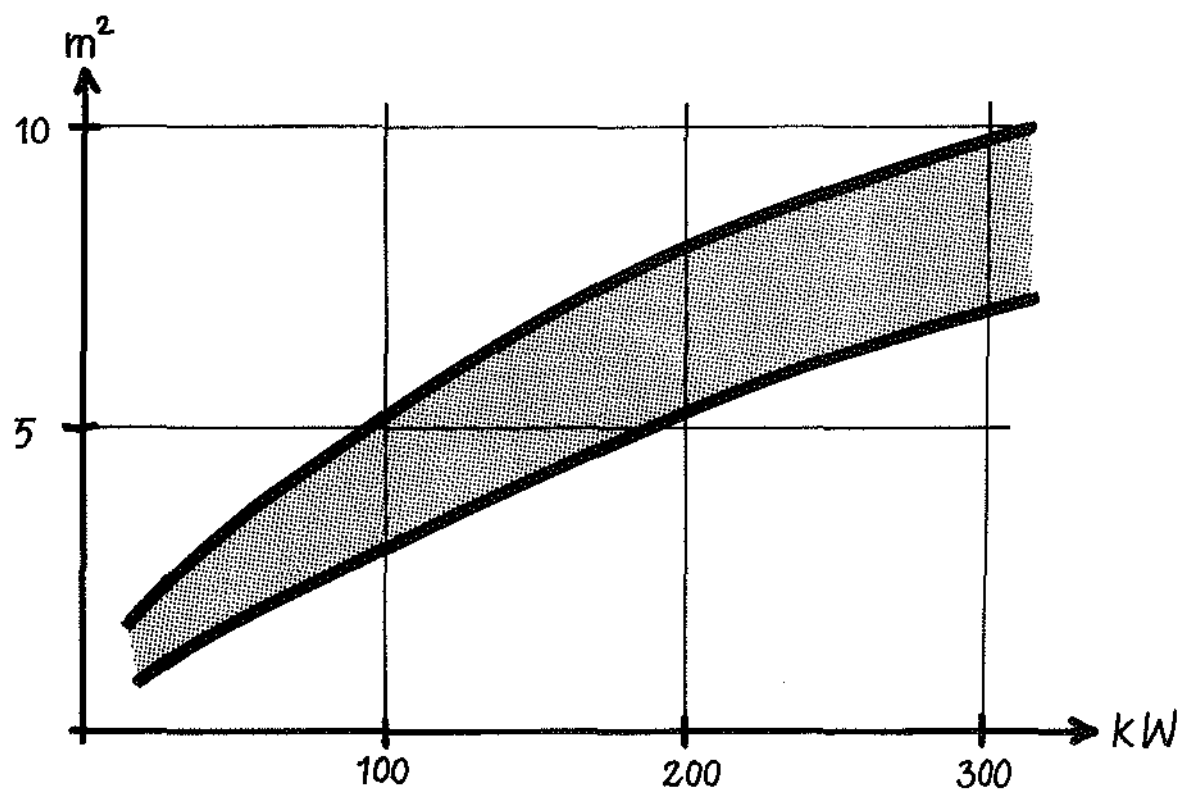
Framför allt i USA är det vanligt att sådana aggregat byggs in, kompletta inklusive all erforderlig utrustning, i ett skyddande skåp. Inbyggnaden är bullerisolerad, termiskt isolerad samt försedd med erforderliga ventilationsanordningar. Alla anslutningar för bränsle, el och värmemedium är förberedda. Denna typ av moduler är i princip konstruerade för utomhusmontage, åtminstone i gynnsamma klimat. Vid installation i vårt land torde montage inomhus vara rekommendabelt.

För motorstorlekar i klassen upp till några hundra kW, kan normalt kompletta enheter med motor, generator, värmeväxlare för återvinning och erforderlig styrutrustning levereras på en gemensam ram, eller i ett antal moduler. Dessa är dock sällan försedda med kringbyggnad, utan avsedda för inomhusmontage i särskilt uppförd byggnad. Se t ex figur 2:32.

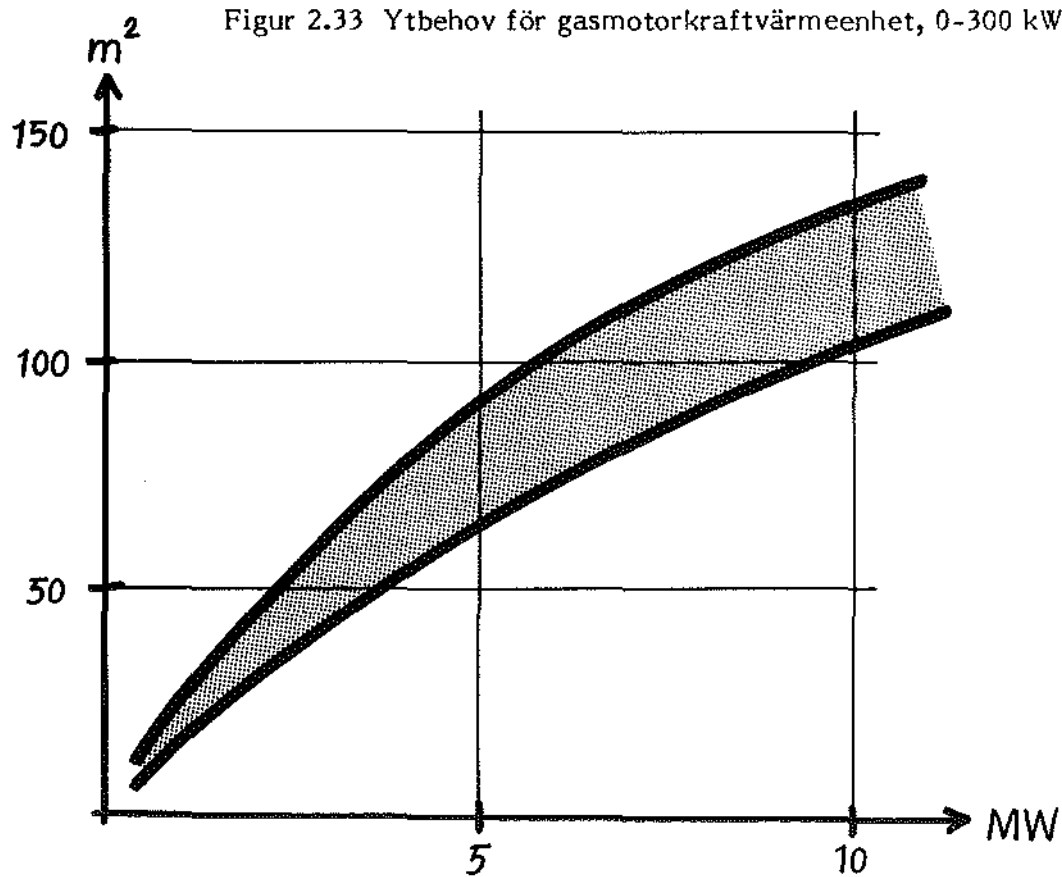
Stora gasmotorer för kraftvärme installeras i särskild byggnad. (Exempel: kraftvärmeverket i Visby.)

2.5.2 Utrymmesbehov

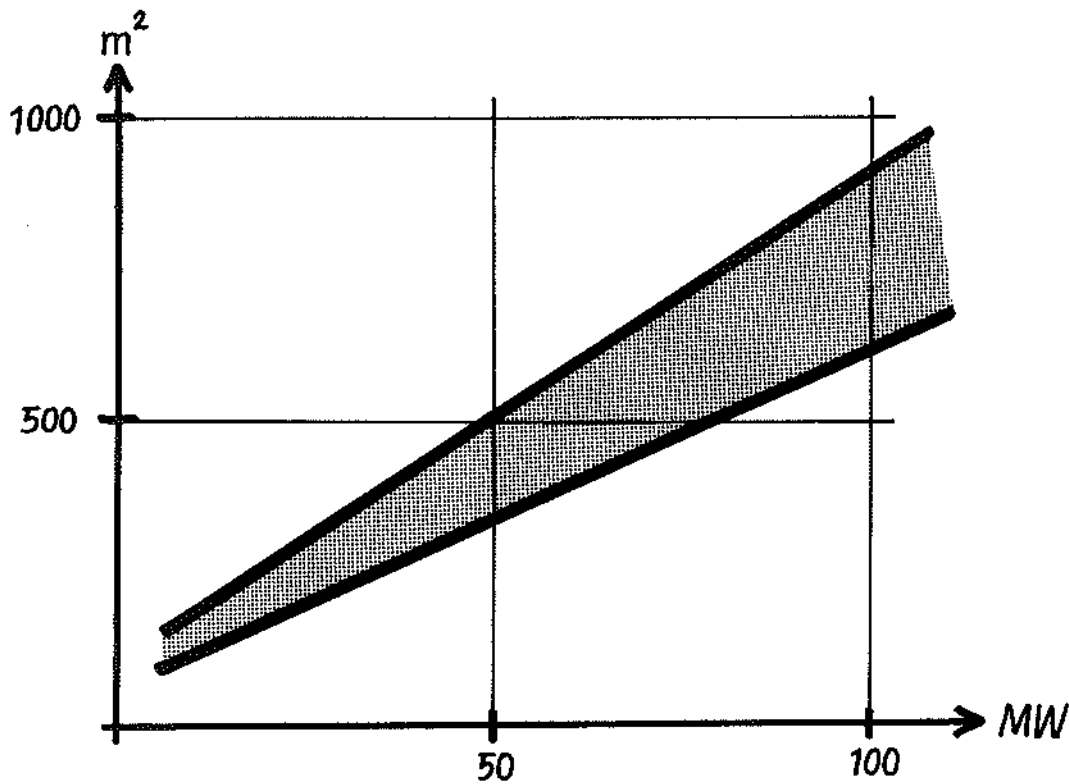
Under detta avsnitt ges ett antal schablonvärden för erforderligt utrymmesbehov vid installation av olika typer av utrustning.



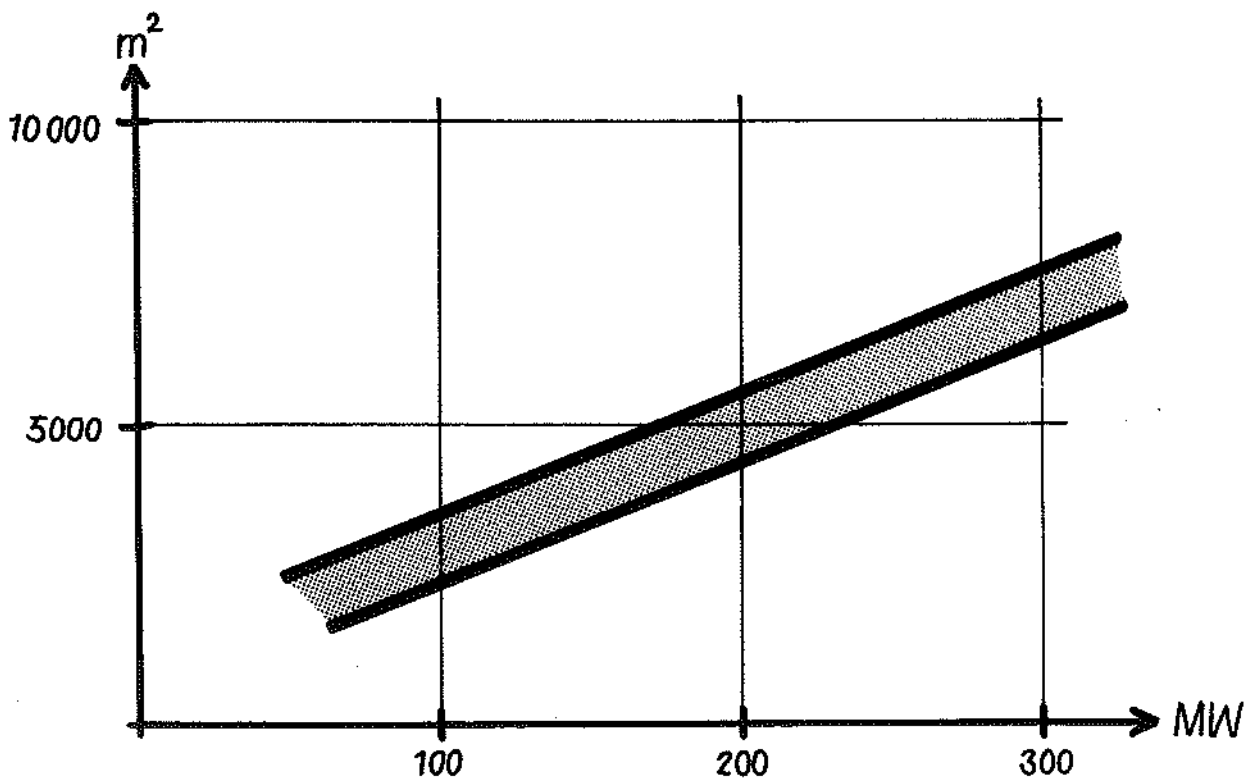
Figur 2.33 Ytbehov för gasmotorkraftvärmeenhet, 0-300 kW el



Figur 2.34 Ytbehov för gasmotorkraftvärmeenhet, 0-10 MW el



Figur 2:35 Ytbehov för gasturbin med kompaktbyggnad plus avgaspanna, 0-100 MW el



Figur 2:36 Exempel på ytbehov för kombicykelanläggning. Omfattar gasturbin, avgaspanna samt byggnad för ångturbin med tillhörande system och kontrollrum (ställverk, extra personalutrymmen, ev reservbränsleförråd, tillfartsvägar etc ej medtaget), 0-300 MW el

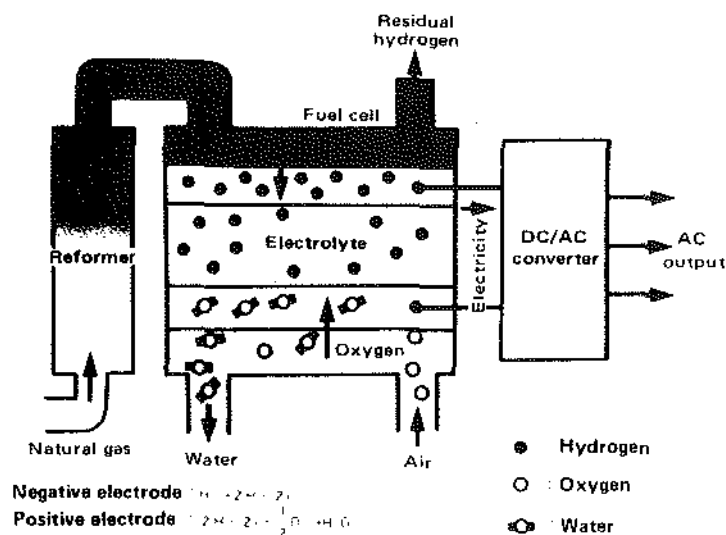
2.6 Bränsleceller

Som ett exempel på ett möjligt framtida alternativ för kraft-värmeproduktion med naturgas presenteras här kort **bränslecellstekniken**. Bränsleceller betraktas internationellt som ett mycket intressant systemalternativ och omfattande forskningsprojekt inom området pågår i USA, Japan och Västeuropa. I Sverige har bl a Sydkraft ett FoU-program för bränsleceller.

2.6.1 Allmän teknikbeskrivning

Bränsleceller har förmågan att omvandla kemisk energi direkt till elektrisk energi (och värme).

Bränslecellen fungerar i princip som ett ficklampsbatteri. Den har två elektroder och en mellanliggande elektrolyt. Bränslet (en vätgasrik gas, ofta ren vätgas) förs till den ena elektroden och reagerar på samma sätt som den negativa zinkelektroden i ficklampsbatteriet. Luft förs till den andra elektroden som motsvarar batteriets positiva bruntselektrod. Vid den negativa elektroden oxideras vätgasen och elektroner överförs till denna som blir negativt laddad. Den omvända processen sker vid den positiva elektroden. Spänningsskillnaden mellan anod och katod blir i en bränslecell för luft och väte 1,0 V.



Figur 2:19 Princip för bränslecell

För närvarande utvecklas fyra olika tekniker:

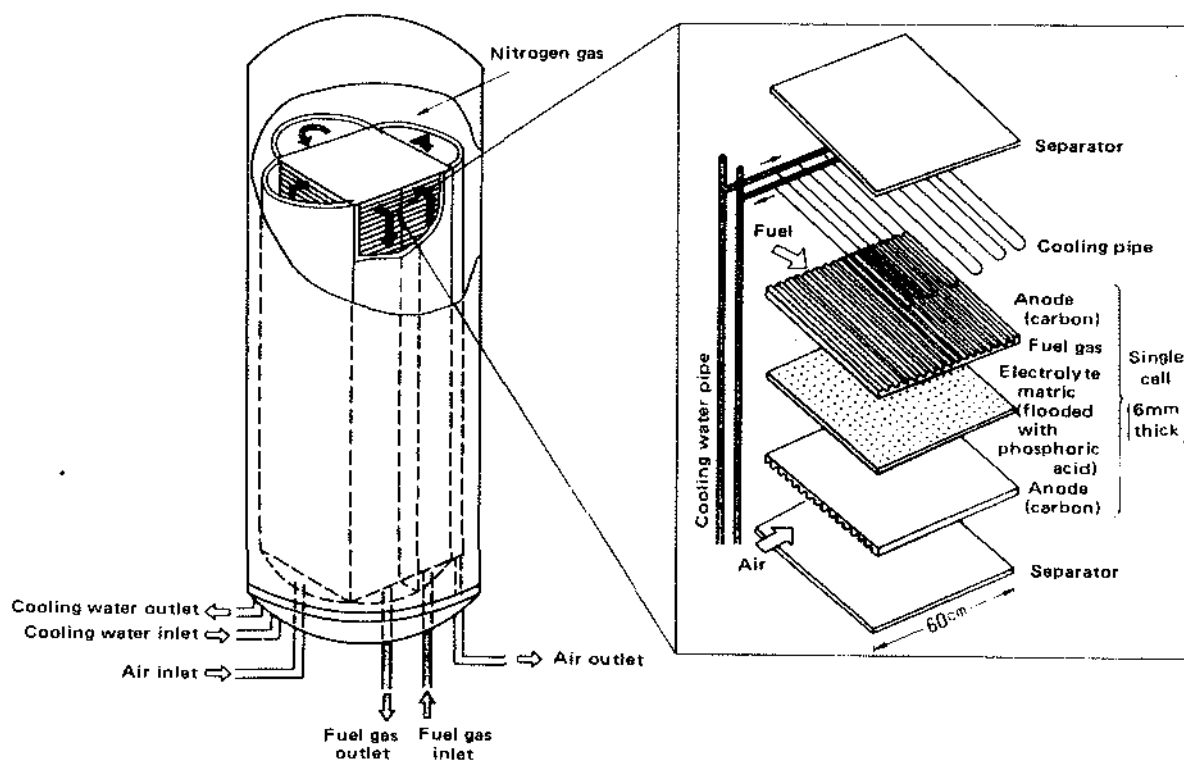
- fosforsyrbränsleceller
- alkalibränsleceller
- karbonatbränsleceller
- fastoxidbränsleceller.

En allmän uppfattning är att utvecklingen kommit längst på de två först nämnda teknikerna.

Bränsleceller kan sedan ihopkopplas till större anläggningar med högre effekter. Två olika storleksintervall tycks tilldra sig störst intresse:

"On-site"-anläggningar för kraftvärmeproduktion nära förbrukaren som kan vara ett sjukhus, en industri e dyl; $P = 40\text{--}300\text{ kWel}$.

"Multi-MW"-anläggningar dvs renodlade kraftvärmeverkanläggningar; $P = 5\text{--}100\text{ MW}$.



Figur 2:20 Uppbyggnad av fosforsyrbränslecell

2.6.2 Bränslealternativ

De tänkbara bränslena för de olika typerna av bränsleceller är som följer:

o Fosforsyrbränsleceller

Bränslet i en fosforsyrbränslecell är vätgas, vilken kan genereras ur ett flertal "råvarubränslen" i en sk extern reformer. "Råvarubränslet" kan vara kol men framför allt lämpar sig naturgas mycket väl. Gasen måste vara helt ren ifrån koloxid, annars förstörs bränslecellen.

o Alkalibränsleceller

För alkalibränslecell krävs likaledes mycket ren vätgas som bränsle, framför allt måste bränslet vara helt fritt från koldioxid. Vätgasen bör vara av samma kvalitet som används i ammoniakfabriker.

o Karbonatbränsleceller

Karbonatbränslecellen kan arbeta både med vätgas och koloxid som bränsle. Liksom för fosforsyracellen kan naturgas användas som "råvarubränsle" men karbonatbränslecellens tålighet mot koloxid gör att andra fossila bränslen är att föredra.

o Fastoxidbränslecell

Fastoxidbränslecellen kan både arbeta med vätgas och koloxid.

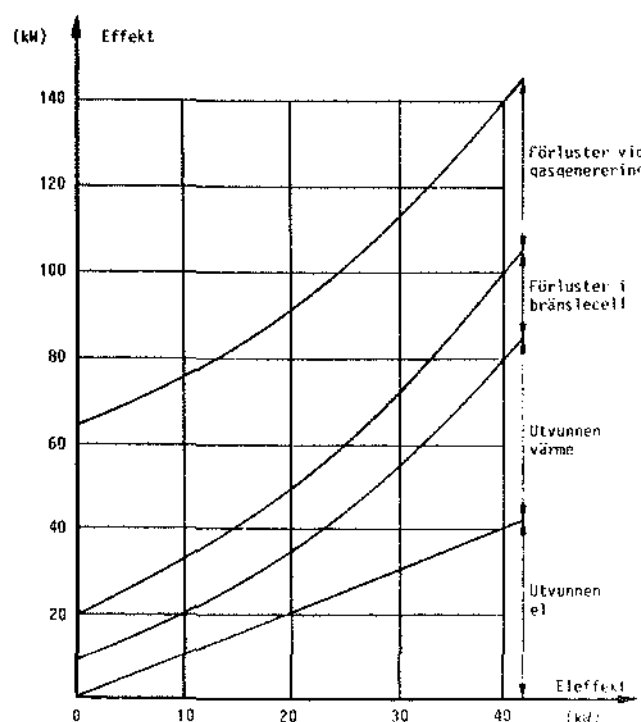
2.6.3 Verkningsgrad, elutbyte

Fosforsyrabränsleceller

Arbetstemperaturen i en cell av denna typ är 70-200°C. Totalverkningsgraden är beroende av kylmediets temperatur.

En grov bedömning är att vid full last är totalverkningsgraden 80% och alfavärdet ca 1.0 med naturgas som bränsle.

Utvunnen värme och förluster i en cell som funktion av eleffekt framgår av nedanstående figur:



Figur 2:21 Pretsanda för fosforsyrabränslecell

Alkalibränsleceller

Alkaliska bränsleceller ger ett högre elutbyte än fosforsyraceller. Elverkningsgraden är ca 60%. Arbetstemperaturen i en alkalisk cell är lägre än för någon annan typ (ca 70°C) varför möjligheten att tillvarata cellens "utgående" spillvärme är begränsad.

Karbonatbränsleceller

Beroende på vilket koncept som väljs kan man räkna med totalverkningsgrad ca 80% och alfavärde 1.0 - 1.2 vid naturgasdrift.

Fastoxidbränsleceller

Elverkningsgraden är i paritet med alkaliceller; 60% med bottoming cycle.

Arbetstemperaturen är ca 1000°C. Cellens producerade värme bör alltså utnyttjas i en värmesänka.

2.6.4 Utvecklings- och marknadsläge

Generellt kan sägas att utvecklingen kommit längst då det gäller fosforsyra- och alkalibränsleceller. Arbetet med alkaliceller är främst inriktat på specialtillämpningar (rymdteknik, u-båtar etc).

Fosforsyrabränsleceller

Fältförsök med både små (40 kW) och stora (4,5 MW) anläggningar har utförts med mestadels gott resultat med drifttider på 10 000 - 15 000 timmar. 46 st 40 kW-anläggningar provades 1983-86 i USA, Mexiko, Kanada och Japan med uppmuntrande resultat.

Man kan förvänta sig en introduktion av kommersiella anläggningar i 200 kW-klassen under 1990-talets första år. 2 st 4,5 MW-anläggningar har provats. En i New York vilken dock fick tas ur bruk och rivas pga korrosionsproblem. Den andra, placerad i Tokyo, fungerade dock väl under hela provtiden.

Sydskraft m fl planerar att uppföra en naturgaseldad fosforsyra-bränslecell omkring 1990.

Alkaliska bränsleceller

Utvecklingen avseende alkaliska celler är som nämnts för närvarande inriktad främst på rymdtillämpningar. En svensk studie utförd av ASEA, Vattenfall och KTH visar dock på lönsamhet i större kraftverk.

Karbonatsmälteceller

Karbonatsmältetekniken utvecklas främst i Europa där bl a Holland och Italien gör stora satsningar. Möjligheten att använda förgasade fasta bränslen (då CO även är ett lämpligt bränsle) gör potentialen för denna typ stor. Problemen ligger främst i korrosion i trycksatta celler. Denna typ av bränsleceller anses på sikt vara intressantare än fosforsyraceller bl a tack vare lägre pris. I övrigt gäller för dessa, precis som för fosforsyraceller, att verifiera att de resultat man nått i mindre anläggningar även går att uppnå i större skala.

Fastoxidbränsleceller

Denna typ är den som ligger längst ifrån kommersialisering. De försök som gjorts är främst av laboratoriekaraktär. Problem främst med material som måste tåla den höga arbetstemperaturen. Eventuellt kan keramer bli lösningen.

En uppskattning av när de olika typerna av bränsleceller kan bli kommersiellt användbar kan se ut enligt nedan:

	<u>Små anläggningar</u>	<u>Stora anläggningar</u>
Fosforsyraceller	1990	1995
Alkaliceller	1995	2000
Karbonatsmälteceller	2000	2010
Fastoxidceller	2000	2020

2.7 Utvecklingstendenser, konventionella system

För **ångkraftvärmeanläggningar** ligger maximal elverkningsgrad i dag som tidigare nämnts på runt 30%. Utvecklingen mot högre verkningsgrader innebär i första hand en strävan mot högre överhettartemperaturer, förbättrad turbin-, generator- och pannverkningsgrad samt optimering av systemlayouten med mellanöverhettarsteg, förvärmare etc. Både ingående komponenter och använda systemkopplingar är emellertid mycket väl optimerade i dag, och utvecklingen mot högre maximal ångtemperatur går relativt långsamt.

Gasturbiner har under senare år blivit mer intressanta för användning i baslastsammanhang, t ex i kombi-cykelverk, och även i länder med höga bränslepriser. Detta innebär också att arbetet med att åstadkomma gasturbiner med hög verkningsgrad f n drivs relativt intensivt hos de olika tillverkarna.

En förbättrad verkningsgrad i den traditionella gasturbinen kan åstadkommas genom bl a höjda komponentverkningsgrader, ökad maximal gastemperatur och ökat tryckförhållande.

En allmän tendens är att utvecklingen mot de högre verkningsgraderna "leds" av turbiner baserade på flygmotorer. Dylåka har ofta både högt tryckförhållande och god komponentverkningsgrad. Rena industriturbiner utformas normalt med lägre tryckförhållande medan däremot höga gastemperaturer är vanliga.

Förväntade data för nästa generations bästa gasturbiner är maximal avgastemperatur i storleksordningen 12-1300°C, tryckförhållande över 1:30 och verkningsgrad mellan 35 och 40%.

En mycket omtalad japansk experimentanläggning har följande data som målsättning:

max gastemperatur	ca 1400°C
tryckförhållande	ca 1:50
elverkningsgrad i kombicykel	ca 55%

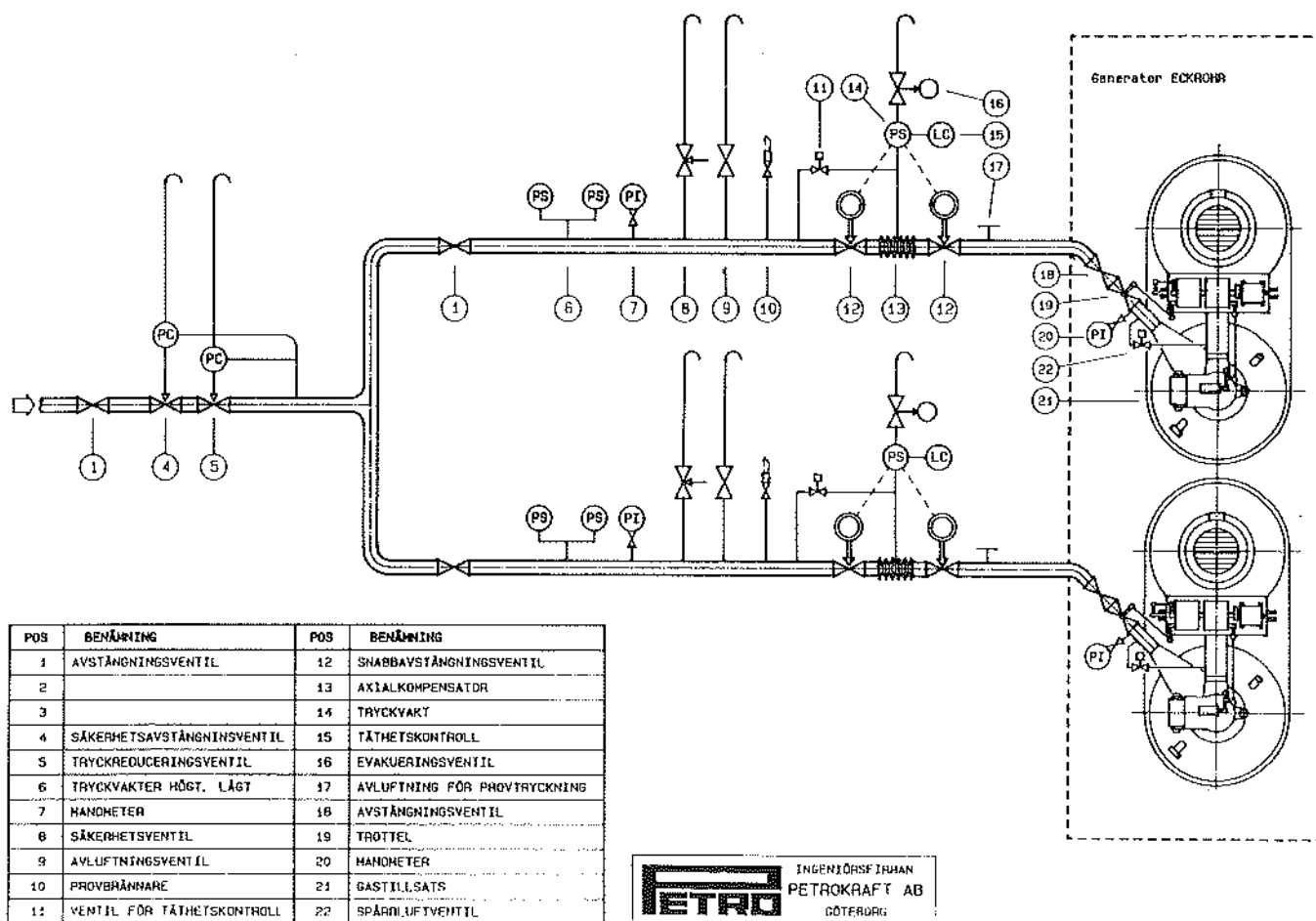
För **gasmotorer** kan man i princip räkna med att den utveckling som bedrivs på dieselmotorsidan vad gäller verkningsgrad och prestanda också blir tillämpbar för naturgasdrift av stora enheter i framtiden. Det effektivaste bränsleutnyttjandet erhålls i dag i motorer avsedda för fartygsdrift, där stora tvåtaktsdieslar kan ge en verkningsgrad klart överstigande 50%. Det är också vanligt att hjälpaggregat drivs av en ångturbin som matas från en avgaspanna kopplad till motorn, dvs en kombicykelprocess med gasmotor och ångturbin. Landbaserade tillämpningar av detta system är dock ej praxis i dag, men skulle eventuellt kunna bli aktuella i framtiden. En möjlig nackdel för stora gasmotorer som motverkar den positiva faktorn hög verkningsgrad är att de mest effektiva enheterna har relativt sett hög investeringskostnad. De är dessutom i dag optimerade för dålig bränslekvalitet, och därigenom eventuellt i vissa fall något "överkvalificerade" för naturgasbränsle.

3. KOMPONENTER OCH EXEMPEL PÅ TILLGÄNGLIG UTRUSTNING

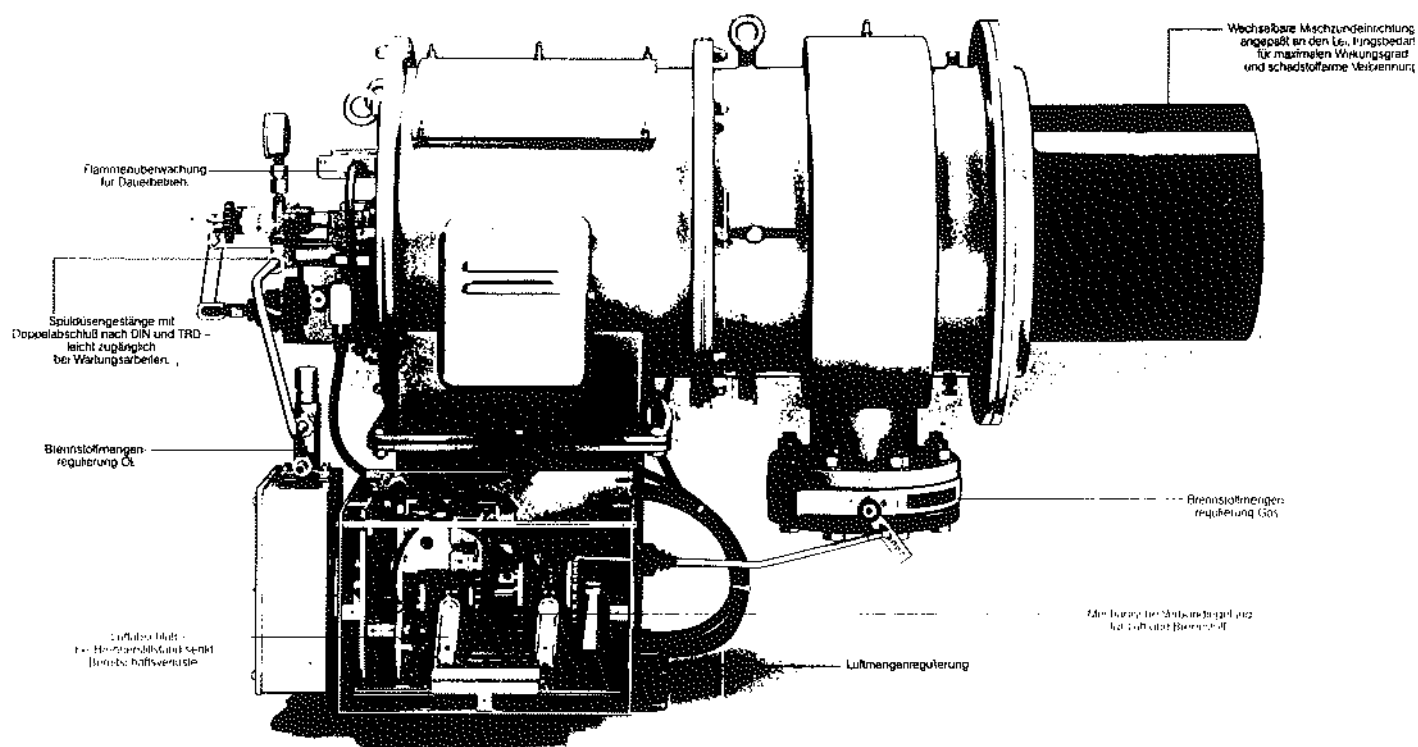
3.1 Komponentutformning

3.1.1 Mottrycksångturbinanläggning

En gaseldad ångturbinanläggning för kraftvärmeproduktion är i stora drag identisk med en oljeeldad anläggning av motsvarande storlek. Viss skillnad i dimensioneringsförutsättningarna för pannan gäller vid gaseldning jämfört med olja. Dessa berörs dock inte vidare i föreliggande rapport. Den mest väsentliga skillnaden i övrigt är att brännarsystemet är utfört för gaseldning. (I många fall används kombibrännare, som kan elda både gas och olja. Naturgasen är då huvudbränsle och oljan utgör reserv.)



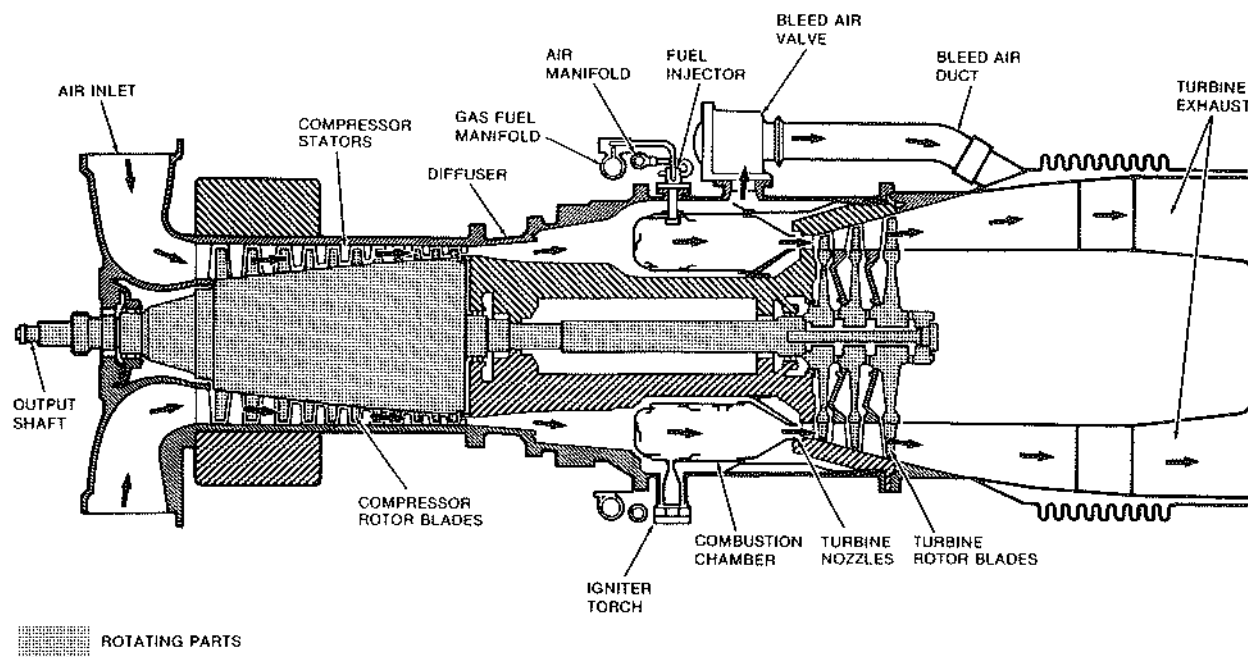
Figur 3:1 Principschema över naturgastillförsel till större gaseldad panna



Figur 3:2 Exempel på gasbrännare i kombiutförande för gas/olja (separat förbränningsluftfläkt erfordras)

3.1.2 Gasturbin

Principen för en gasturbins funktion är beskriven under avsnitt 2.1.2. Nedanstående figur åskådliggör uppbyggnaden av en gasturbin, i enklaste, dvs enaxligt, utförande.



Stator	: ledskena
Rotorblade	: löpskovel
Combustion chamber	: brännkammare
Diffuser	: diffusor
Manifold	: samlingsledning
Igniter torch	: tändbrännare
Nozzle	: munstycke, dysa
Bleed air	: "Överströmningsluft" (vid start)

Figur 3:3 Snittbild av gasturbin

Gasturbiner kan ha olika ursprung:

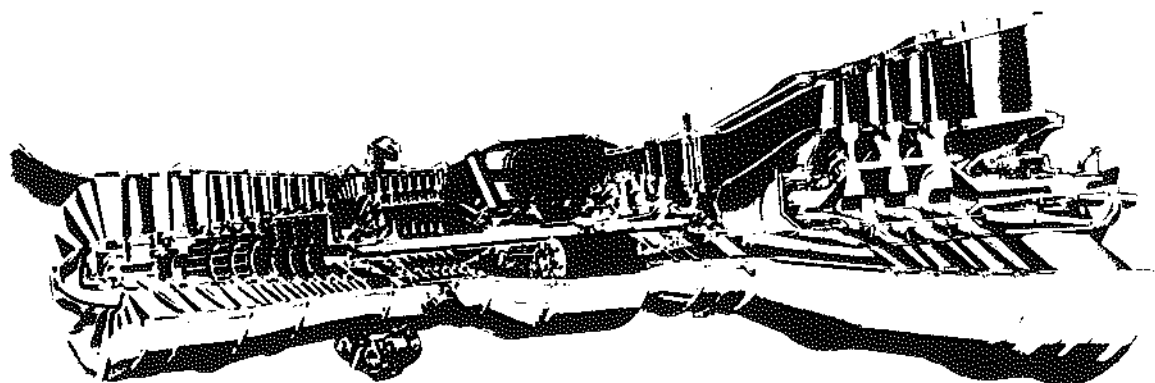
- o s k flygmotorderivat, utvecklade ur konstruktioner framtagna för luftfart och anpassade för stationär drift
- o industiturbiner, från början konstruerade för stationär drift.

Dessa båda typer skiljer sig normalt något från varandra. Inom flygmotortekniken betonas bl a hög effekt per viktsenhet, hög verkningsgrad, kort reparationstid. För renodlade industiturbiner är det bl a viktigt med hög tillgänglighet, hög verkningsgrad och förmåga att bränna sämre bränslen.

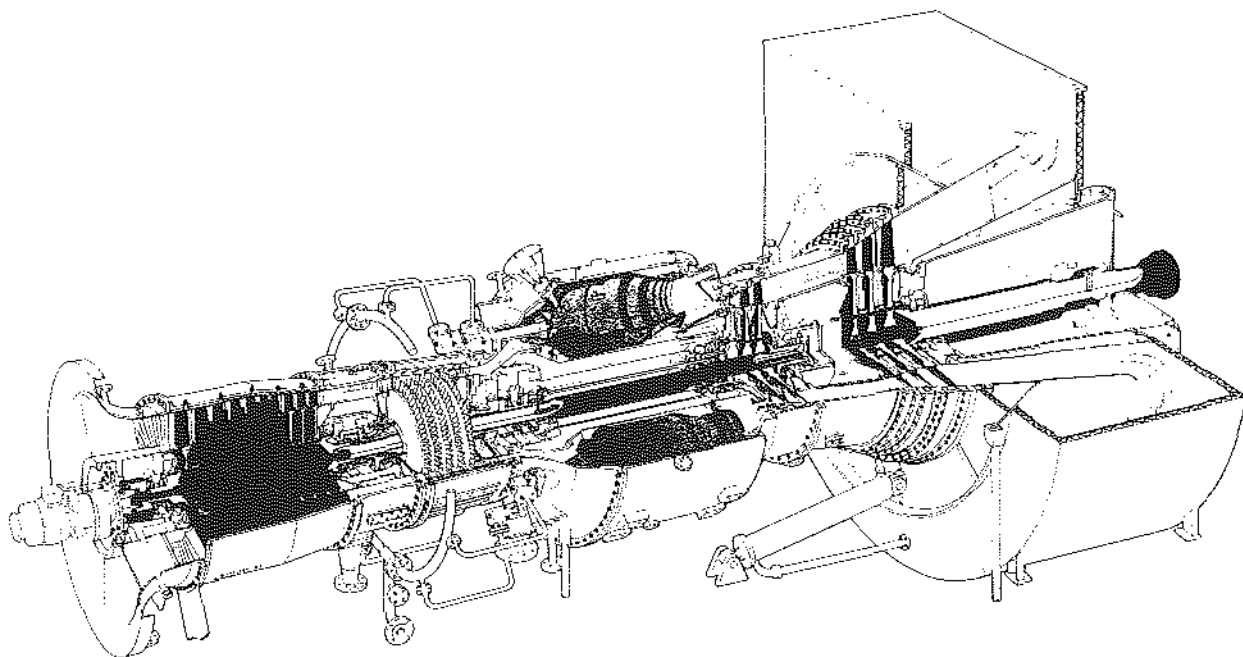
Ingendera typen är helt dominerande inom något marknadssegment, med undantag av de största effektstorlekarna (över ca 40 MW) där alla turbiner i princip är av industrityp.

Grovt generaliserat skulle följande kunna sägas:

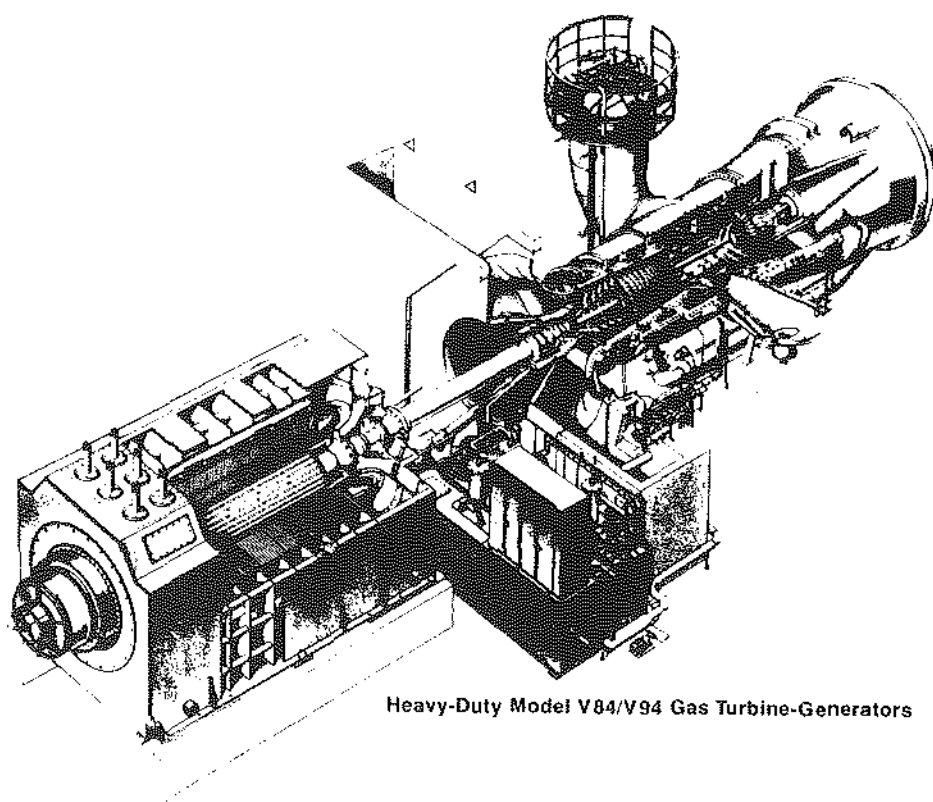
- o Flygmotorderivat är ledande vad gäller hög verkningsgrad, och har oftast avancerade data för turbininloppstemperatur och tryckförhållande.
- o Industriturbiner är tyngre, mer robust, konstruerade, och har genomsnittligt mindre avancerade data och lägre verkningsgrad.
- o Tillförlitligheten är god för båda typerna. Flygmotorderivat kräver genomsnittligt mer service.
- o Flygmotorderivat är mer känsliga för bränslekvaliteten (vilket i och för sig är betydelselöst vid naturgaseldning. Naturgas är det idealiska gasturbinbränslet).



Figur 3:4 Exempel på flygmotorderivat Turbo Power and Marine Systems, ca 30 MW



Figur 3:5 Exempel på industiturbin ASEA-STAL GT 35, ca 18 MW

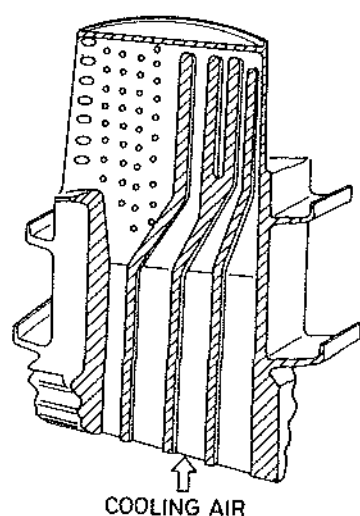


Heavy-Duty Model V84/V94 Gas Turbine-Generators

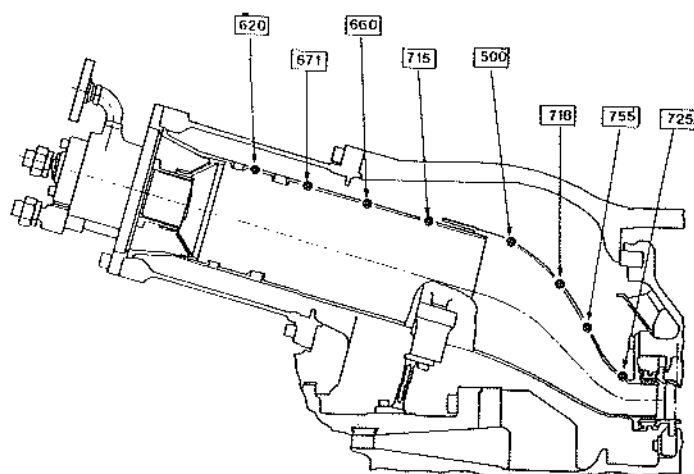
Figur 3:6 Exempel på industrigasturbin i största klassen, KWU V94, ca 135 MW

Inom dagens gasturbinteknik arbetar man normalt med mycket höga temperaturer i brännkamarzonen och i inloppet till 1:a turbinsteget. Det finns konstruktioner på marknaden där turbininloppstemperaturen vid nominell belastning är ca 1250°C. Även vid väsentligt lägre temperatur än så ställs stora krav på kylning av brännkammare och turbinsteg.

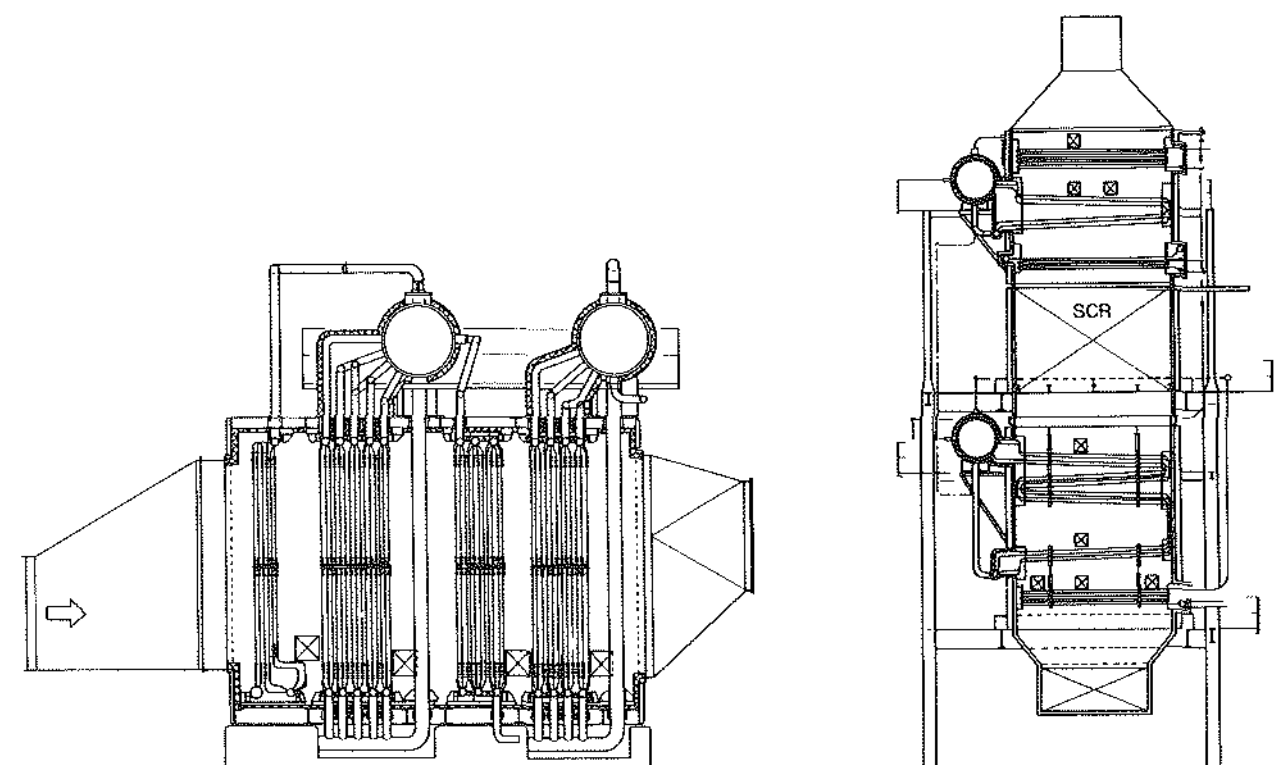
Nedanstående figurer illustrerar detta.



Figur 3:7 Princip för luftkylning av 1:a turbinstegets löpskovlar



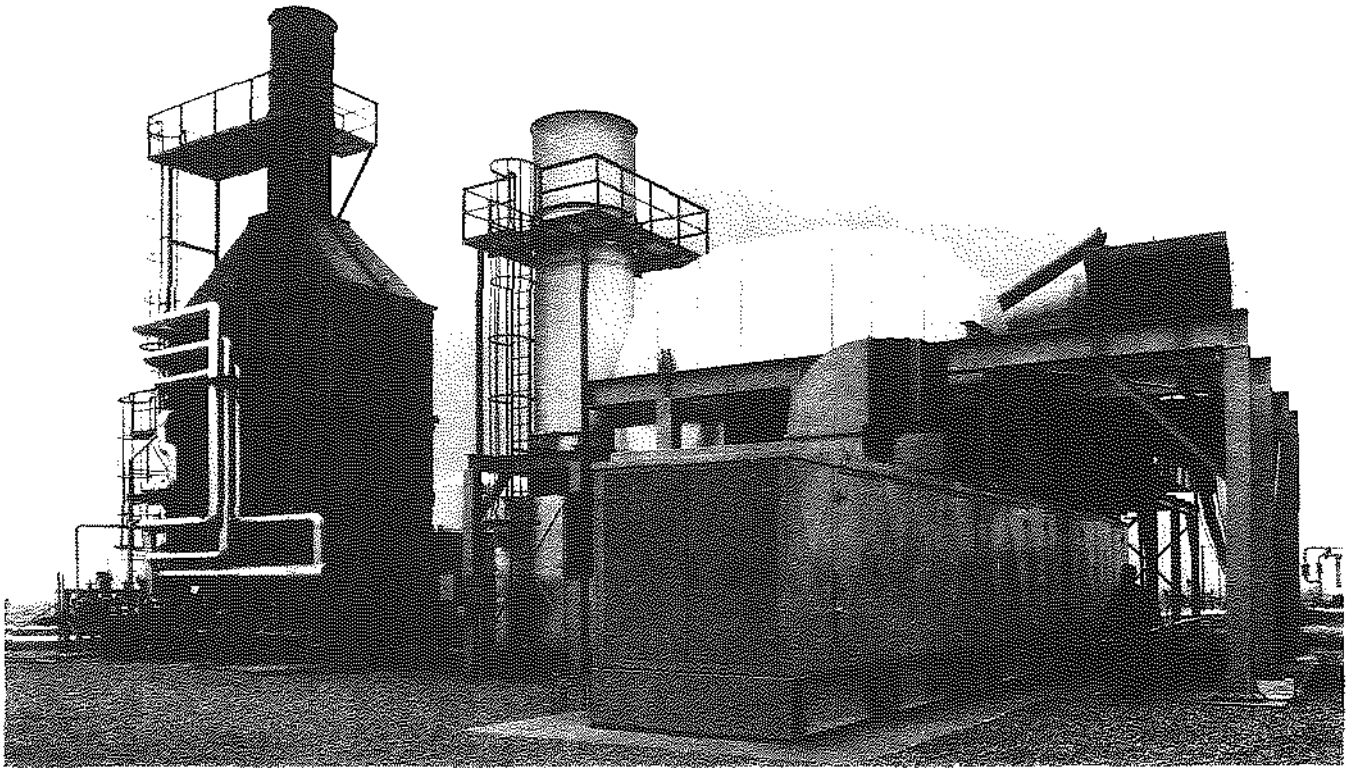
Figur 3:8 Brännkammarsektion, snittbild. Det inre utrymmet är själva brännkammaren som utvändigt är omgiven av förbränningsluft under högt tryck. Bränslet matas in via munstycket, längst till vänster på bilden. Förbränningsluft tillförs flamzonen kontinuerligt genom öppningar i brännkammarväggen. Dessa öppningar måste vara noggrant dimensionerade för att ge rätt luftflöde, för förbränningsförloppet och för kylning av brännkammaren i sig. Angivna siffror visar brännkammarväggens temperatur, °C, i olika punkter. Obs att den genomsnittliga gastemperaturen är högre än detta



Figur 3:9 Exempel på avgaspannor

Ovanstående figur ger två alternativ för utformning av avgaspannor för anslutning till en gasturbin. Som synes rör det sig i de visade exemplen om ångpannor, som m a o också kan ingå som en del i en kombicykel, se vidare nedan. Den högra pannan innefattar en s k SCR-enhet (Selective Catalytic Reduction), se vidare kapitel 4.

Ett exempel på utformningen av en komplett anläggning med gasturbin och avgaspanna visas nedan.



Figur 3:10 Gasturbin och avgaspanna

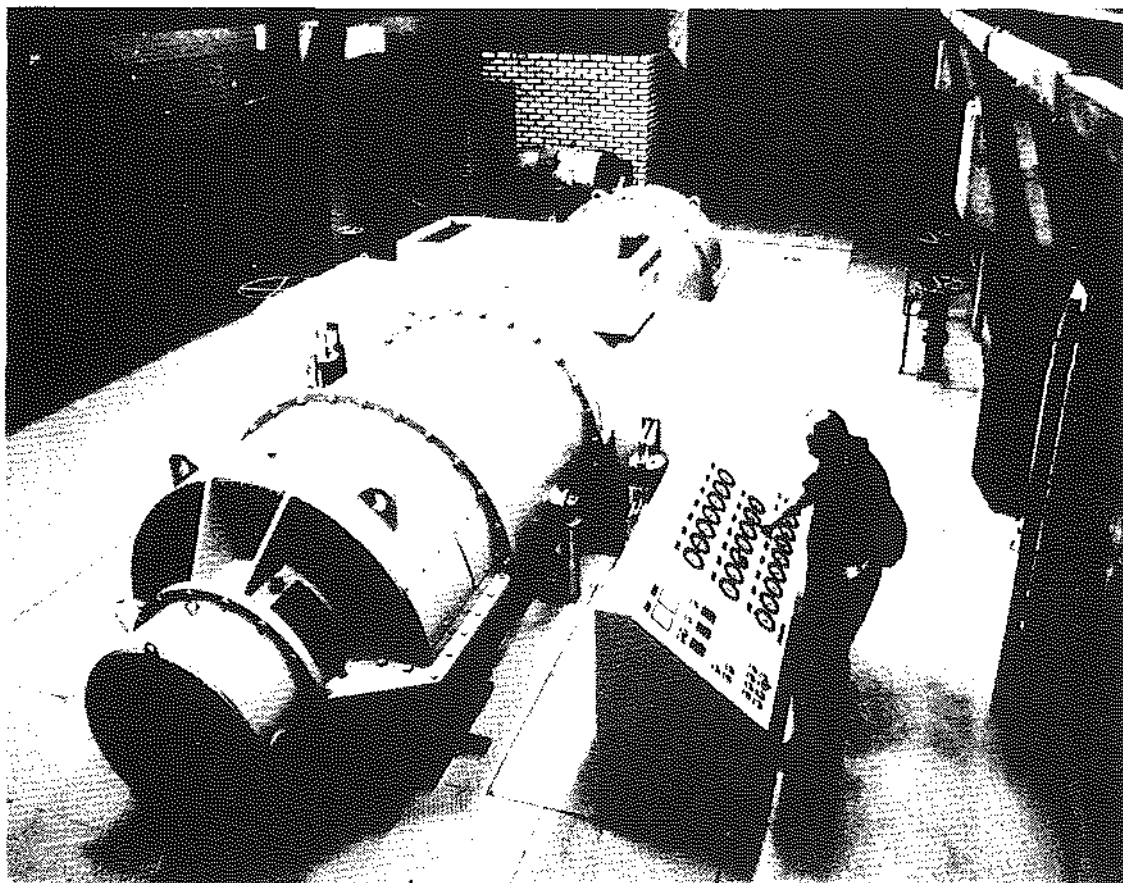
Den aktuella gasturbinen är på ca 9 MW eleffekt. Gasturbin och generator är "modulbyggda", på en gemensam ram och försedda med en ljuddämpande och ventilerad inneslutning. Hela enheten transporteras färdig till platsen.

Avgaspannan är längst till vänster i bilden. Som synes finns en separat skorsten mellan gasturbinenheten och avgaspannan. Denna används primärt vid start av anläggningen, och gör också att gasturbinen kan köras för ren elproduktion utan värmeåtervinning.

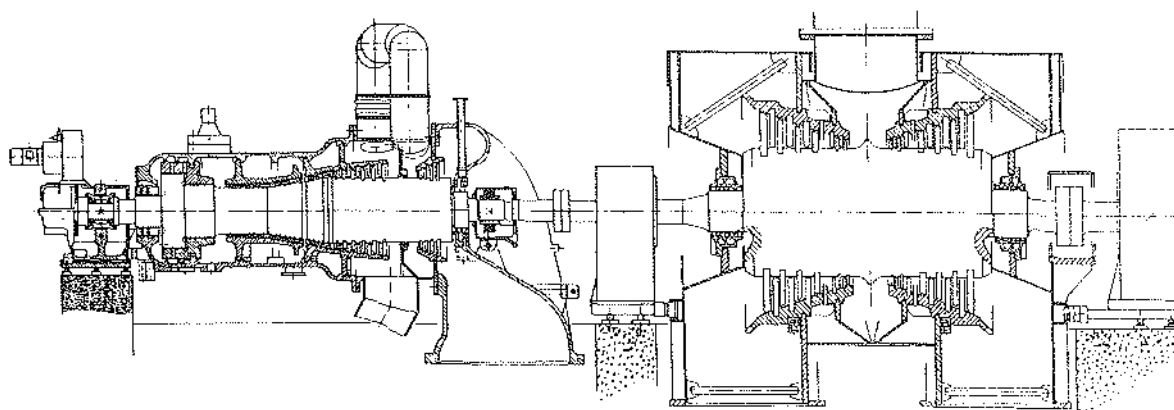
3.1.3 Kombicykel

Två av de viktiga komponenterna i en kombicykelanläggning; gasturbin och avgaspanna är redovisade med exempel i ovanstående avsnitt.

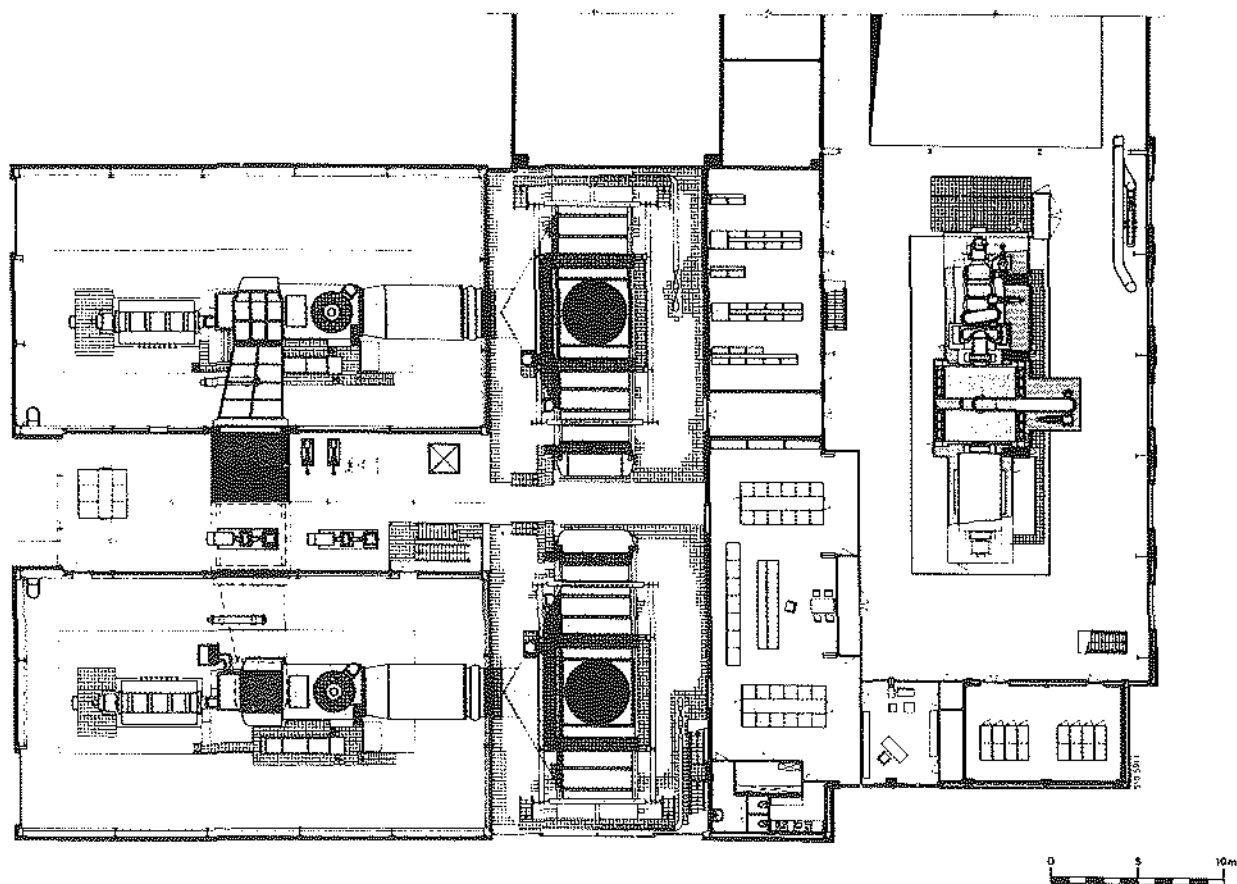
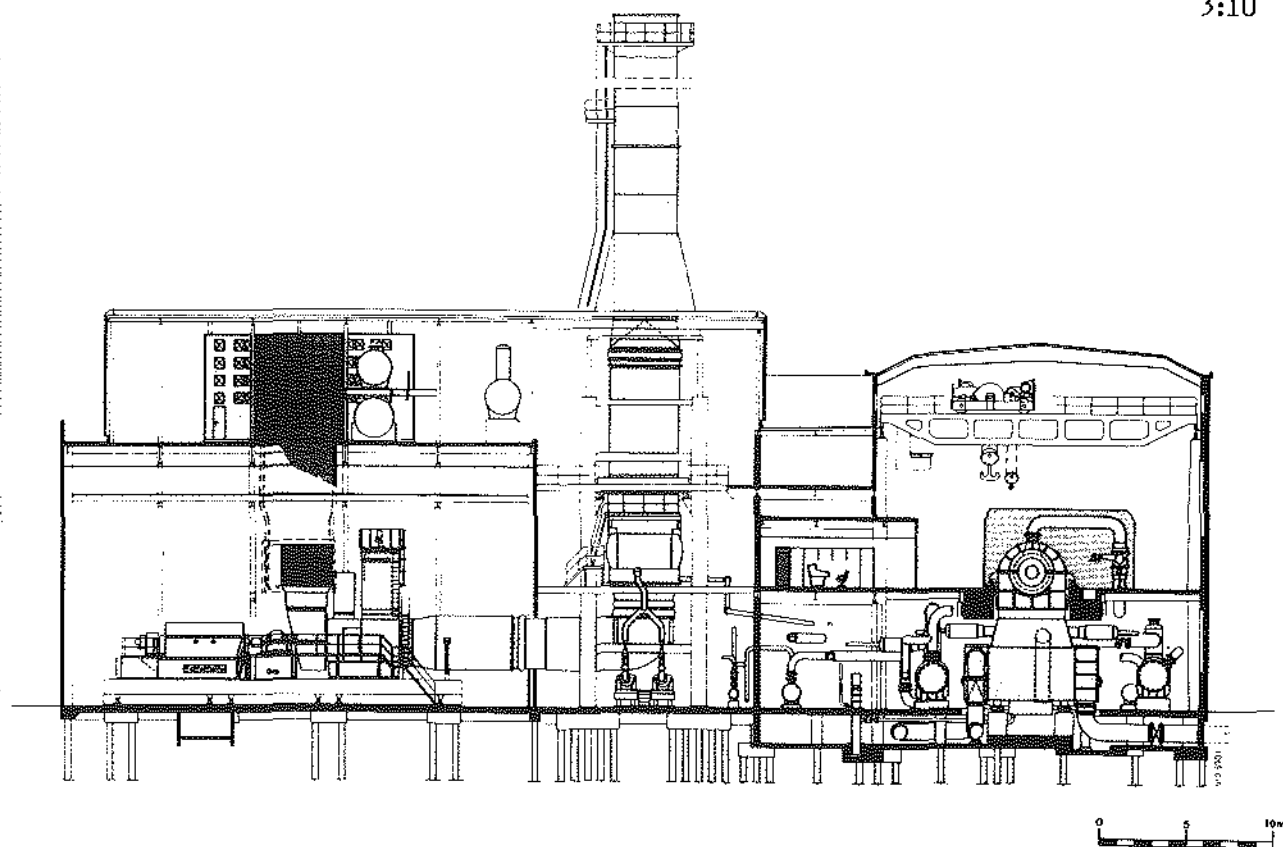
Ångturbinen i en kombicykel har i allmänhet moderata ångdata vad gäller tryck och temperatur. Eventuellt kan data jämföras med en liten konventionell mottrycksanläggning. Nedanstående figurer utgör exempel på ångturbiner lämpade för kombicykelanläggningar.



Figur 3:11 Mottrycksångturbin av radialtyp 10 MW, ASEA-STAL



Figur 3:12 Snittbild av ångturbin för kombicykelanläggning. Max eleffekt ca 25 MW, BBC. Denna turbin har avtappning efter högtryckssteget till en separat värmekondensor, samt kondenssteg med möjlig kapacitet för hela flödet



Figur 3:13 Exempel på layout för kombicykelanläggning med 2 gasturbiner och avgaspannor, samt en ångturbin (samma ångturbin som i figur 2:25). Eleffekt vid max värmeproduktion ca $2 \times 35 + 25$ MW

3.1.4 Gasmotor

Gasmotorer förekommer i flera alternativa utföranden. Figurerna i detta avsnitt ger exempel på några olika utföranden och storlekar av motorer och anläggningar.

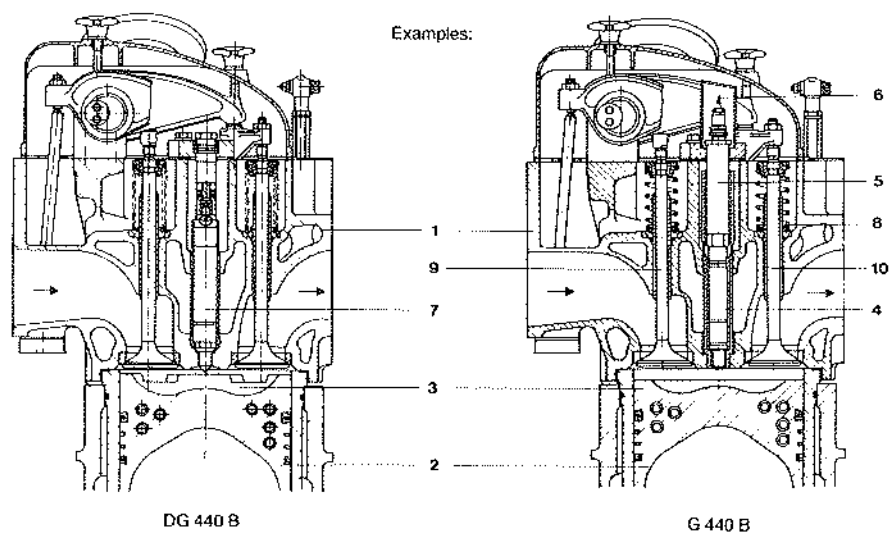


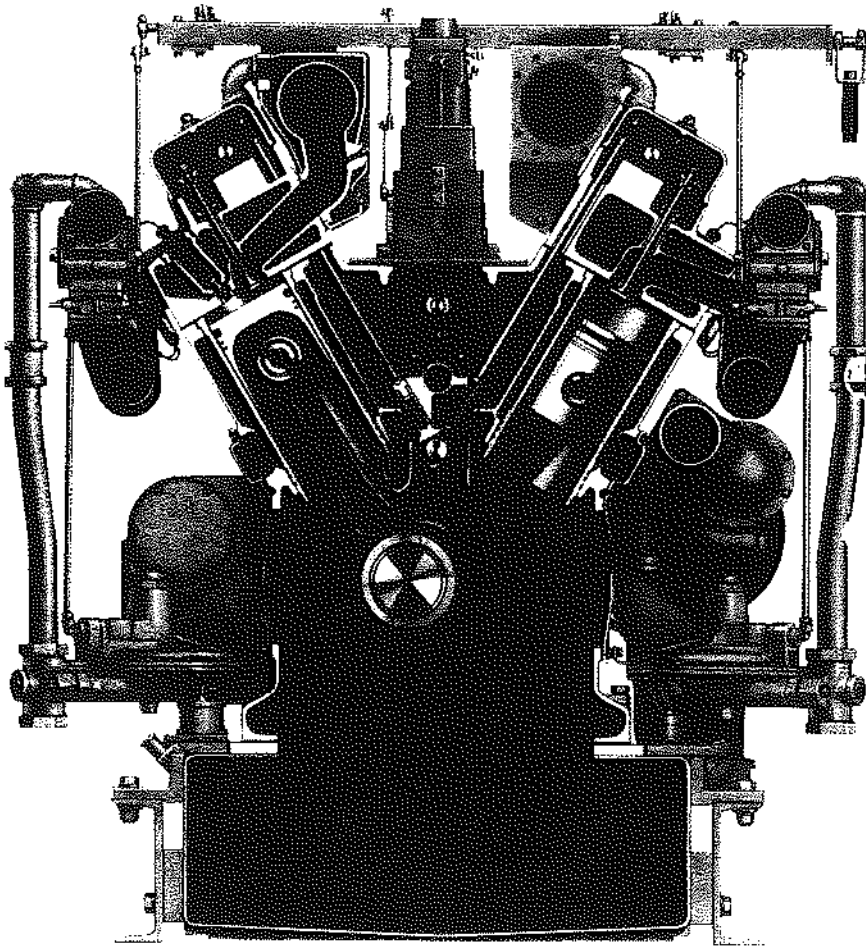
Fig. 12: Combustion chambers and cylinder heads on spark-ignition gas engines and dual-fuel engines.

1 Cylinder head
2 Piston with cooling circuit
3 Compression chamber
4 Spark plug

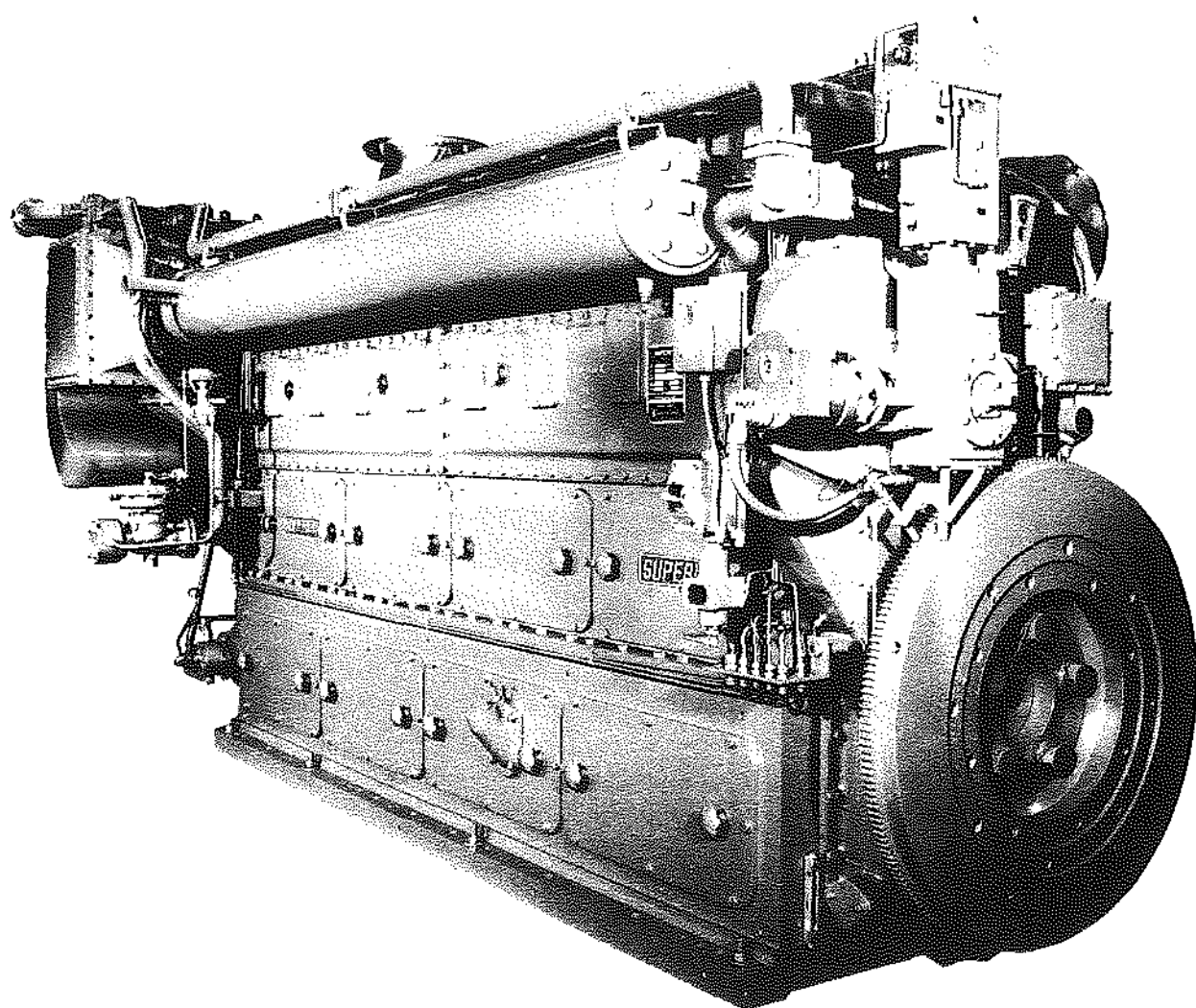
5 Ignition coil
6 Ignition cable
7 Injector

8 Valve-rotating appliances
9 Inlet valve
10 Exhaust valve

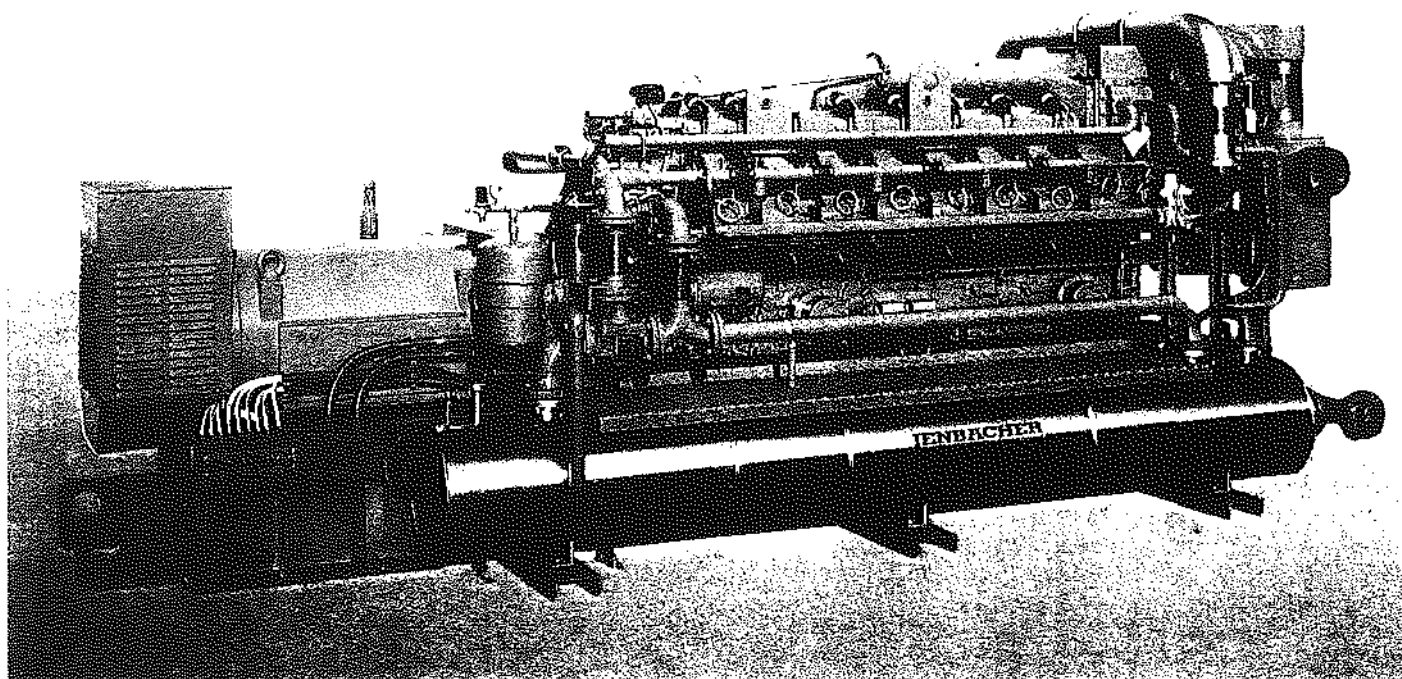
Figur 3:14 Förbränningsutrymme, topplocksarrangemang och tändanordning för 4-takts gasmotor. Dieseltändning (pilot injection) till vänster och tändstiftständning till höger



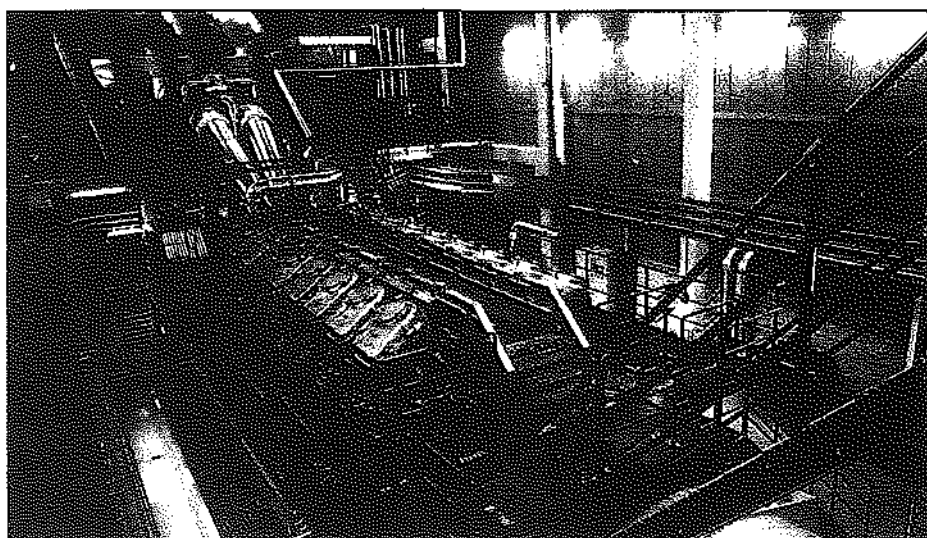
Figur 3:15 Snittbild av 4-takts gasmotor med tändstiftständning



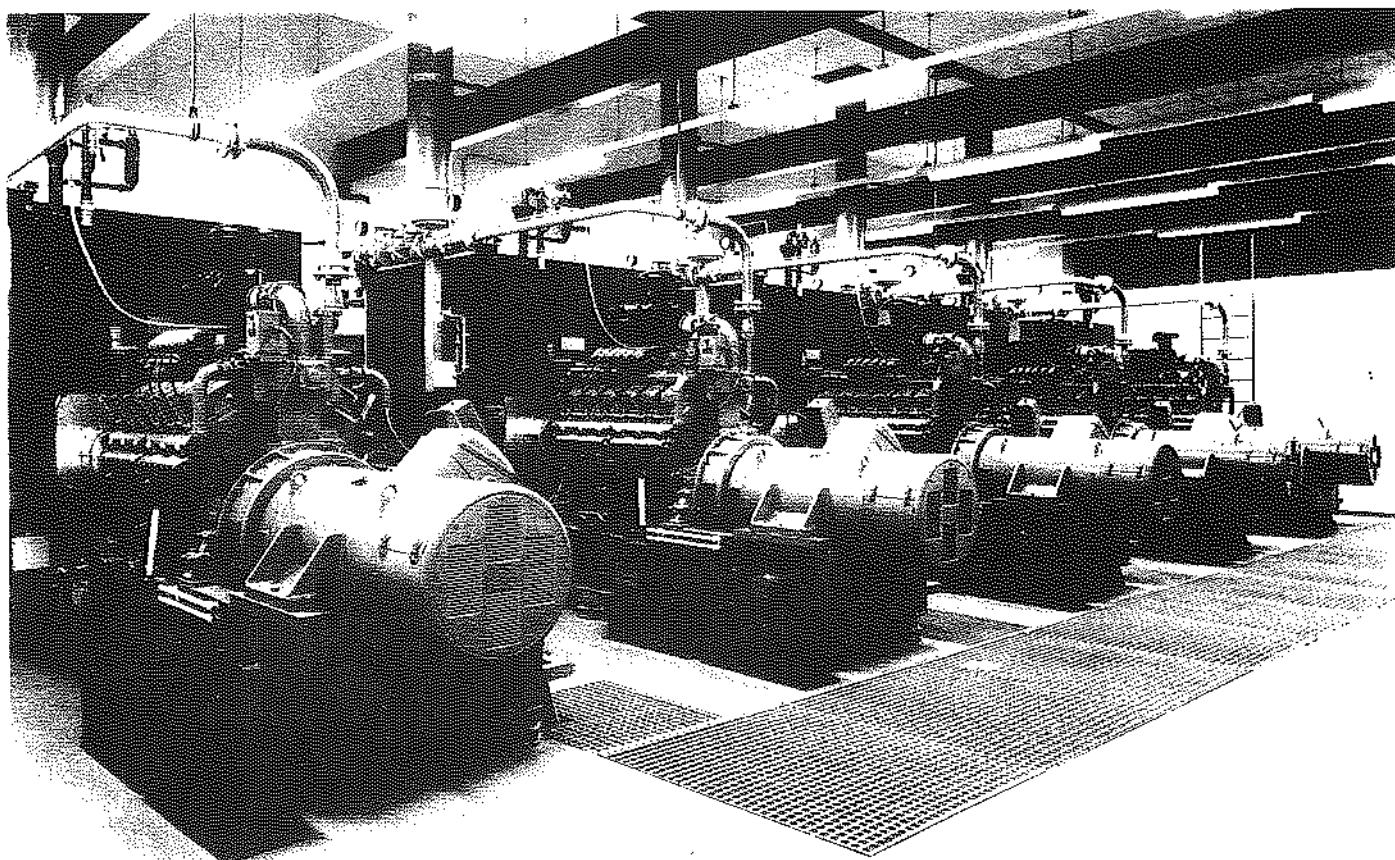
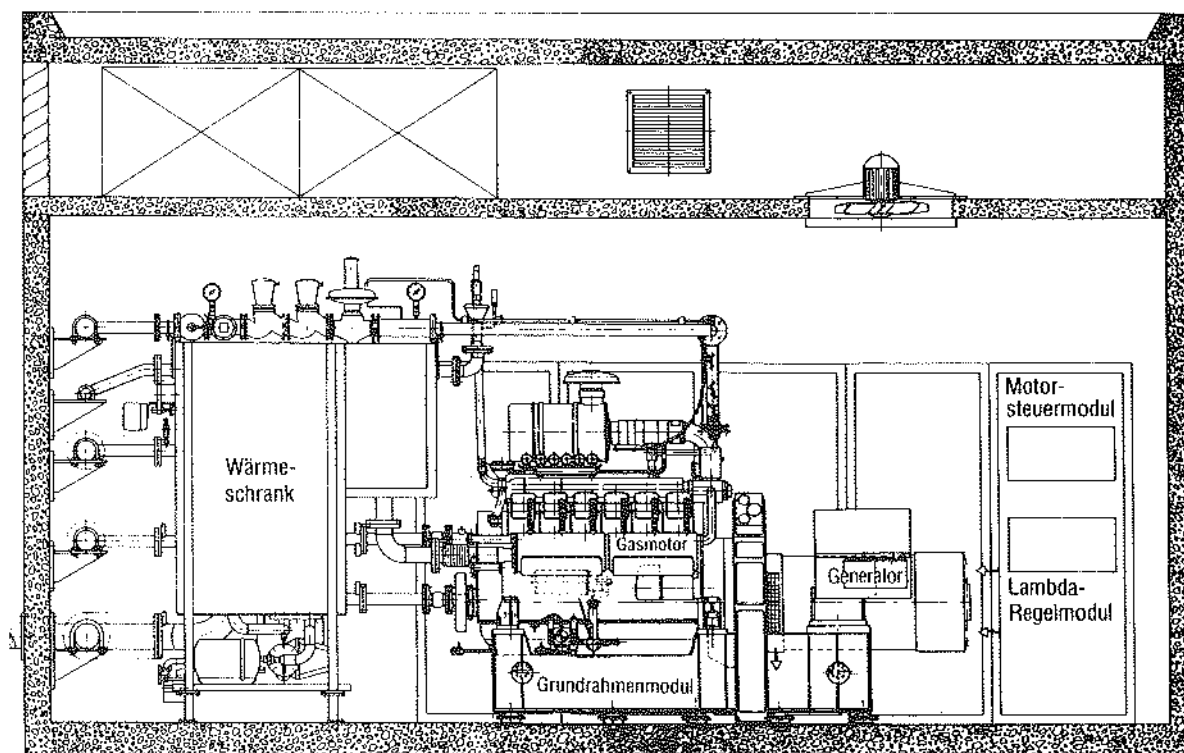
Figur 3:16 Exempel på gasmotor Superior, ca 1 MW



Figur 3:17 Exempel på modulbygge, gasmotor med generator och värmeväxlare för hetvattenproduktion, Jenbach, ca 400 kW el, ca 550 kW värme



Figur 3:18 Kraftvärmeinstallation med 4-takts medelvarvs gasdiesel, Wärtsilä. Effektområde 2,5-10 MW



Figur 3:19 Gasmotormodul inklusive generator 180 kW el plus värmeväxlarenhet för hetvattenproduktion ca 310 kW termiskt. Kraftvärmeverk med 5 parallella enheter av detta slag

3.2 Exempel på tillgänglig utrustning

3.2.1 Gasturbiner

Det finns många tillverkare av gasturbiner. En omfattande sammanställning av data för gasturbiner med eleffekt upp till ca 25 MW el återfinns i Värmeforskrapport nr 235, framtagna vid Institutionen för Värme- och Kraftteknik, LTH.

I tabell 3:1 nedan redovisas huvuddata för ett antal tillverkares olika modeller. Urvalet avser "50 Hz-maskiner". Svenska ASEA-STAL är naturligtvis intressanta i detta sammanhang. ASEA-STAL har även ett samarbetsavtal med Solar Turbines som torde vara världens största leverantör av enheter mindre än 10 MW.

General Electric kan sägas vara den dominerande leverantören på marknaden. Många tillverkare i Europa är licenstagare till GE. BBC slutligen har ett stort urval renodlade industiturbiner i de större klasserna.

Tillverkare	Typ	El-effekt, MW	Elverkningsgrad, %	Tryckförhållande	Avgas-temp i utlopp, °C	Luftflöde, kg/s
Solar Turbines	Saturn	0,8	22,2	6,0	435	6,2
	Centaur H	3,9	28,4	9,3	515	17,6
	Mars	8,8	31,4	15,6	465	37,5
ASEA-STAL	GT 35	18,9	32,5	13,0	410	92
	GT 200	103	35,9	16,0	460	368
General Electric	PG 5371	26,3	28,9	10,2	485	122
	PG 6431	37,4	31,4	11,7	545	137
	LM 2500	20,4	33,8	18,7	519	66
	LM 5000	33,1	34,6	30,0	445	126
	PG 9161	116,9	33,1	12,1	595	403
BBC	Typ 9	36,1	29,2	9,0	510	163
	Typ 8	48,8	32,7	16,3	525	180
	Typ 13	100,5	32,8	12,5	489	406
	Typ 13E	145,8	34,0	14,3	525	507

Tabell 3:1 Exempel på gasturbiner, huvuddata (källa: Gas Turbine Word, Handbook 87)

3.2.2 Kombicykelanläggningar

Med utgångspunkt i tillgängliga gasturbintyper finns naturligtvis mycket stora möjligheter att komplettera en eller flera enheter med lämpliga avgaspannor och ångturbin. ASEA-STAL redovisar t ex följande:

- o Kombicykel baserad på GT 35
 - Eleffekt: 17 MW + 5,5 MW = 22,5 MW
 - Hetvatteneffekt: 21 MW
 - Bränsleeffekt: 54 MW
 - Elverkningsgrad: 42%
 - Total verkningsgrad: 81%
 - Alfavärde: 1,07
- o Kombicykel baserad på GT 200 (s k "Gasteam")
 - Eleffekt: 98 MW + 31 MW = 129 MW
 - netto: 128 MW
 - Hetvatteneffekt: 120 MW
 - Bränsleeffekt: 281 MW
 - Elverkningsgrad: 45,6%
 - Totalverkningsgrad: 88,3%
 - Alfavärde: 1,07

Liknande anläggningar kan givetvis åstadkommas även med de andra tillverkarnas produkter.

En vanlig utformning är som tidigare nämnts att kombinera upp till 4 gasturbiner och avgaspannor med en ångturbin. Både t ex GE och BBC har standardlösningar enligt detta upplägg på programmet.

3.2.3 Gasmotorer

Den tidigare omtalade Värmeforskrapporten (nr 236) innehåller även en förteckning över gasmotorer, med huvuddata, i storlek upp till ca 2 MW el. Med hänsyn till det ges i detta avsnitt endast en förteckning över ett urval leverantörer av motorer i olika storleksklasser.

Högvarviga motorer upp till ca 2000 kW

Fiat (TOTEM)	även komplett kraftvärmemodul
MAN	"-
MWM	"-
Jenbacher	"-
Waukesha	"-
Caterpillar	"-
Cooper	

Medelvarvsmotorer (4-takts gasdiesel)

Wärtsilä Diesel

Lågvarvsmotorer (2-takts gasdiesel)

Götaverken Motor
(licenstagare till MAN/B&W)

3.2.4 Gasmotormoduler

Följande sammanställning avser kompletta gasmotorbaserade kraftvärmemoduler. Ett antal effektstorlekar, med prestandaangivelser ur olika tillverkares program redovisas.

Samtliga dessa tillverkare har svenska representanter.

Fabrikat	Typ	Effekt, kW		Verkningsgrad, %	
		el	värme	el	totalt
Fiat	Totem	15	37	26	90
Jenbach	JW120	170	271	34	88
	JW160	228	361	34	88
	JW240	343	546	34	89
	JW320	460	726	34	89

(Samtliga modeller med turboladdning och högt luftöverskott för NO_x-begränsning.)

MAN	E 0226K	50	90	(obekant, troligen i samma storleksordn som övriga fabrikat)	
	E 2866K	105	180		
	E 2842K	200	340		
	E 2842LE	260	410		

(Sugmotorer.)

MWM	G 226-3	19,4	38	28	82
	G 226-4	26	50	28	83
	G 226-6	39	75	28	83
	G 234 V6	92	166	32	90
	G 234 V8	123	216	32	89
	G 234 V12	185	318	33	89

(Sugmotorer, katalysatorer för 234-modellen.)

TBG 234 V12	279	524	31	81
-------------	-----	-----	----	----

(Turboladdning och luftöverskott för NO_x-begränsning.)

Tabell 3:2 Exempel på kraftvärmemoduler med gasmotorer. Baserat på uppgifter från tillverkarna.

Vad gäller referensanläggningar i Sverige för denna typ av utrustning kan framför allt de sk Totemaggregaten nämnas. Ca 100 aggregat är f n i drift på rötgas, framför allt i reningsverk. De första installationerna gjordes i slutet av 70-talet, och drifterfarenheterna är till övervägande del positiva.

4. MILJÖASPEKTER

Detta avsnitt behandlar de olika anläggningarnas inverkan på omgivningen i miljöhanseende. Behandlingen av ämnet har reducerats till att endast omfatta en miljöpåverkande faktor, nämligen avgasemissionerna. I övrigt är framförallt bullernivån en viktig faktor. Bullerfrågorna behandlas dock inte i detta sammanhang, bl a mot bakgrund av att kraven varierar mycket med de lokala förhållandena. Lösningen på eventuella problem är normalt att utrustningen byggs in i ökad omfattning.

4.1 Avgasemissioner, allmänt

Naturgas har en stor fördel jämfört med många andra bränsleslag (som t ex kol och olja) vad gäller bildning av skadliga avgasemissioner vid förbränning. Denna fördel som redovisats i många sammanhang, t ex i rapporten Naturgas-Hälsa-Miljö (Vattenfall, 1984), utgörs av det faktum att gasen i sig endast innehåller försumbara mängder potentiellt skadliga ämnen (svavel, spårämnen).

Vid naturgasförbränning kan m a o eventuella skadliga avgasemissioner härröra sig från:

- o ofullständig förbränning
- o bildningsprocesser under förbränningsförloppet.

De emissionsämnena som tillmäts den största betydelsen är:

- o koloxid CO, bildas vid ofullständig förbränning
- o kolväteföreningar HC, bildas vid ofullständig förbränning
- o kväveoxider NO_x, bildas vid högtemperaturprocesser i förbränningen.

I grova drag gäller följande:

- o CO och HC undviks om förutsättningar skapas för så fullständig förbränning som möjligt, dvs framför allt:
 - hög förbränningstemperatur
 - hög syrehalt
 - lång uppehållstid.
- o NO_x-bildningen minskar kraftigt om man kan **undvika** framför allt följande betingelser vid förbränningen:
 - hög förbränningstemperatur
 - luftöverskott
 - högt tryck
 - lång uppehållstid.

De faktorer som gynnar fullständig förbränning, och därmed minskar andelen CO och HC, har tydligenvis den önskade effekten att samtidigt öka bildningen av NO_x. Målet för den optimalt fungerande anläggningen är att åstadkomma en "balans" i förbränningsförloppet och därmed hålla alla emissionsvärden på en acceptabel nivå.

Specifikt för de olika anläggningstyperna gäller följande:

Mottrycksångturbinanläggning

I större gaseldade pannor uppstår sällan problem med CO och HC.

Även vad gäller NO_x -bildning erhålls i det typiska fallet något lägre emissionsvärden än vid eldning med olja. Trots detta kan det i vissa anläggningar vara svårt att nå myndigheternas gränsvärden för NO_x -bildning (se 4.3) om inte speciella åtgärder vidtas.

Exempel på sådana åtgärder är:

- o Ändrat brännarutförande (låg- NO_x -brännare), med t ex stegvis förbränning vid genomsnittligt lägre temperatur.
- o Minskat luftöverskott.
- o Sänkt förbränningstemperatur (t ex via minskad luftförvärmning).
- o Rökgasrecirkulation.
- o Rökgasrening.

Den sistnämnda åtgärden är givetvis effektivast, men samtidigt kostsam. För naturgaseldade pannor bedöms rökgasrening inte bli nödvändig. (Inga stora pannor som är i drift med gas i Sverige idag behöver rökgasrening).

Exempel på NO_x -värden ges nedan:

Panneffekt	NO_x (räknat som NO_2) mg/MJ bränsle
> 50 MW	200 120 (med låg- NO_x -brännare)
1-50 MW	70 50 (med låg- NO_x -brännare)
< 1 MW	30

Tabell 4:1 Exempel på NO_x -emission som funktion av panneffekt

Gasturbiner

I en gasturbin är samtliga de ovan nämnda förutsättningarna för bildning av NO_x uppfyllda, nämligen hög förbränningstemperatur, stort luftöverskott och högt tryck. Risken för bildning av CO och HC är emellertid liten.

En naturgaseldad gasturbin av konventionellt snitt ger om inga speciella åtgärder vidtas ca 150 ppm NO_x i avgaserna. Denna siffra är relaterad till en O_2 -halt på 15% och motsvarar ca 270 mg NO_x/MJ bränsle (räknat som NO_2).

Gasmotorer

Även i kolvmotorer råder förhållanden som gynnar bildning av NO_x . Detta gäller speciellt i motorer som ursprungligen utvecklats för dieseldrift, eftersom kompressionsförhållandet är högt. Det höga tryck som råder vid förbränningen är en starkt bidragande orsak till NO_x -bildningen. Förbränningsförloppet är också känsligt för ändringar i t ex luftöverskott m a p bildning av HC och CO. Det är med andra ord inte möjligt att bortse från den totala emissionsbilden HC, CO och NO_x vid optimering av motorns utformning.

Generellt kan man säga att förbränningsmotorer som inte speciellt konstrueras för att reducera NO_x -halten, antingen via styrning av förbränningsförloppet eller med avgasrening ger ganska höga värden på NO_x i avgaserna.

Några exempel på detta (samtliga motorer av Ottotyp):

- o Mindre högvarvig motor, 100-200 kW, optimerad för verkningsgrad och effektuttag ca 2500 mg/MJ NO_x .
- o Stor högvarvig motor, 1 MW, optimerad för verkningsgrad och effektuttag ca 3000-4000 mg/MJ NO_x .
- o Stor medelvarvid motor, ca 3 MW, optimerad för verkningsgrad och effektuttag ca 3000-4000 mg/MJ NO_x .

Att motorn optimeras för verkningsgrad och effektuttag innebär normalt att luftöverskottet är 20-30%, vilket nära sammanfaller med maximal bildning av NO_x .

Åtgärder för reduktion av dessa värden redovisas i avsnitt 4.4.

4.2 Svenska myndighetskrav beträffande avgasemissioner

Miljöfarlig verksamhet, exempelvis utsläppande av rökgaser från naturgas till atmosfären, regleras i miljöskyddslagen (SFS 1969:387, senast ändrad 1987:397). I denna ställs krav på att sådan verksamhet skall anmälas, och i vissa fall godkännas av respektive länsstyrelse. Godkännande för användning av naturgas krävs om den tillförda effekten överstiger 10 MW. Godkännande för användning av naturgas inom en förprövningspliktig industri krävs oavsett storlek på pannan.

För naturgas inskränker sig miljöskyddsproblematiken sig i stort sett till frågan om NO_x -emissioner. Som vägledning för länsstyrelserna vid tillståndsgivning har Naturvårdsverket tillsammans med Statens Energiverk föreslagit riktlinjer för NO_x -utsläpp. Dessa riktas både mot nya och befintliga anläggningar. Riktlinjerna före-

slås bli intervallutformade så att varje anläggning bedöms individuellt utifrån bränsle, storlek, teknikförutsättningar och lokalisering. Tabell 4:2 redovisar detta förslag.

Naturvårdsverket har i samband med naturgasintroduktionen i syd-sverige i skrivelse till berörda myndigheter rekommenderat, angående NO_x-utsläpp från konverterade pannor, gränsvärdena 60 mg/MJ. Gränsvärden för industriella ugnar skall bedömas från fall till fall.

Nyanläggningar i hela landet	Max utsläpp mg/MJ räknat som årsmedelvärde
Arligt NO _x -utsläpp överstigande 300 ton	50-100
Övriga	100-200
Befintliga anläggningar med undantag av anläggningar i norrlandsländerna, Värmlands län och Kopparbergs län	Från och med 1 januari 1995
Arligt NO _x -utsläpp överstigande 600 ton	50-100
Arligt utsläpp överstigande 150 ton	100-200

Tabell 4:2 Svenska riktlinjer för NO_x-utsläpp från förbränningsanläggningar

4.3 Internationella exempel på emissionskrav

Land	Tillförd effekt MW	Max NO _x - utsläpp mg/MJ	Anmärkning
USA	> 73	90	Elprod.anläggning
	> 29	50	Vissa stater kan ha strängare krav
Japan	> ca 500	30	Hårdare krav gäller för vissa starkt utsläppsbelastade områden
	ca 40-500	60	
	ca 10-40	70	
	> ca 10	80	
Västtyskland	> 300	30	Nya krav gäller även för befintliga anläggningar. Dessa är beroende av anläggningens ålder
	5-300	50	
Schweiz	> 300	30	Gäller även befintliga anläggningar
	1-300	50	
Österrike	> 300	20	
	150-300	40	
	50-150	50	
Nederländerna	> 50	50	

Tabell 4:3 Internationella utsläppskrav för NO_x från gaseldade anläggningar. Samtliga gäller för nyanläggningar om inte annat anges.

4.4 Tillgänglig teknik för emissionsbegränsning

4.4.1 Gasturbiner

Enligt vad som tidigare nämnts i avsnitt 4.1 ger en konventionell gasturbin utan emissionsbegränsningsåtgärder ca 150 ppm NO_x i avgaserna (räknat på 15% O₂) vilket motsvarar 270 mg NO_x/MJ bränsle.

Det finns i huvudsak tre tillgängliga metoder för att begränsa och sänka NO_x-halten under detta värde, nämligen:

- o Modifierad brännkammerutformning.
- o Sänkt förbränningstemperatur genom ång- eller vatteninsprutning i brännkammaren.
- o Katalytisk avgasrening.

Med modifierade brännkammare för låg- NO_x -förbränning har vissa tillverkare idag nått värden i storleksordningen 60-75 ppm (ca 110-135 mg/MJ) dvs i runda tal en halvering av NO_x -emissionerna.

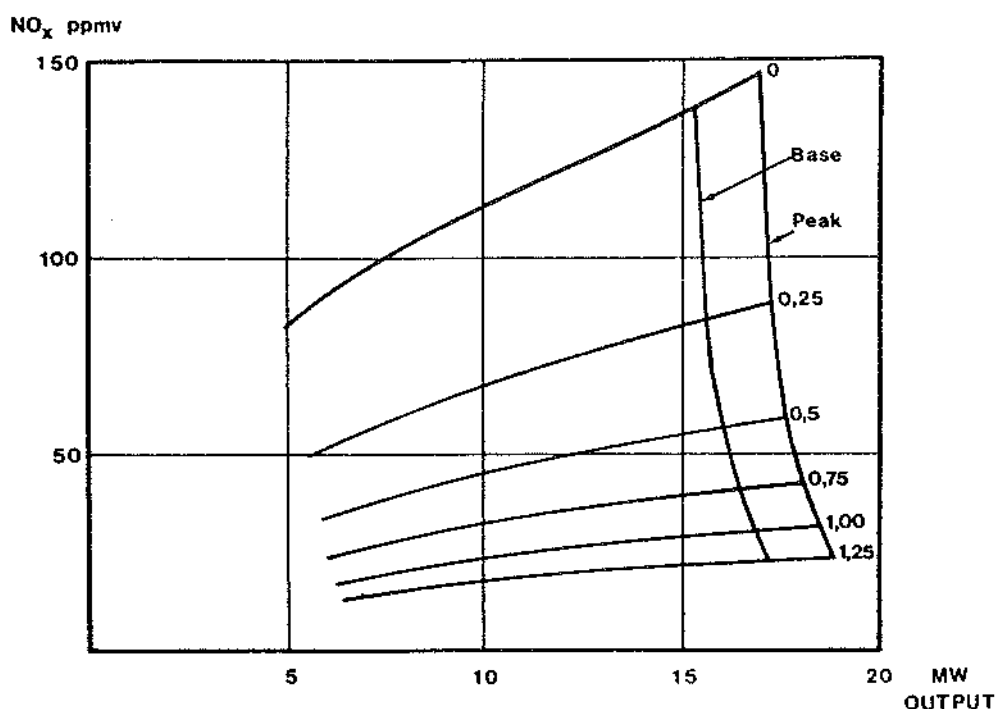
Den teknik som normalt tillämpas är förblandning av bränslegasen med en stor andel luft före brännaren. Detta ger vid riktig dimensionering en sänkt förbränningstemperatur, och minskad NO_x -bildning.

En annan variant är tvåstegsförbränning, där gasen i brännkammarens 1:a zon förbränns med ett litet luftunderskott vilket gör att NO_x teoretiskt inte kan bildas. Därefter tillförs stora mängder ytterligare luft och i kammarens 2:a zon sker slutförbränning vid en väsentligt lägre temperatur, vilket gör att NO_x -bildningen begränsas även i detta steg.

För båda dessa typer av låg- NO_x -brännkammare kan likartade praktiska problem uppstå, nämligen:

- o Det gäller att hålla en mycket fin balans mellan att kyla flamman tillräckligt med extra luft för att undvika NO_x men samtidigt inte så mycket att oförbränt i form av CO och HC blir kvar i avgasen.
- o Det är svårt att bibehålla samma väldefinierade förbränningsförlopp över hela effektintervallet vid varierande belastning.

Ång- eller vatteninsprutning i brännkammaren för sänkning av flamtemperaturen och därmed minskning av NO_x -bildningen är en metod som idag tillämpas som standard vid installation av gasturbiner inom områden där emissionsbegränsande lagstiftning gäller. Vanligast är att vatten används. Nedanstående figur ger ett exempel på effekten av vatteninsprutning.



Figur 4:1 Exempel, inverkan av varierande grad vatteninsprutning (kg vatten/kg bränsle) på NO_x -emissionen vid olika effektuttag. ASEA-STAL gasturbin GT 35

Vatteninsprutningen ökar massflödet genom turbinstegen och ger en liten höjning av effektuttaget. Under vissa betingelser kan vatteninsprutningen även bidra till att turbinen arbetar något effektivare, vilket kompenserar för förlusten av vattenångans bundna energi i avgaserna, och resulterar i en liten höjning av elverkningsgraden. (Slutresultatet kan dock även bli en viss verkningsgradsförlust, speciellt vid stora insprutningsflöden.)

Som ett alternativ till vatten kan ånga sprutas in i brännkammaren. Något större mängd ånga jämfört med vatten behövs för att åstadkomma samma NO_x -reduktion. Ånginsprutning blir rimligtvis endast aktuellt i anläggningar med avgasångpannor, dvs där man i alla fall har tillgång till ånga. Insprutning av ånga som genereras i en avgasångpanna höjer i princip alltid elverkningsgraden för anläggningen. Som redovisas i avsnitt 2.2.2 kan denna teknik även tillämpas för att uppnå mer omfattande resultat än endast NO_x -reduktionen (t ex den s k Cheng-cykeln).

Katalytisk avgasrening i gasturbinanläggningar tillämpas i de fall emissionskraven föreskriver nivåer på NO_x under ca 50 mg/MJ (ca 25-30 ppm). I dag finns installerade anläggningar med katalytisk rening i Japan och USA. Tekniken brukar betecknas SCR (Selective Catalytic Removal).

Några av de grundläggande förutsättningarna för denna typ av system är:

- o I katalysatorn sker reduktion av NO_x till fritt kväve och vatten. Ammoniak, NH_3 , tillsätts som reduktionsmedel.
- o Katalysatorn kan endast arbeta inom ett begränsat temperaturintervall, ca 300-400°C. Detta innebär att tekniken endast är tillämpbar i anläggningar där avgastemperaturen sänks efter turbinutloppet, lämpligen i en avgaspanna. Katalysatorbatteriet placeras i en sektion av avgaspannan där rätt temperaturnivå kan hållas.
- o För att reduktionen skall ske i erforderlig omfattning är det viktigt att:
 - Ammoniakten fördelas jämt över katalysatorytan.
 - Tillräcklig uppehållstid erhålls.

Tekniken kan i nuvarande utvecklingsskede ge en reduktion av inkommande avgasens NO_x -halt med 80-90%, dvs i genomsnitt från 270 till ca 40 mg/MJ. En viss överströmning av ammoniak, s k "slip", uppstår alltid. Målsättningen är att hålla denna vid max 10 ppm av avgasvolymen.

4.4.2 Gasmotorer

Med hänsyn till de svenska riktlinjerna för NO_x -utsläpp från nyanläggningar kan man konstatera att lågvarvs- och medelvarvs-gasdieslar inte klarar angivna nivåer utan katalytisk rening. Rening av samma typ som för gasturbiner kan i princip tillämpas.

Rena gasmotorer (Ottoprincipen) ger större möjlighet att reducera nivån även med vissa förbränningstekniska åtgärder.

Följande är en kort sammanfattning av några av de metoder som kan tillämpas för emissionsreduktion i gasdrivna tändstiftsmotorer:

- o Luftfaktor 1 och trevägskatalysator

Motordrift vid luftfaktor (s k lambdavärde) 1, dvs helt utan överskottsluft gör det möjligt att installera en trevägskatalysator efter motorn. I trevägskatalysatorn sker samtidigt oxidation av CO och HC till koldioxid, CO_2 , och vatten, och reduktion av NO_x till fritt kväve och vatten. En förutsättning är att luftfaktorn styrs mycket noggrant till ett värde strax under 1,0 (0,985 - 0,990). Detta sker med hjälp av en s k lambdasond som mäter avgasernas syrehalt. (Trevägskatalysatortekniken införs som obligatoriskt krav på bensindrivna personbilar i Sverige fr o m 1989.) En reduktion till storleksordningen 40 mg/MJ NO_x efter katalysatorn kan erhållas för stationära motorer i storlek upp till ca 200-300 kW. Stora motorer kan vanligtvis inte köras utan luftöverskott pga risken för överhettning.

5. APPLIKATIONER INOM INDUSTRI- OCH UPPVÄRMNINGSMARKNAD

5.1 Fjärrvärme

5.1.1 Tekniska förutsättningar

Temperaturnivå

Samtliga de systemtyper som redovisas i föregående avsnitt är väl lämpade för produktion av hetvatten för fjärrvärme enligt svensk praxis. Ett normaldimensionerat fjärrvärmenät är utlagt för uttag av maxeffekt vid temperaturnivån 120°C i framledning, 70°C i returledning och fullt flöde. Denna temperaturnivå uppnås endast vintertid, vid lägsta utetemperatur. Normalt ligger framledningstemperaturen i storleksordning 80-90°C så länge utetemperaturen inte går under 0°C.

Konventionella mottrycksångturbinanläggningar dimensioneras vanligen inte för att kunna ge den maximala framledningstemperaturen 120°C vid nominell belastning. Den normala storleken av en dylik anläggning, i förhållande till fjärrvärmenätet i sin helhet där kraftvärmeanläggningen dimensioneras för någon form av baslast-drift samt den ovan nämnda temperaturvariationen i nätet över året gör att dimensionerande data för mottrycksanläggningar vanligtvis fastläggs för ca 85-90°C framledningstemperatur på hetvattensidan. Ökad framledningstemperatur ger givetvis minskad elgenerering och totalt sett sämre prestanda för anläggningen, men detta driftfall förekommer endast under en begränsad andel av den totala drifttiden.

En sänkning av temperaturnivån i fjärrvärmenätet totalt sett, som genomsnitt över året, skulle innebära bättre elverkningsgrad, ökat alfavärde för kraftvärmeanläggningar med ångturbין. Konsekvenserna av detta har studerats av Statens Energiverk i en rapport titulerad "Temperaturnivå i fjärrvärme- och blockcentralsystem" 1987:2. Beträffande inverkan av varierande kondenseringsstemperatur på prestanda för ett optimalt utlagt kraftvärmeverk konstateras i princip följande:

Alfavärdet vid kondenseringsstemperatur 120°C är ca 0.3 - 0.4, för att vid 50°C ligga inom intervallet 0.5 - 0.65. Förändringen i alfavärde sker i princip enligt ett linjärt samband vid varierande kondenseringsstemperatur (förutsatt att anläggningen optimerats för just den aktuella temperaturen).

Gasturbinanläggningar med avgaspanna kan producera hetvatten för fjärrvärmetillämpningar, i princip vid valfri temperaturnivå. Elproduktionen påverkas till följd av anläggningens funktionssätt inte av fjärrvärmetemperaturen. Däremot har naturligtvis temperaturnivån i fjärrvärmenätet, och då speciellt returtemperaturen, en inverkan på avgastemperatur och dimensionering av avgaspannan. En lägre returtemperatur kan ge effektivare kylning av avgaserna och därmed högre totalverkningsgrad.

I en kombicykelanläggning för kraftvärmeproduktion påverkas elgenereringen vid olika fjärrvärmetemperatur endast vad gäller den andel som produceras i ångturbinen. Förhållandena är i stort sett likartade som för en konventionell ångturbinanläggning. Följande kan dock nämnas:

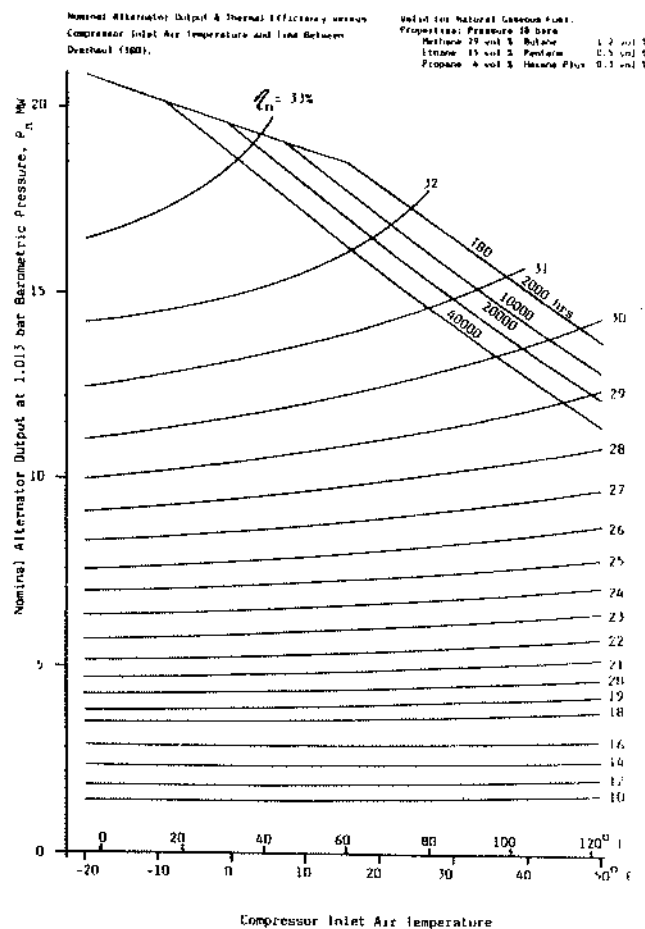
- o I en kombicykelanläggning utan tillsatseldning är ångdata för turbincykeln i allmänhet mindre avancerade än i ett konventionellt ångkraftvärmeverk. En variation i turbinens utloppsförhållande får till följd av detta större relativ inverkan på turbinens prestanda. Ångturbinens andel av anläggningens totala kraftgenerering är dock relativt liten i denna typ av anläggning (20-30% ca).
- o I en kombicykelanläggning med tillsatseldning kan ångcykeln om så önskas ges mer avancerade data, vilket minskar den relativa inverkan som varierande utloppstemperatur får på turbinens prestanda. Å andra sidan utgör ångturbinens effektgenerering en större andel av anläggningens totala produktion i en tillsatseldad kombicykel.

Från en gasmotor i kraftvärmekoppling erhålls större delen av värmeenergin vid en relativt hög temperatur, som utan problem kan utnyttjas för hetvattenproduktion i ett fjärrvärmenät. En viss andel av energin återvinns även ur smörjoljekylning och eventuellt ur laddluftkylning vid en lägre temperaturnivå, jämför figur 2:12. Under vissa delar av året är returtemperaturen i fjärrvärmenäten normalt så hög att detta energiflöde inte kan utnyttjas fullt ut. Elgenereringen i en gasmotor påverkas givetvis inte av temperaturnivån i fjärrvärmenätet.

Dellastegenskaper

Dellastverkningsgraden för en konventionell ångturbinanläggning beror mycket på utformning och effektstorlek. Vid stora effekter och även i modernt konstruerade mindre enheter kan acceptabla dellastegenskaper uppnås. Reglering via partialpådrag eller glidtryck är normalt i dessa sammanhang. En minskad elverkningsgrad runt 2-3 procentenheter vid 50% last, i förhållande till nominell effekt, torde vara representativt.

Gasturbiner har normalt sett relativt dåliga dellastegenskaper. Olika typer uppvisar dock varierande prestanda beroende på den grundläggande konstruktionen, vilket beskrivits något i kapitel 2. Figur 5:1 ger ett exempel på gasturbinprestanda vid varierande belastning.



Figur 5:1 Verkningsgrad för gasturbin vid olika belastning.
Exempel ASEA-STAL GT 35

Kombicykelanläggningar har i enklaste utformning relativt dåliga dellastegenskaper, dvs en avsevärd försämring av elverkningsgrad och alfavärde kan noteras vid lägre belastningar. En reduktion av elverkningsgraden vid 50% dellast med cirka 10 procentenheter är ett normalt värde. I många fall kan dock väsentligt bättre dellastegenskaper uppnås, t ex enligt följande:

- o Anläggningens gasturbin har bättre än genomsnittliga dellastegenskaper.
- o Ångdata vid dellast förbättras genom tillsatseldning i avgaspannan.
- o Anläggningen består av flera gasturbiner. Vid dellast kan t ex en av två eller två av tre gasturbiner arbeta vid full effekt och optimal verkningsgrad.

Gasmotorer har varierande dellastegenskaper beroende på typ och storlek. De största gasmotorerna i MW-klassen och uppåt har goda dellastprestanda. För en gasmotor av tvåtaktsdieseltyp anges verkningsgraden vid 50% dellast ligga endast 1 à 2 procentenheter lägre än vid nominell effekt. Mindre tändstiftsmotorer har betydligt sämre prestanda på låglast. Typiska värden för elverkningsgraden vid 50% belastning ligger 5-10 procentenheter under maxvärdet. Gasmotorer i mindre storleksklasser installeras utomlands, t ex i Tyskland och USA, ofta i anläggningar med flera små parallella enheter, så att varje motor normalt kan arbeta vid optimala förhållanden.

Effektdimensionering

Effektdimensionering av en kraftvärmeanläggning måste i varje enskilt fall ske med hänsyn till de rådande specifika förhållandena.

Rent generellt bör man givetvis sträva efter så gynnsamma driftbetingelser som möjligt för anläggningen. Som en tumregel kan sägas att utnyttjningstider i storleksordning 4000-4500 h/år är önskvärt. Ett annat mått för lämplig dimensionering är antalet fullasttimmar per år. 2000-2500 fullasttimmar motsvaras grovt sett den ovannämnda utnyttjningstiden.

I praktiken har nästan alla fjärrvärmenät någon baslast, t ex spillvärme, som kan täcka en viss andel av det maximala värmeeffektbehovet. En andel i storleksordningen 10-20% är normalt. Om ca 25% eller mer av effektbehovet täcks via baslastanläggningar med låg rörlig kostnad är det mycket svårt att få tillräckligt lång utnyttjningstid (dvs minimum ca 4 000 h) för en kraftvärmeanläggning. En baslast inom intervallet upp till 20% ger däremot acceptabla utnyttjningstider.

Som nämnts under flera tidigare avsnitt finns även möjligheter att komplettera befintliga kraftvärmeanläggningar med en gasturbin. På detta sätt åstadkommes en kombicykelanläggning där gasturbinavgaserna tillförs den befintliga anläggningen, som förvärmad förbränningsluft och/eller till t ex ekonomiser och matarvattenförvärmare. Värmeproduktionen i anläggningen förblir oförändrad, och gasturbinen ger ett tillskott till elproduktionen. Gasturbinens el-effekt är dock en mindre del jämfört med ångturbinen.

Exempel: En koleldad kraftvärmeanläggning kompletteras med en gasturbin enligt nämnda mönster. Avgaserna täcker hela pannans förbränningsluftbehov, och avgaserna tillförs endast i form av förbränningsluft. Av totala eleffekten genereras ca:

- ångturbin 75%
- gasturbin 25%

5.1.2 Naturgasbaserad kraftvärme i svenska fjärrvärmenät

En bedömning av naturgasens potential i den framtida fjärrvärmebaserade kraftvärmeproduktionen i Sverige måste utgå ifrån följande grundläggande förutsättningar:

- o Den kommunala kraftvärmeproduktionens roll i framtidens kraftbalans totalt sett.
- o Naturgasnätets utbyggnad.
- o Naturgasens prissättning.

Med tanke på de många olika tänkbara infallsvinklarna och komplexiteten i bedömningen av de olika förutsättningarna måste en uppskattning av potentialen baseras på ett relativt omfattande bakgrundsmaterial. Varje uppskattning kommer också att bli kontroversiell ur någon eller någons synvinkel, med hänsyn till att många olika intressenter är engagerade i frågan.

I målsättningen för denna rapport ingår inte att göra en bedömning av naturgasens marknadsmässiga potential inom den framtida svenska kraftvärmeproduktionen. Det kan dock konstateras att när och om en situation uppstår som i högre grad än i dag befrämjar elproduktion i anslutning till de svenska fjärrvärmenäten ger naturgasen rent tekniskt goda möjligheter inom området. Bland annat kan följande nämnas:

- o Naturgaseldade anläggningar kan ge högre alfavärde än dagens konventionella olje- eller koleldade system.
- o Naturgaseldade anläggningar kan utan dramatiskt ökande specifika investeringskostnader utföras för mindre effekter.
- o Naturgaseldning ger möjlighet till komplettering av befintliga anläggningar och ökat elutbyte vid oförändrat värmeunderlag.

Utan att i detalj granska de olika individuella fjärrvärmenäten kan en sammanställning med avseende på årlig värmeproduktion göras enligt följande:

GWh/år	Antal ca
5 - 10	15
10 - 20	30
20 - 40	40
40 - 60	15
60 - 120	20
120 - 170	20
170 - 400	10
400 - 600	10
600 - 1000	8
1000 - 2000	7
> 2000	4

Tabell 5:1 Uppskattad fjärrvärmeproduktion i svenska nät 1990, fördelning (källa: Statens Energiverk)

Som ett exempel på schablonvärde för kraftvärmeproduktion i ett typiskt nät antas följande:

- o Arlig värmeproduktion:
500 GWh
- o Max effektbehov ca:
 $500\,000 \cdot 2700 \cdot * = 185 \text{ MW}$
- o Antag 2000 fullasttimmar, ger:
effekt ca $185 \times 45\% \cdot * = 85 \text{ MW}$
- o Baslast, t ex spillvärme 20%:
37 MW
- o Kraftvärme, max värmeeffekt:
 $85 - 37 \text{ MW} = 48 \text{ MW}$
- o Utnyttjningstid, ca:
 $4000 \text{ h} \cdot *$
- o Värmeproduktion, kraftvärmeunderlag ca:
190 GWh
- o Elproduktion, antag alfavärde 1.0:
190 GWh

*) Dessa värden är relativt representativa för ett normalt nät.

Det bör noteras att tabell 5:1 avser alla fjärrvärmenät, dvs inte enbart nät i naturgasregioner. Sammanfattningsvis kan dock ändå konstateras att tyngdpunkten, relaterat till antal, ligger inom intervallen 10-40 GWh/år, 60-170 GWh/år (och även ca 500 GWh/år). I praktiken råder speciella förutsättningar för i stort sett varje enskilt fall. Under avsnitt 5.5 görs dock en ansats för att identifiera intressanta enhetsstorlekar, med utgångspunkt i tabell 5:1 och den här skisserade metodiken.

5.2 Lokal värmeproduktion

5.2.1 Tillämpningar

Under föregående avsnitt nämns möjligheten att utforma naturgaseldade kraftvärmeanläggningar för väsentligt lägre effektbehov, med rimlig investeringskostnadsnivå, än vad som är möjligt vid fastbränsleeldning. Förutom tillämpningar i små fjärrvärmenät kan tekniken även i ännu mindre skala appliceras i anläggningar för lokal värmeproduktion. Med begreppet lokal värmeproduktion avses i första hand icke fjärrvärmeanslutna panncentraler, t ex i större fastigheter, sjukhus och andra institutioner samt gruppcentraler med lokala värmenät.

Värmecentraler förekommer givetvis även inom industrin. Nedanstående information gäller i tillämpliga delar även dessa centraler (se även 5.3).

5.2.2 Tekniska förutsättningar

Effektstorlek

Det är svårt att noggrant definiera aktuella effektstorlekar för denna typ av tillämpningar. Här antas dock följande:

- o Inom kategorin stora värmecentraler ligger den del av värme-effektbehovet som utgör underlag för kraftvärmeproduktion inom intervallet ca 1-10 MW. Beroende på alfavärde för anläggningen motsvarar detta en möjlig eleffektgenerering inom intervallet ca 500 kW - 10 MW.
- o Som mindre värmecentraler betecknas här anläggningar i effektstorlek under ca 2 MW max värmebehov. Med en gasmotorbaserad kraftvärmeinstallation i en sådan central kan upp till ca 500 kW eleffekt genereras. (Lämpligt värmeunderlag antas vara ca 800 kW). På den internationella marknaden finns i dag kompletta kraftvärmeenheter med gasmotorer i effektklass ned till ca 20 kW el. Värmeeffekten från en sådan enhet är 40-50 kW. Installation med acceptabel utnyttjningstid kan göras i anläggningar med max värmebehov på ca 100 kW.

Teknikval

Inom gruppen stora värmecentraler finns i princip möjlighet att tillämpa ångturbin-, gasturbin- och gasmotorteknik. Ångturbinanläggningar torde i första hand kunna bli aktuella för de större effekterna. Gasturbiner med möjlighet till värmeåtervinning och konkurrenskraftiga prestanda finns på marknaden i storlekar från ca 1.0 MWel. (Med konkurrenskraftiga prestanda menas elverkningsgrad min ca 20-25%.)

Gasmotorer finns i olika utföranden. I de större effektintervallen torde 4-takts diesel-gasmotorer vara det mest konkurrenskraftiga.

Från storleksordning 1 à 2 MWel och nedåt blir tändstiftsgasmotorer aktuella.

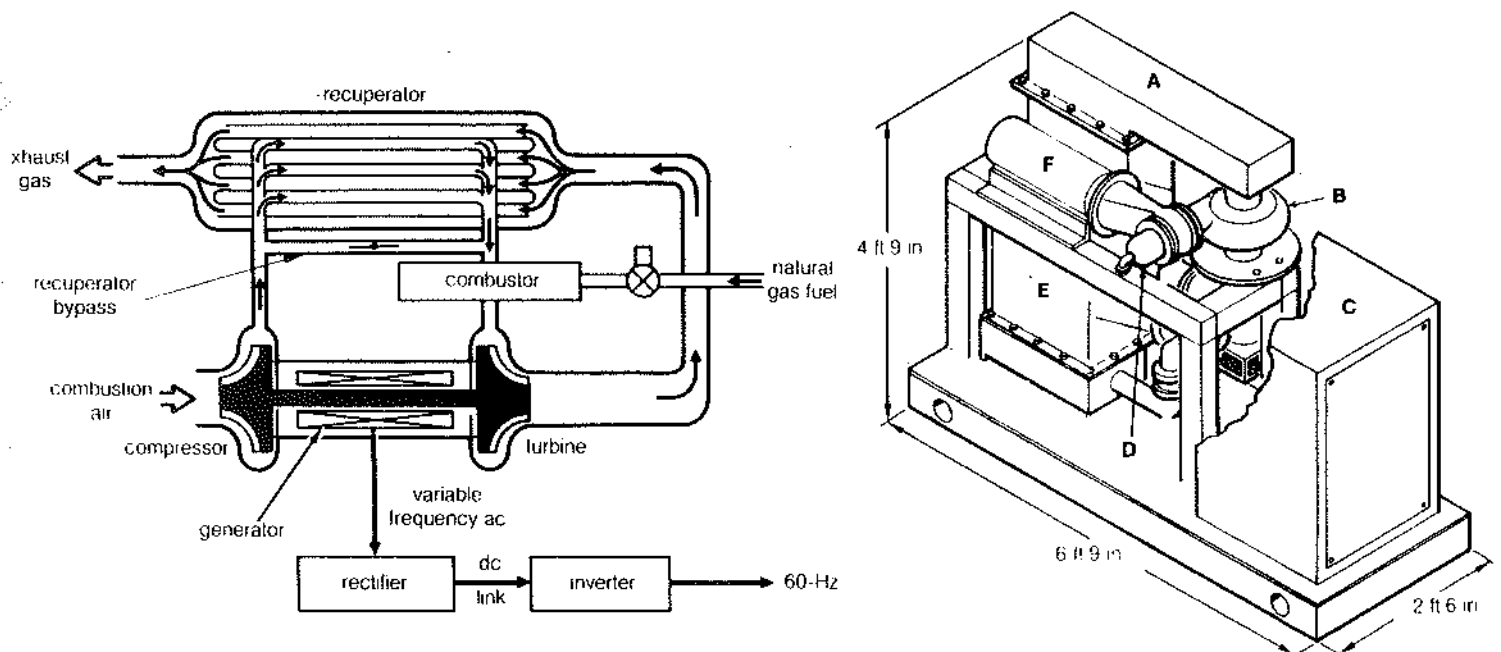
Ett exempel på teknik som skulle kunna appliceras i en stor värmecentral är den s.k Chengcykel gasturbinanläggningen. Denna har max eleffekt ca 5,5 MW. (Jämför 2.2.2.)

I mindre värmecentraler är gasmotorbaserade system aktuella, och då primärt motorer med tändstiftständning. Gasturbiner med eleffekt under 500 kW tillverkas, men verkningsgraden för dessa maskiner är i allmänhet dålig (< 20% elverkningsgrad).

I USA har dock tillverkaren Garrett presenterat data för en anläggning som hittills endast studeras i laboratorium, men som enligt plan kan vara kommersiellt tillgänglig inom 4 à 5 år. Denna gasturbin har eleffekt ca 50 kW och är avsedd att tillämpas för lokal "cogeneration", dvs kraftvärmeproduktion. Uppbyggnaden är relativt olik en konventionell gasturbinanläggning och omfattar bl a:

- o rekuperator
- o variabelt turbinvarvtal vid olika effekt
- o direktkoppling turbin/generator utan reduktionsväxel
- o frekvensomvandlare från variabel generatorfrekvens till nät-frekvens.

Garrett hävdar att denna anläggning skulle kunna ge elverkningsgrad klart över 30% (34%) och dessutom bibehålla ett så högt värde ned till ca 50% dellast.



Figur 5:2 Principschema och fysisk utformning av 60 kW gas-turbinanläggning. "Koncept" studerat av Garrett

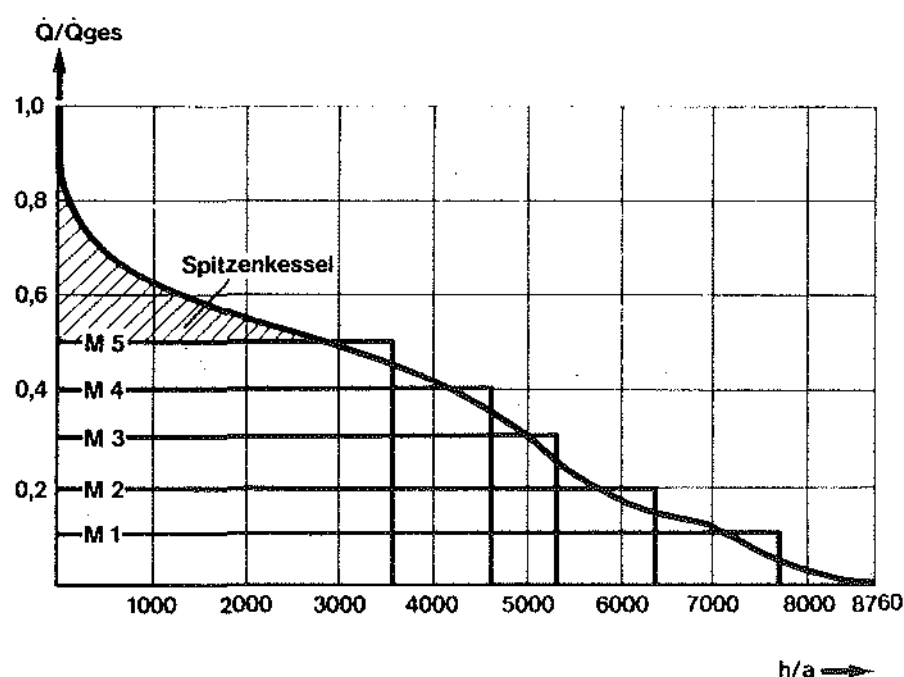
Temperaturnivå

Temperaturnivån i lokala värmecentraler ligger normalt något under nivån i ett fjärrvärmenät, vilket har en viss positiv inverkan på anläggningarnas verkningsgrad. I övrigt gäller de kommentarer som ges under avsnitt 5.1.1 även för lokala anläggningar.

Dellastegenskaper

De kommentarer som ges under avsnitt 5.1.1 gäller i princip även för lokala anläggningar.

Vid kraftvärmeproduktion med gasmotorer kan dellastegenskaperna förbättras väsentligt genom att utforma anläggningen med flera parallella identiska motoraggregat. Dessa tas automatiskt i och ur drift med hänsyn till rådande effektbehov. Nedanstående figur illustrerar principen.



Figur 5:3 Exempel på möjlig intäckning av värmebehov med parallella gasmotormoduler M1 - M5

I och med att varje motorenhet endast täcker en begränsad del av anläggningens totala effektbehov kommer de normalt att arbeta vid nominell effekt, och därmed vid optimal verkningsgrad. Observera att en spetslastpanna för ca 50% av effektbehovet erfordras. Figuren härstammar som synes från Västtyskland, där anläggningar av denna typ är vanligt förekommande. Se även kapitel 2, figur 2:32.

5.2.3 Potential för kraftvärmeproduktion i lokala värmecentraler

Någon bedömning av den totala elproduktionspotentialen via kraftvärmeanläggningar, eller av möjlig andel naturgasbaserad sådan produktion, görs ej i detta sammanhang. Nedanstående tabell är hämtad ur Statens Energiverks utredning "Småskalig Kraftvärme" 1986:1, och ger en uppfattning om storleksfördelningen av de ovan definierade större värmecentralerna, inklusive en uppskattning av kraftvärmepotentialen totalt sett (hela landet).

Potential i större värmecentraler (utnyttjningstid 4000 h/år)

Oljeklass 1000 m ³ /år	Antal i klass	Underlag (totalt) GWh _v /år	Värme och el, KVV			Potential GWh _e /år
			MW _v	Alfa- värde	MW _e	
0,8- 1,0	50	360	1,26	0,26	0,33	65,5
1,0- 1,5	92	920	1,74	0,28	0,49	180,3
1,5- 2,0	42	588	2,44	0,29	0,71	119,3
2,0- 2,5	16	288	3,14	0,30	0,94	60,2
2,5- 3,0	8	176	3,84	0,32	1,23	39,3
3,0- 3,5	8	208	4,54	0,35	1,52	48,6
3,5- 4,0	4	120	5,24	0,38	1,99	31,9
4,0- 5,0	5	180	6,29	0,40	2,52	50,3
5,0- 6,0	4	176	7,68	0,44	3,38	54,1
6,0- 8,0	4	224	9,77	0,45	4,40	70,3
8,0-10,0	3	216	12,57	0,46	5,78	69,4
10,0-	3	288	16,76	0,47	7,88	94,5
Totalt	239	3744			221	884

Trolig elproduktionspotential = 0,9 TWh_e/år (enligt tabellen ovan)

Maximal elproduktionspotential = 1,6 TWh_e/år (alfa medel = 0,6)

Tabell 5:2 Källa: Statens Energiverk, Småskalig Kraftvärme 1986:1

I avsnitt 5.5 görs en utvärdering av intressanta enhetsstorlekar för naturgaseldade kraftvärmeanläggningar med utgångspunkt i tabell 5:2. Därvid antas något annorlunda data t ex för alfavärde, än de som Statens Energiverk redovisat.

5.3 Industriell kraftvärme

5.3.1 Allmänt

Dagens kraftvärmeproduktion inom den svenska industrin sker nästan uteslutande i olje- eller fastbränsleeldade anläggningar med mottrycksångturbin. Produktionen är koncentrerad till ett fåtal branscher där man har en kombination av två eller gärna tre olika faktorer, nämligen:

- stort processvärmebehov i form av ånga eller eventuellt hetvatten
- motsvarande stor intern elförbrukning
- tillgång till lämpligt bränsle

Den helt dominerande branschen för industriell kraftvärme är massa och papper. Totalt finns i dag en installerad kapacitet på ca 800 MW inom massa- och pappersindustrin, med aggregatstorlekar upp till max 60 MW. De flesta turbinerna ligger inom intervallet 5-25 MW. Inom branschen finns ett omfattande kunnande kring denna typ av verksamhet. De första anläggningarna togs i drift redan under 30-talet.

Inom övriga industrigrenar finns en installerad elproduktionskapacitet på totalt ca 100 MW. Stora andelar av detta finns bl a inom kemisk industri och livsmedelsindustri. De största mottrycksångturbinerna inom livsmedelsindustrin är installerade i de skånska sockerbruken. En majoritet av dessa anläggningar eldas sedan 1985 med naturgas. En annan produktionsanläggning som i dag kan eldas med bl a naturgas finns hos Boliden Kemi i Helsingborg.

Möjligheterna till **framtida naturgasanvändning** för kraftvärmeproduktion i svensk industri måste baseras på ett flertal olika faktorer som var och en för sig eller i samverkan bidrar till ett positivt nettoresultat i verksamheten. Dessa faktorer kan t ex vara:

- o Interna processvärme- och elbehov av lämplig storlek.
- o Geografisk lokalisering inom en region med utbyggt naturgasnät.
- o Möjlig naturgasleverans till konkurrenskraftig prisnivå.
- o Signifikant prisdifferens mellan elenergi och bränsleenergi.
- o Tekniska lösningar för naturgasbaserad kraftvärme som möjliggör anpassning och flexibilitet vad gäller:
 - effektstorlek
 - fördelning el/värme
 - investeringsbehov.
- o En nationell eller regional kraftbalanssituation som möjliggör ekonomisk elkraftproduktion även för extern försäljning.
- o Miljökrav.

Den gasbaserade kraftvärmeproduktionens branschvisa fördelning i framtiden blir i mycket en funktion av utfallet vad gäller dessa faktorer inom olika industrigrenar. Inom de i dag dominerande sektorerna massa och papper, kemi och livsmedel finns en potential för viss konvertering från andra bränsleslag till naturgas.

Massa- och pappersindustrin kan sannolikt få en ledande roll, med avseende på andel av total produktion, även vad gäller naturgasanvändning för kraftvärme. Med hänsyn till dagens bränsleanvändning och den geografiska fördelningen står det emellertid klart att

naturgas endast kan bli aktuellt inom en begränsad andel av industrin. (Åtminstone med dagens planer för naturgasnätutbyggnad.)

Sett ur ett annat perspektiv, där man gör bedömningen att framtidens klimat för industriell kraftvärmeproduktion kommer att vara väsentligt gynnsammare än dagens, blir det även intressant att se på möjligheterna att installera nya kraftvärmesystem (jämsides med konvertering av befintliga mottryckskraftanläggningar).

I detta sammanhang kan ett ökat ekonomiskt incitament och möjligheten att använda ett bränsle som naturgas leda till bl a följande tendenser:

- o Möjligheten att producera el även i mindre anläggningar undersöks.
- o Kombinationen elproduktion/direktanvändning av avgaser blir aktuell i vissa sammanhang.
- o Intresset ökar för anläggningar med högt elutbyte (alfavärde).
- o Möjligheterna att komplettera befintliga anläggningar för ökad elproduktion undersöks.

5.3.2 Tekniska förutsättningar, generellt

Inom industriell kraftvärmeproduktion kan två huvudsakliga avsättningar för värmeenergin särskiljas:

- o för ånga/hetvatten
- o för direkt tillförsel till processen.

Befintliga kraftvärmeanläggningar i svensk industri är i princip uteslutande av mottrycksångturbintyp, där processånga tas direkt ur turbinens utlopp.

I en mottrycksångturbinanläggning kan processånga vid erforderligt tryck eller hetvatten av önskad temperatur produceras. Samma förhållande vad gäller möjlig elproduktion vid olika tillstånd (tryck, temperatur) i turbinutloppet gäller som vid fjärrvärmeapplikationer. I praktiken är det nästan aldrig möjligt att nå lika stort elutbyte vid industriell mottrycksproduktion som i ett kraftvärmeverk, eftersom processångan alltid måste hålla ett visst övertryck.

I en anläggning med gasturbin och avgaspanna kan processånga eller hetvatten produceras. Gasturbinens avgaser kan också i princip användas direkt i olika torkprocesser, till följd av den relativt höga temperaturen. Avgasen kan i princip användas både direkt för torkning och som förvärmad förbränningsluft.

Gasmotorer lämnar som tidigare nämnts en viss andel av den återvunna värmen vid en relativt låg temperatur. I en ångproducerande anläggning kan det eventuellt vara svårt att finna någon lämplig avsättning för denna energi. Merparten av den återvunna

energin, dvs i avgasvärmväxlare och kylvattenkrets, kan dock utnyttjas för generering av processång. Avgastemperaturen för gasmotorer ligger i intervallet 400-600°C ca.

För kombicykelanläggningar; jämför ovan och 5.1.1.

5.3.3 Processer

Panncentraler

I alla sammanhang där ett behov av ånga eller hetvatten föreligger inom en industri kan naturgasbaserad kraftvärme i princip bli aktuellt. System finns kommersiellt tillgängliga i olika utföranden från ca 20 kW el och uppåt. Som tidigare redovisats kan kraftvärmeinstallationen antingen ersätta befintliga pannenheter för täckning av grundlasten, eller i vissa sammanhang komplettera en existerande pannanläggning (exempelvis gasturbin, avgaser som förbränningsluft för befintlig panna).

Ugnsanläggningar

För kraftvärmetillämpningar där värmeenergin inte används för ång-/hetvattenproduktion utan direkt i processen vid en högre temperaturnivå torde endast gasturbiner kunna komma ifråga. All återvinnbar energi från gasturbinen finns ju i avgaserna, och dessa håller som tidigare nämnts ca 400-600°C.

Två fall kan särskiljas:

- o Avgaserna håller tillräckligt hög temperatur för ugnsprocessen.
- o Ugnsprocessen kräver högre temperatur. Avgaserna kan användas som förvärmad förbränningsluft.

Vid utpräglade högtemperaturprocesser, t ex smältning av metall, är befintliga system idag vanligtvis utrustade med värmeåtervinning. Återvunnen värme används ofta för förvärmning av förbränningsluften, vilket gör att potentialen för kraftvärme med gasturbiner inom denna typ av processer sannolikt är liten. Möjligheterna att finna lämpliga applikationer ökar om man tittar på ugnsanläggningar för lägre temperaturnivåer. Utan att gå in på detaljer eller specifika fall kan sägas att denna typ av processer förekommer t ex inom byggnadsmaterialindustrin och vissa typer av kemisk industri.

Torkanläggningar

Även vissa typer av direkteldade torkanläggningar har en utformning och temperaturnivå som gör det tekniskt möjligt att åstadkomma en gasturbinbaserad kraftvärmeanläggning med direktanvändning av avgaserna.

5.3.4 Branscher

Dagens industriella kraftvärmeproduktionskapacitet finns som nämns ovan till största delen installerad inom massa- och pappersindustrin (ca 85%). Av resterande effekt finns de största andelarna inom livsmedels- och kemisk industri.

Nedan följer en uppräknig av olika industrigrenar med kortfattade angivelser av hur processenergin används och vilka tekniska möjligheter som därmed finns för kraftvärmetillämpningar. Den information som kan lämnas i detta sammanhang är dock endast av övergripande karaktär, och ingen bedömning görs heller av möjlig potential etc. (Att t ex ta med massa- och pappersindustrin i denna uppräknig torde väl mot bakgrund av pågående studier och projekt vara något av en överloppsgärning.)

- Livsmedelsindustri

Ångproduktion förekommer inom bl a:

- sockerindustri
- mejerier
- slakterier, charkuterier
- konserverindustri
- bryggerier

Direktorkning förekommer av bl a:

- kaffe
- malt
- betfor (sockerbruk)
- spannmål

Sannolikt är det så att direktorkning av livsmedel kan ske med naturgas i vissa fall. Normalt krävs då med tanke på hygieniska gränsvärden att speciella låg-NO_x-brännare används. (Typexempel utgör ett antal spannmålstorkar i Skåne.) Motsvarande låga NO_x-nivå kan eventuellt nås med en gasturbin om katalytisk rening tillämpas, vilket dock medför en extra investerings- och driftskostnad. Det är också möjligt att vissa applikationer inte kräver extremt låga NO_x-värden. Exempel på detta skulle eventuellt de sk betfortorkarna vid sockerbruken kunna utgöra.

- Kemisk industri

Inom petrokemisk industri finns normalt ett stort behov av processånga, varför en potential finns för kraftvärmeproduktion. Samtidigt är emellertid tillgången på spillvärme, olika typer av raffinaderigaser etc normalt god i eller i anslutning till petrokemiska industrianläggningar, vilket givetvis minskar behovet av naturgasbränsle.

Inom andra typer av kemisk industri förekommer torkanläggningar som skulle kunna ge en direkt avsättning för avgasenergin från en gasturbin, t ex framställning av gödningsmedel.

- Byggnadsmaterialindustri

Möjliga tillämpningar för direktanvändning av avgaser finns inom tegelindustri, cementindustri, gipsplatteindustri, asfaltverk och eventuellt porslinsindustri.

Om en anläggning tekniskt och ekonomiskt kan konverteras med tillfredsställande resultat måste givetvis utvärderas för varje specifikt fall.

- Järn- och stålindustri

Många järn- och stålindustrier har ångcentraler med relativt stor kapacitet. Inom själva processerna torde få möjliga tillämpningar kunna identifieras.

- Verkstadsindustri

Verkstadsindustrin är normalt mindre lämplig för processbetingade kraftvärmeanläggningar. Installation av t ex gasmotoraggregat för el- och varmvattenproduktion är givetvis en möjlighet vid relativt stora värmebehov.

- Trädgårdsodling

På kontinenten är idag gasmotorkraftvärmeanläggningar relativt vanliga inom växthushäringen. I vissa fall kan avgaserna användas direkt för CO₂-gödning av växterna. Elproduktionen används för belysning.

- Massa och papper

Många studier har som tidigare nämnts utförts inom detta ämnesområde. Kortfattat finns följande möjligheter:

- o Konvertering av olje-, och eventuellt fastbränsleeldade, enheter till naturgas.
- o Komplettering av befintlig ångpanna med en mindre gasturbin.
- o Installation av nya gasturbinbaserade system för ersättning av äldre enheter.

5.4 Dimensionerande data

5.4.1 Värmedmedium

Se föregående avsnitt (5.1 - 5.3).

5.4.2 Elgenerering

Små enheter förutsätts utrustade med 3-fas 220 V generator (upp till ca 500 kW el). Vid större effekter blir en högspänningsgenerator normalt aktuell. Normal spänningsnivå för något större effekter, storleksordning 5 MW el, och uppåt: 10,5 kV. Spänningsvalet optimeras dock alltid utgående från de specifika förhållandena. Hänsyn tas därvid till t ex:

- o Kostnadsrelation generator/transformator/ställverk.
- o Spänningsnivå i anslutet nät.

5.4.3 Bränsletillförsel

Gaseldade ångpannor

Normalt leveranstryck 1-4 bar ö är tillräckligt även vid stora effekter. I vissa sammanhang kan det vara önskvärt, framför allt av ekonomiska skäl, med garanterat tryck överstigande 4 bar. Orsaken till detta är framför allt att högre garanterat mintryck möjliggör val av mindre naturgasledningsdiameter vid given kapacitet, vilket minskar installationskostnaden, framför allt för erforderlig armatur. Möjligheten att erhålla högre anslutningstryck finns inte generellt, utan måste om så önskas diskuteras från fall till fall.

Gasmotorer

Gasmotorer kan normalt utan problem matas från 1-4 barsnätet. För stora enheter kan dock ett garanterat mintryck i storleksordningen 3-4 bar krävas. Om detta inte kan erhållas från gasdistributionen fordras att anläggningen kompletteras med en gaskompressor för lämplig tryckuppsättning.

Gasturbiner

En komplikation i gasturbinanläggningar är att naturgasens matningstryck måste vara väsentligt högre än i andra typer av system. Förutom brännkammertrycket, vilket i vissa gasturbiner kan vara över 20 bar, måste en ytterligare marginal finnas för:

- o tryckfall i brännare
- o tryckfall i anslutningsledningar
- o flödesreglering (i vissa fall).

Sammantaget gör detta för exempelvis ASEA STAL GT 35:

- o brännkammertryck vid maxeffekt, ca 13 bar
- o erforderligt gastryck vid maxeffekt, ca 16 bar.

16 bar garanterat mintryck, eller ännu högre vilket kan krävas för andra typer av turbiner, kan normalt inte tillhandahållas av gasleverantören inom det vanliga distributionssystemet. Valet står

mellan att ansluta anläggningen till en speciell högtrycksmatning eller att installera en gaskompressor i anläggningen.

Sett ur anläggningsägarens perspektiv har kompressoralternativet flera nackdelar:

- o Total anläggningskostnad ökar, genomsnittligt med 10%.
- o Kompressorn drar energi. En verkningsgradsförsämring på 2-3% kan påräknas. (Dvs ca 0,6-0,9 procentenheter vid elverkningsgrad 30%.)
- o Tillgängligheten minskar.

Dessa faktorer bidrar till en försämrad ekonomi för anläggningen. Att arrangera en speciell högtrycksmatning för naturgasen medför också en extra investering i flertalet fall.

En ekonomisk utvärdering för varje specifik anläggning krävs för att fastställa vilket alternativ som är ekonomiskt optimalt, med hänsyn till alla faktorer.

5.5 Enhetsstorlekar

Under avsnitt 5.1 redovisas fördelningen av svenska fjärrvärmenät med avseende på årlig värmeproduktion, enligt prognos för 1990. Av de redovisade fjärrvärmenäten återfinns ca 40% i storleksklasserna 10-20 GWh/år respektive 20-40 GWh/år. Drygt 20% av näten ligger inom klasserna 60-120 GWh/år respektive 120-170 GWh/år. Relativt många nät ligger också i storleken ca 500 GWh/år. Enligt en schablonmässig bedömning erhålls vid ca 15-20% baslast (t ex i form av spillvärme) och 4 000 h/år utnyttjningstid följande: Vid 100 GWh värmeproduktion/år utgör ca 10 MW värmeeffektbehov underlag för kraftvärmeproduktion.

Med olika systemval ger detta följande effekter för de ovan nämnda fjärrvärmenäten:

	System	
	Gasmotor	Gasturbin
Antaget alfavärde	1,0	0,6
Eleffekt, MW vid årlig värmeproduktion		
15 GWh	1,5 MW	(900 kW)
30 GWh	3 MW	1,8 MW
90 GWh	9 MW	5,5 MW
140 GWh	14 MW	8,5 MW
500 GWh	60 MW*	30 MW

* Alfavärde 1,2 antas.

Dessa ungefärliga effektstorlekar täcker en stor del (till antalet) av de kraftvärmeapplikationer som kan hittas i svenska fjärrvärmenät. Den energimässigt största potentialen finns givetvis i de största fjärrvärmenäten, som är få till antalet.

Motsvarande bedömning av lämpliga effektstorlekar i **gruppcentraler** kan göras med utgångspunkt i tabell 5:2. Flertalet centraler ligger i intervallen 800 - 1 000 m³, 1 000 - 1 500 m³ och 1 500 - 2 000 m³ eldningsolja/år.

Dimensionering för ca 2 000 fullasttimmar/år ger följande fördelning.

Oljeförbrukning per år	Värmebehov årligt	System	
		Gasmotor	Gasturbin
900 m ³	ca 8 GWh	1,4 MW	(700 kW)
1250 m ³	ca 11 GWh	2,0 MW	(1,0 MW)
1750 m ³	ca 15 GWh	2,7 MW	(1,6 MW)

(I detta fall förutsätts givetvis att hela baslasten utgör underlag för kraftvärmeproduktion, vilket förklarar skillnaden i förhållande till fjärrvärmefallet.)

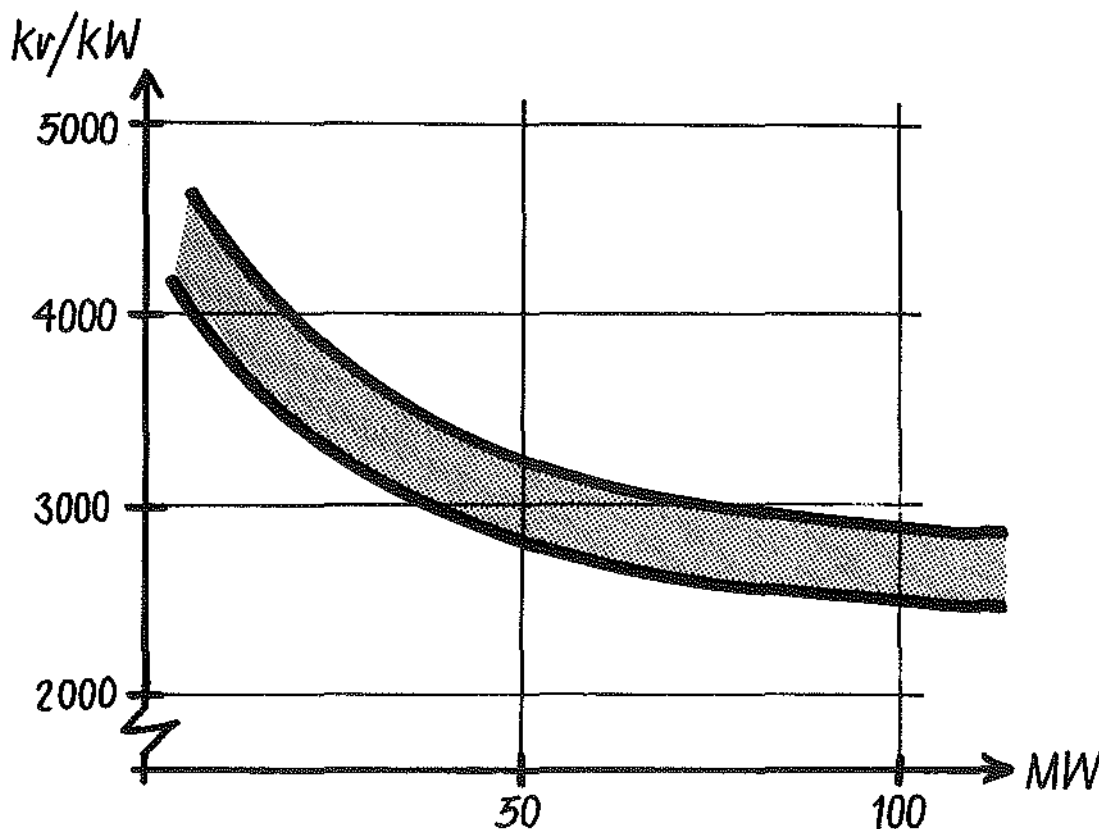
6. EKONOMISKA UNDERLAGSDATA

6.1 Investeringskostnader

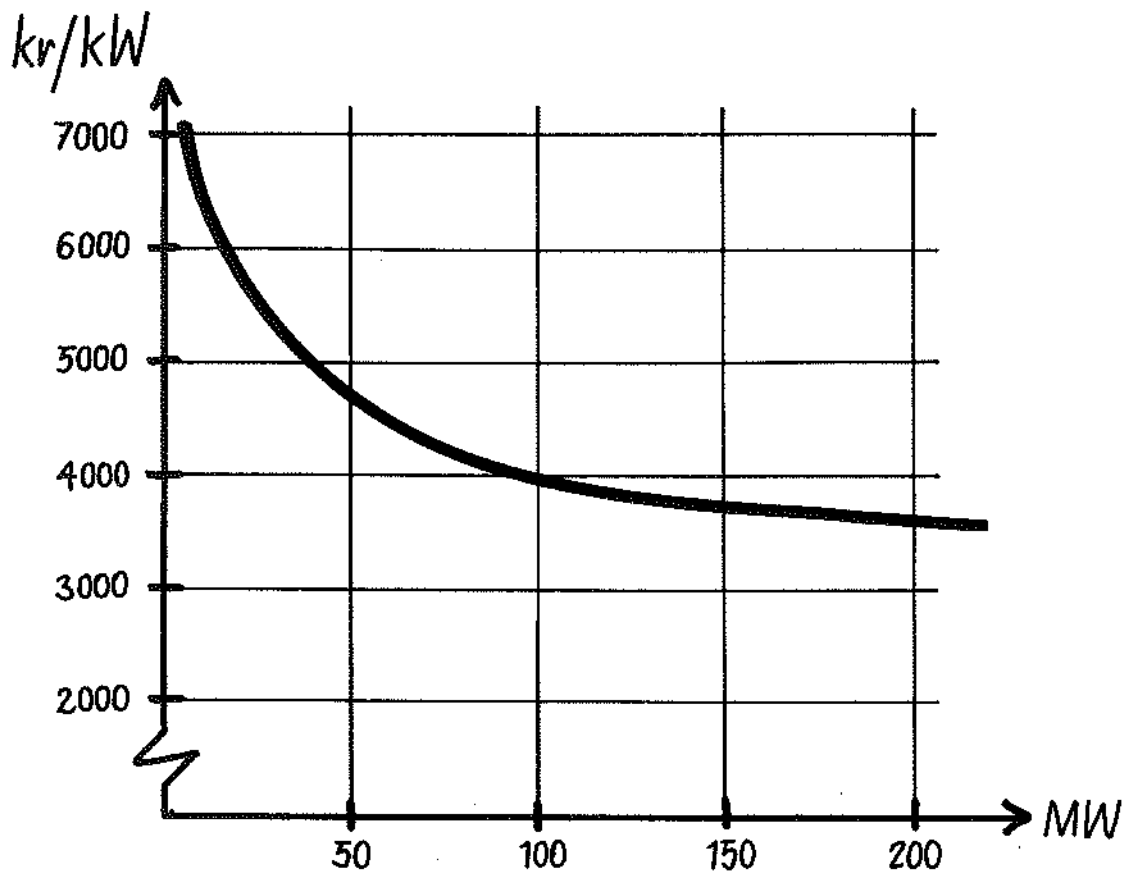
Nedanstående diagram ger investeringskostnader för:

- o gasturbin med avgaspanna
- o kombicykelanläggning
- o gasmotoranläggning med värmeåtervinning.

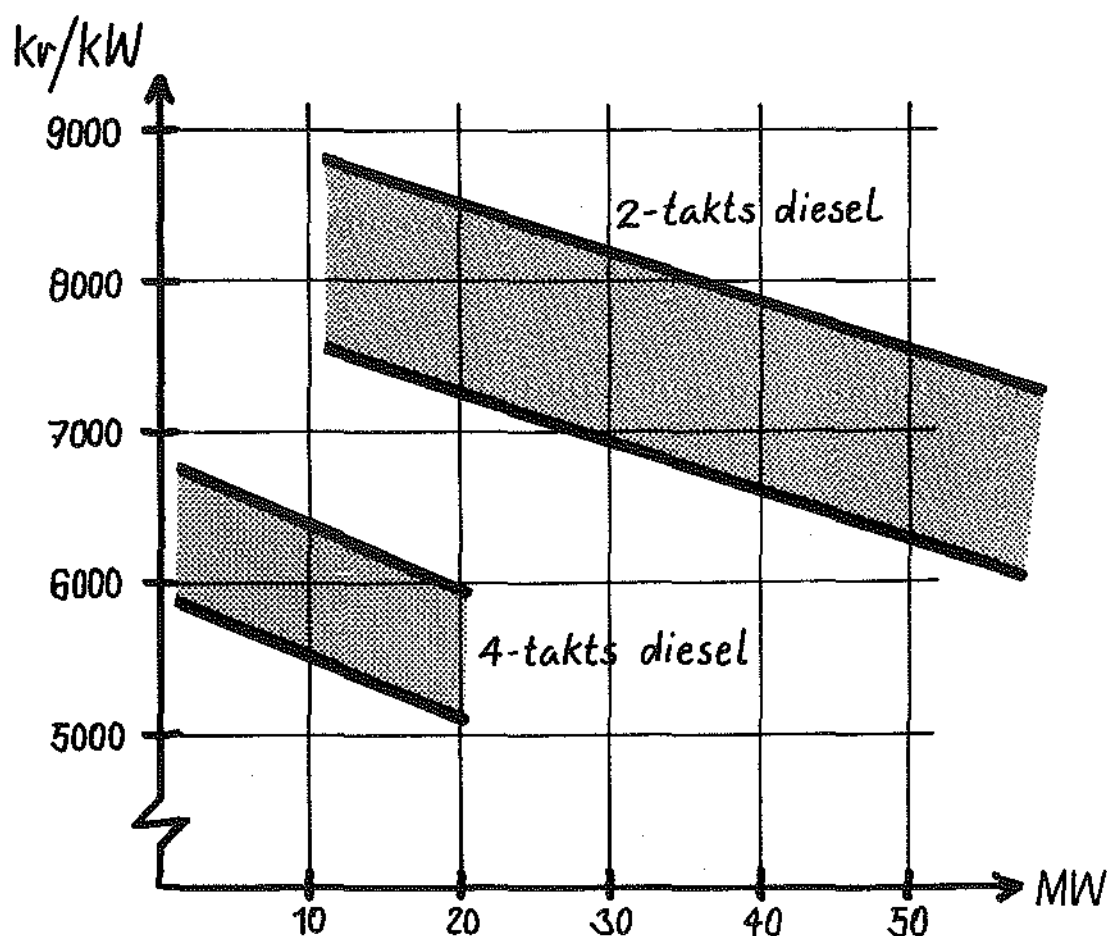
Kostnaderna avser turn-key leverans av kompletta anläggningar. För de mindre motorenheterna förutsätts installation i befintlig byggnad. Kostnadsnivån är ansatt för att vara representativ i "typiska" fall. Enskilda anläggningar kan avvika med hänsyn till lokala förutsättningar.



Figur 6:1 Investeringskostnad för gasturbin med avgaspanna, schablonvärden



Figur 6:2 Investeringskostnad för kombicykelkraftvärmeanläggning, schablonvärden



Figur 6:3 Investeringarkostnader för gasmotoranläggningar, schablonvärden

6.2 Drift och underhållskostnader

Drift och underhållskostnaden, exklusive bränsle, för en anläggning måste givetvis i en ekonomisk kalkyl för specifika fall bedömas relativt noggrant med hänsyn till fasta och rörliga kostnader.

En stor andel av den fasta DoU-kostnaden utgörs normalt av personalbehovet, se figur 2:14. Även en viss del av det periodiska underhållet hänförs till denna kostnad.

De rörliga kostnaderna består i huvudsak av löpande underhåll och service, samt reservdelar och förbrukningsmaterial. Driftkostnaden för eventuell katalytisk avgasrening ingår också i denna post.

De mest exakta uppskattningarna erhålls följaktligen om DoU-kostnaden kan uppskattas med en fast och en rörlig del. I beräkningarna under kapitel 7 har dock en något enklare modell välts för vissa system. Följande antages:

Drift och underhållskostnad

- o Gasmotor
 - Tändstiftsmotor : 7-8 öre/kWh el
 - Gasdieselmotor : 1% av investeringskostnaden
årligen plus 2,5 öre/kWh el
- o Gasturbin
 - < 25 MW : 3% av investeringskostnaden
årligen
 - > 25 MW : 2% av investeringskostnaden
årligen
- o Kombicykel
 - < 50 MW : 3% av investeringskostnaden
årligen
 - > 50 MW : 2% av investeringskostnaden
årligen

6.3 Nyckeltal för prestanda

Typiska data för olika anläggningstyper vad gäller elverkningsgrad, total verkningsgrad och alfavärde redovisas i avsnitt 2.3.1. Fler-talet värden ges i form av intervall, vilket är helt naturligt med tanke på bl a följande:

- o Prestanda för ångturbinanläggningar varierar, bl a beroende på
 - komponentverkningsgrad för ångturbin
 - ångdata;
maximalt tryck och temperatur
temperatur i turbinutlopp
- o Prestanda för gasturbiner och gasmotorer kan variera mellan olika typer och fabrikat, även vid samma effektstorlek.
- o En kombicykel för olika prestanda med hänsyn till såväl typ av gasturbin som data för ångturbinkretsen.

De redovisade värdena avser prestanda för nominell uteffekt.

En viss försämring av prestanda sker som tidigare nämnts vid del-last. För de olika systemtyper som tagits med i beräkningen under kapitel 7 antas utnyttjningstid 4 000 h/år. Under dessa förhål-landen görs följande uppskattning för elverkningsgrad och total-verkningsgrad som årsgenomsnitt:

- o Gasturbinanläggning:
 - årsmedelvärde reduceras 6% i förhållande till nomi-nellt.

- o Kombicykelanläggning:
Årsmedelvärde reduceras 6% i förhållande till nominellt.
- o Gasmotoranläggning:
Årsmedelvärde reduceras 3% i förhållande till nominellt.

Verkningsgraden vid värmeproduktion antas oförändrad.

Exempel:

Kombicykelanläggning

- o elverkningsgrad

nominellt	40%
årsmedel	37,6% ($40 \times 0,94$)
- o totalverkningsgrad

nominellt	84%
årsmedel	81,6%

6.4 Alternativkostnad för värme

Alternativkostnaden för värme vid mindre effektstorlekar baseras på kostnaden för olje- eller gaseldning i konventionella ång- eller hetvattenpannor. För större anläggningar antas eldning med fastbränsle, primärt kol.

Följande kostnader förutsätts för de mindre anläggningarna:

Bränsleslag	Eo1	Eo5
Energi, inklusive skatt, öre/kWh	18-21	13-17
Drift och underhåll, öre/kWh	2	2
Kapital, öre/kWh	3	3

(Källa: Statens Energiverk, "Naturgas i Mellansverige" 1987:5.)

För koleldade anläggningar förutsätts följande:

MW värme	20	50	100
Rörlig kostnad, öre/kWh bränsle inkl skatt, DoU	16,5	16	15,5
Fast kostnad, öre/kWh kapital	6,5	5	4,5

Om värmekrediteringen skall innefatta både energi och effekt, dvs både rörliga och fasta kostnader, eller endast energi måste bedömas från fall till fall.

7. EKONOMISK UTVÄRDERING

I detta kapitel redovisas översiktliga beräkningar av elproduktionskostnaden i olika typer av kraftvärmeanläggningar, utgående från de generella förutsättningar som anges i föregående kapitel. Beräkningar har gjorts för gasmotorer, gasturbiner och kombicykelanläggningar i effektintervallet 1 MW till 200 MW. Förutsättningarna för huvudparten av de genomförda beräkningarna (avsnitt 7.2-7.4) är baserade på tänkta fjärrvärmeapplikationer. I avsnitt 7.5 redovisas ett antal beräkningar som utgår från förhållandena vid industriell produktion.

7.1 Modell för jämförelse

I denna jämförelse görs en beräkning av elproduktionskostnaden i olika typer av naturgaseldade kraftvärmeanläggningar.

Produktionskostnaden, exklusive skatt, beräknas som funktion av:

investeringskostnad
 avskrivningskrav
 utnyttjningstid
 elproduktion
 värmeproduktion
 naturgasförbrukning
 naturgaspris
 drift och underhållskostnad
 värmekreditering, effekt och energi.

Förutsättningar har antagits i enlighet med kapitel 6. Kostnaden beräknas för fullständig värmekreditering och för enbart värme-energikreditering. Dessutom görs en känslighetsanalys m a p naturgaspris, värmekreditering och avskrivningskrav. Jämförelsen syftar primärt till att belysa förhållandet mellan de olika systemalternativen vid olika effektstorlek och vid vissa variationer i de givna förutsättningarna. Den absoluta nivån på produktionskostnaden enligt dessa beräkningar är givetvis starkt avhängig av naturgaskostnad och alternativkostnad för värme, och kan därför närmast betraktas som ett exempel på utfall för en ansatt energiprisnivå.

Elproduktionskostnaden har beräknats enligt följande:

$$\text{Produktionskostnad, el} = \frac{A + B + C + D - E}{F} \quad (\text{exklusive skatt})$$

A = Årlig kapitalkostnad

B = Drift- och underhållskostnad, rörlig och fast

C = Bränslekostnad

D = Naturgasskatt

E = Värmekreditering

F = Elproduktion

- $A = \text{Eleffekt (kW)} \cdot \text{specifik anläggningskostnad (kr/kW)} \cdot \text{annuitet}$
 $B = \text{Anläggningskostnad} \cdot \text{procentsats} + \text{elproduktion (kWh)} \cdot \text{rörlig DoU-kostnad (öre/kWh)}$
 $C = (\text{Elproduktion } F \text{ (kWh)} \div \text{elverkningsgrad}) \cdot \text{bränslepris (öre/kWh)}$
 $D = (\text{Värmeproduktion (kWh)} \div \text{totalverkningsgrad}) \cdot \text{naturgasskatt}$
 (Värmeproduktion = elproduktion $F \div$ alfavärde.)
 $E = \text{Värmeproduktion (kWh)} \cdot (\text{energikreditering (öre/kWh)} + (\text{ev} \cdot \text{effektkreditering (öre/kWh)}))$
 $F = \text{Eleffekt (kW)} \cdot \text{utnyttjningstid (h)}$

7.2 Studerade system

För att täcka in det aktuella intervallet 1 MW - 200 MW har beräkning genomförts för följande typer av anläggningar:

- o Gasmotoranläggningar
 - Tändstiftsmotor 1 MW
 - 4-takts gasdiesel 5 MW
 - 2-takts gasdiesel 20, 40 MW
- o Gasturbinanläggningar 5, 15, 50, 100 MW
- o Kombicykelanläggningar 25, 50, 200 MW

Tabell 7:1 redovisar de prestanda som ansatts vid beräkningen.

Vid mellanliggande storlekar har i den grafiska presentationen (7.4) antagits att interpolation ger en korrekt bild av kostnaden.

System	El		Verkningsgrad %			Alfa-värde
	max	medel	Värme	Totalt		
				max	medel	
Gasmotor						
1 MW	35	34	50	85	84	0,7
5 MW	42	41	42	84	83	1,0
20 MW	48	46,5	37	85	83,5	1,3
40 MW	48	46,5	37	85	83,5	1,3
Gasturbin						
5 MW	27	25	53	80	78	0,5
15 MW	30	28	50	80	78	0,6
50 MW	33	31	50	83	81	0,65
100 MW	33	31	50	83	81	0,65
Kombicykel						
25 MW	38	36	45	83	81	0,85
50 MW	40	38	45	85	83	0,9
200 MW	42,5	40	42,5	85	82,5	1,0

Tabell 7:1 Ansatta data för beräknade fall

7.3 Kalkylförutsättningar

Investeringskostnad

Enligt förutsättningar i avsnitt 6.1.

Avskrivningsvillkor

25 år, 6% kalkylränta: annuitet 0,0782.

Drift- och underhållskostnader

Enligt förutsättningar i avsnitt 6.2.

Bränslekostnad

Antas enligt följande:

Effekt MW	Naturgaskostnad brutto öre/kWh, exklusive skatt
1	13 baserat på Eol
5	12 baserat på Eo5
15	11 baserat på kol
20-200	11 baserat på kol

(Då naturgasen alternativ prissätts gentemot kol antas ett pris inom intervallet kolpris exklusive skatt plus 5,0-6,5 öre. För beräkningarna antas kolkostnad 5,0 öre/kWh plus 6,0 öre/kWh.

Naturgasskatt

2,85 öre/kWh (bränsleenergi).

Värmekreditering

Enligt förutsättningar i avsnitt 6.4.

Utnyttjningstid

4000 h/år.

El- och värmeproduktion, bränsleförbrukning

Enligt givna verkningsgrader, tabell 7:1, och ansatt utnyttjningstid.

Variationer

Elproduktionskostnad beräknas med respektive utan värmeeffekt-kreditering.

Dessutom görs en form av känslighetsanalys m a p energiprisnivån enligt följande:

- o Minskad värmekreditering, - 20%
- o Minskad värmekreditering och minskat gaspris, båda - 20%

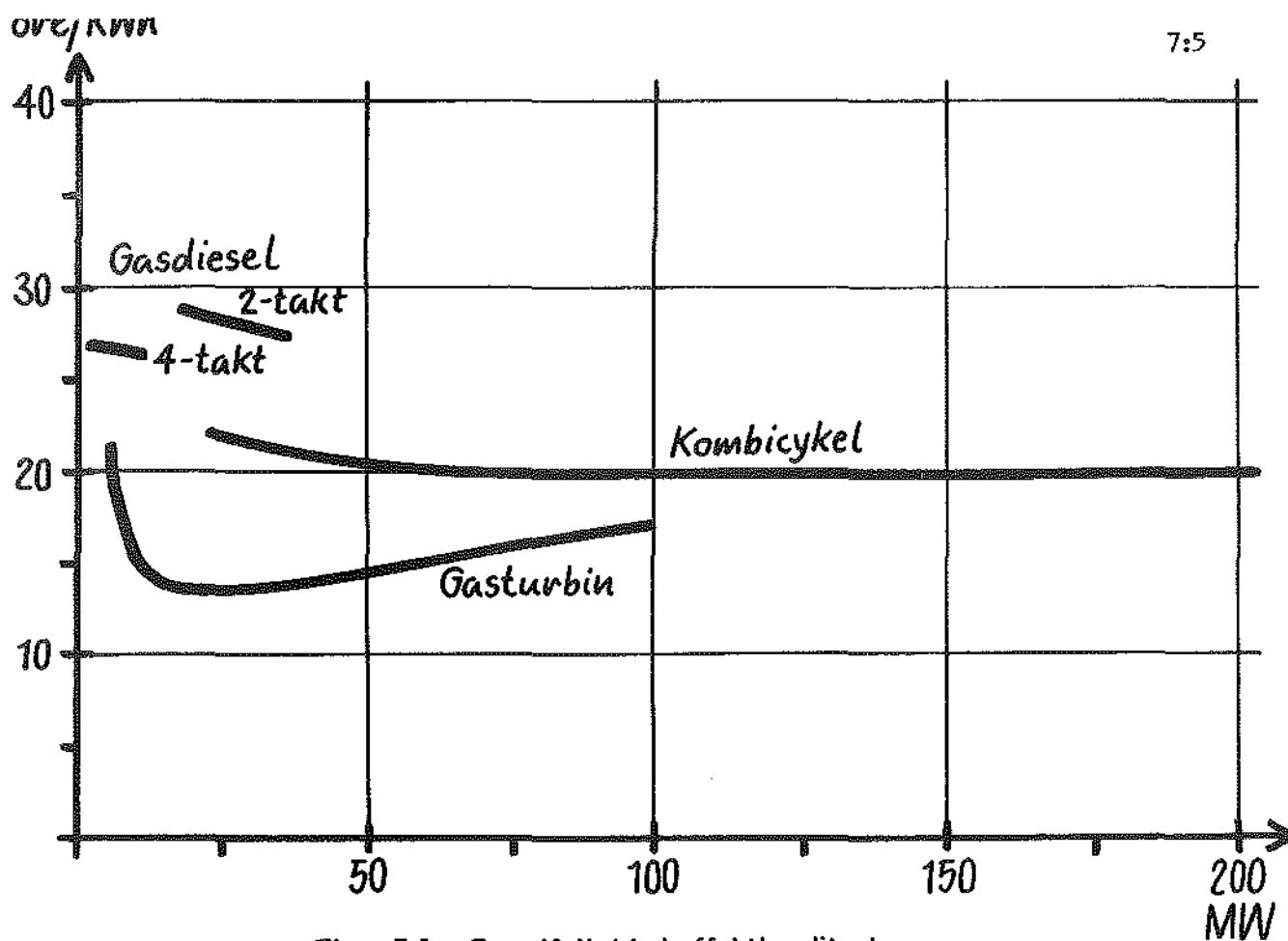
Även inverkan av högre kapitalkostnad studeras:

- o Annuitet 0,10 (ca 15 år, 5,5% kalkylränta).

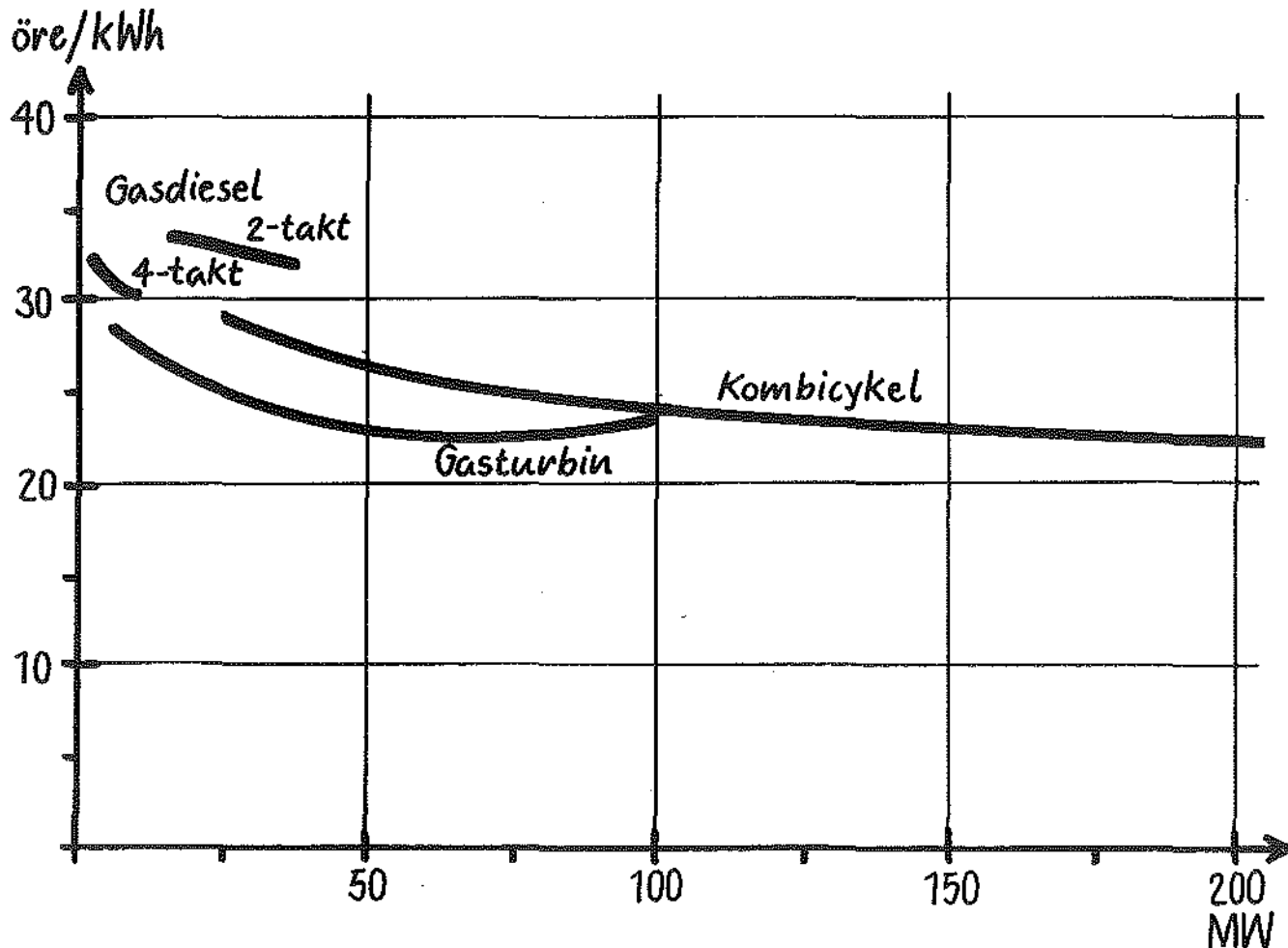
7.4 Sammanställning

Resultatet av de genomförda beräkningsexemplen redovisas nedan i ett antal diagram:

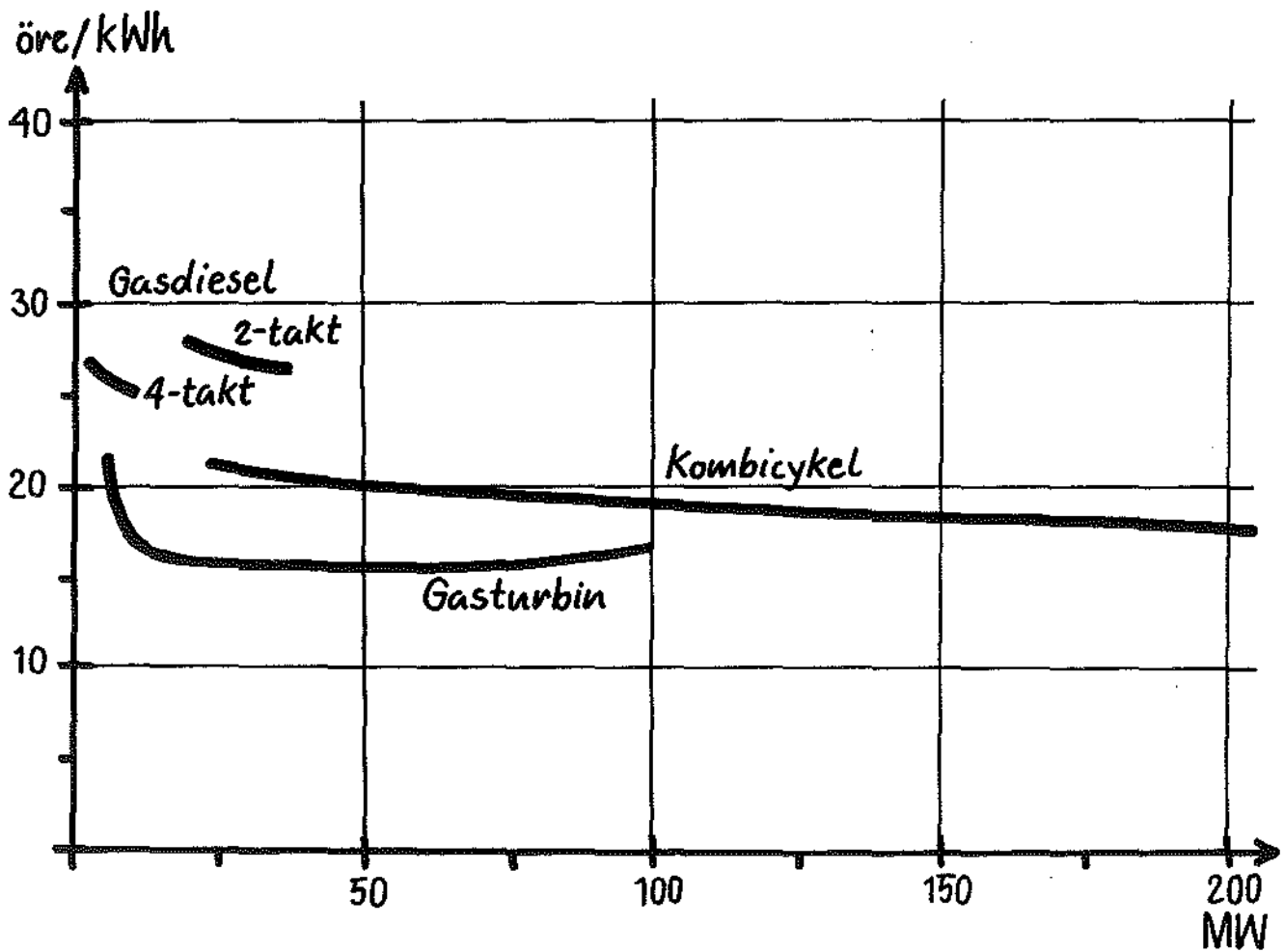
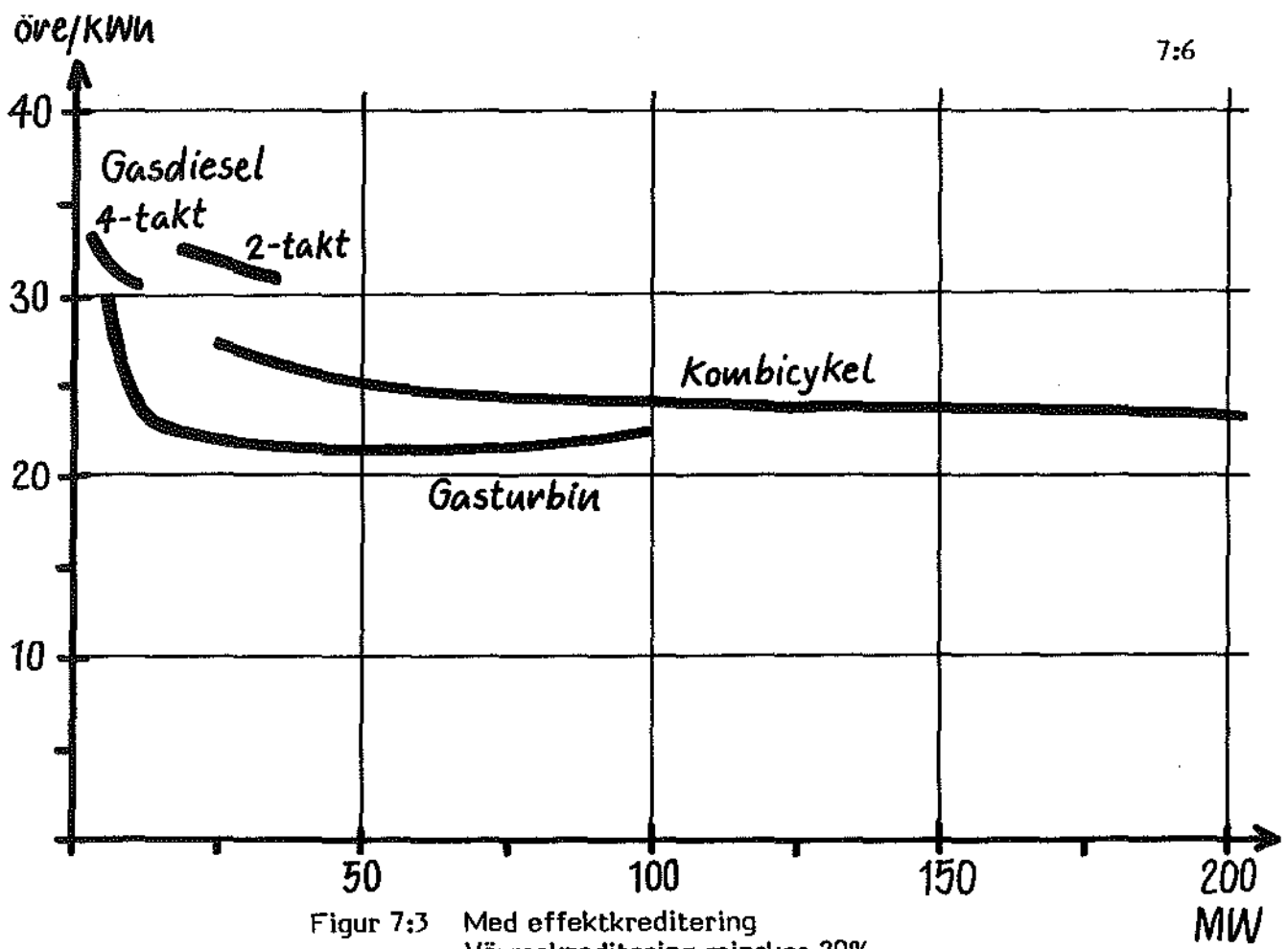
- 7:1 Elproduktionskostnad **exklusive elskatt** för olika system enligt de grundläggande förutsättningarna i avsnitt 7.1 - 7.3. Med effektkreditering.
- 7:2 Elproduktionskostnad **exklusive elskatt** för olika system enligt de grundläggande förutsättningarna i avsnitt 7.1 - 7.3. Utan effektkreditering.
- 7:3 Som 7:1 med variation:
Värmekreditering minskas 20%.
- 7:4 Som 7:1 med variation:
Värmekreditering minskas 20%
Bränslekostnad minskas 20%.
- 7:5 Som 7:2 med variation:
Värmekreditering minskas 20%.
- 7:6 Som 7:2 med variation:
Värmekreditering minskas 20%
Bränslekostnad minskas 20%.
- 7:7 Enligt grundläggande förutsättningar i avsnitt 7.1 - 7.3, men annuitet 0,10. Med effektkreditering.
- 7:8 Enligt grundläggande förutsättningar i avsnitt 7.1 - 7.3, men annuitet 0,10. Utan effektkreditering.
- 7:9 Som 7:7 med variation:
Värmekreditering minskas 20%.
- 7:10 Som 7:7 med variation:
Värmekreditering minskas 20%
Bränslekostnad minskas 20%.
- 7:11 Som 7:8 med variation:
Värmekreditering minskas 20%.
- 7:12 Som 7:8 med variation:
Värmekreditering minskas 20%
Bränslekostnad minskas 20%.

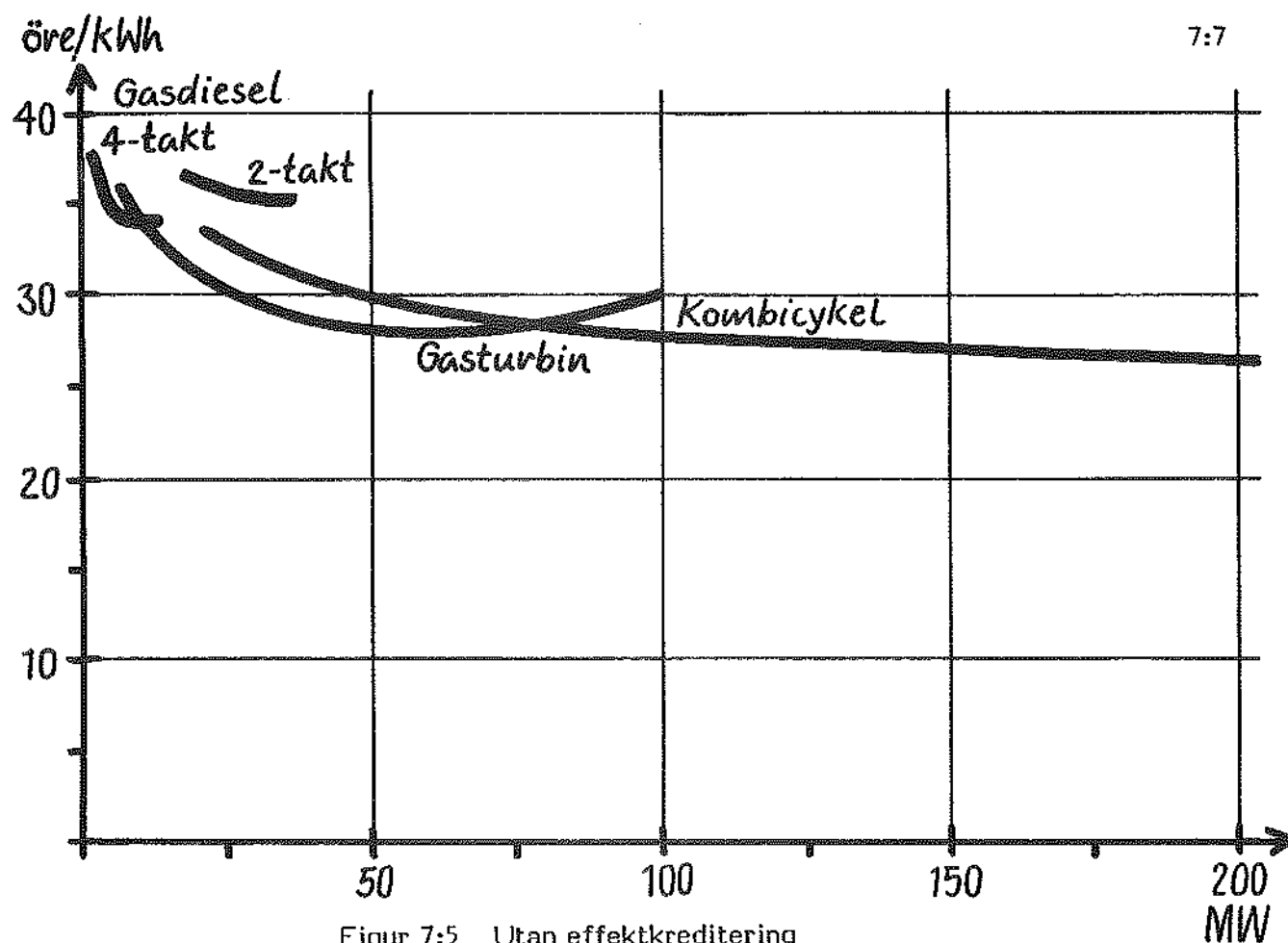


Figur 7:1 Grundfall. Med effektkreditering

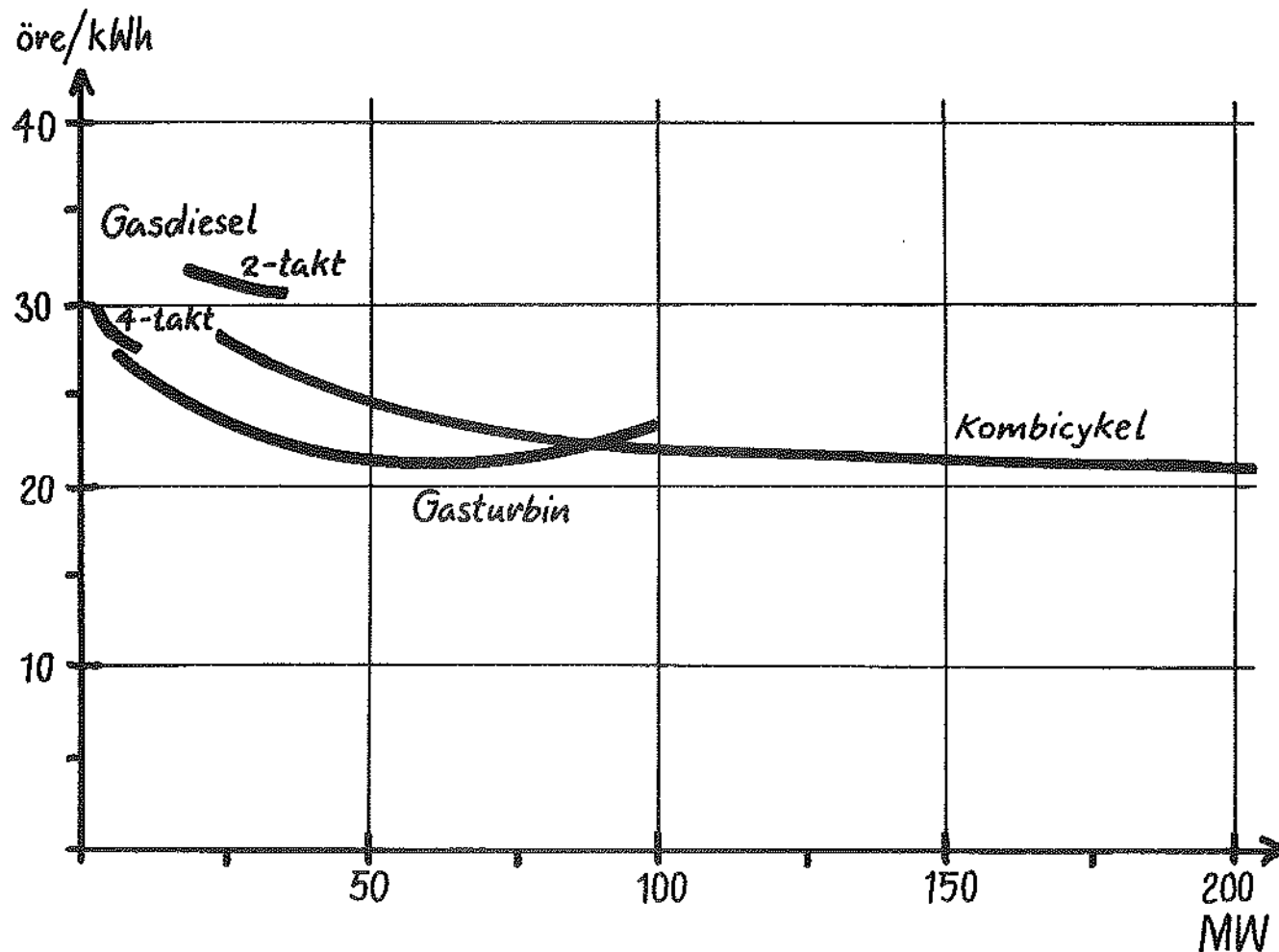


Figur 7:2 Grundfall. Utan effektkreditering





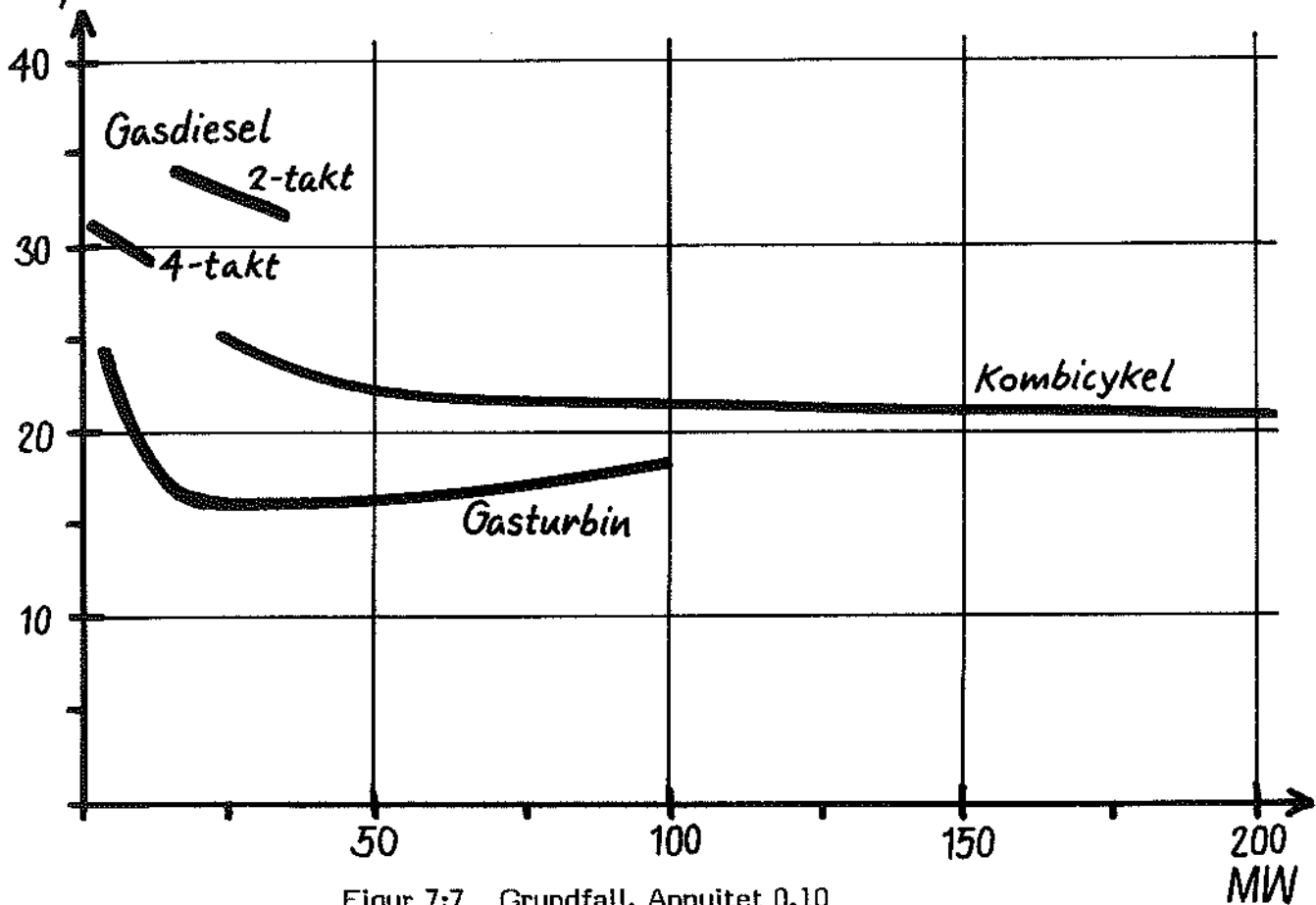
Figur 7:5 Utan effektkreditering
Värmekreditering minskas 20%



Figur 7:6 Utan effektkreditering
Värmekreditering och gaspris minskas 20%

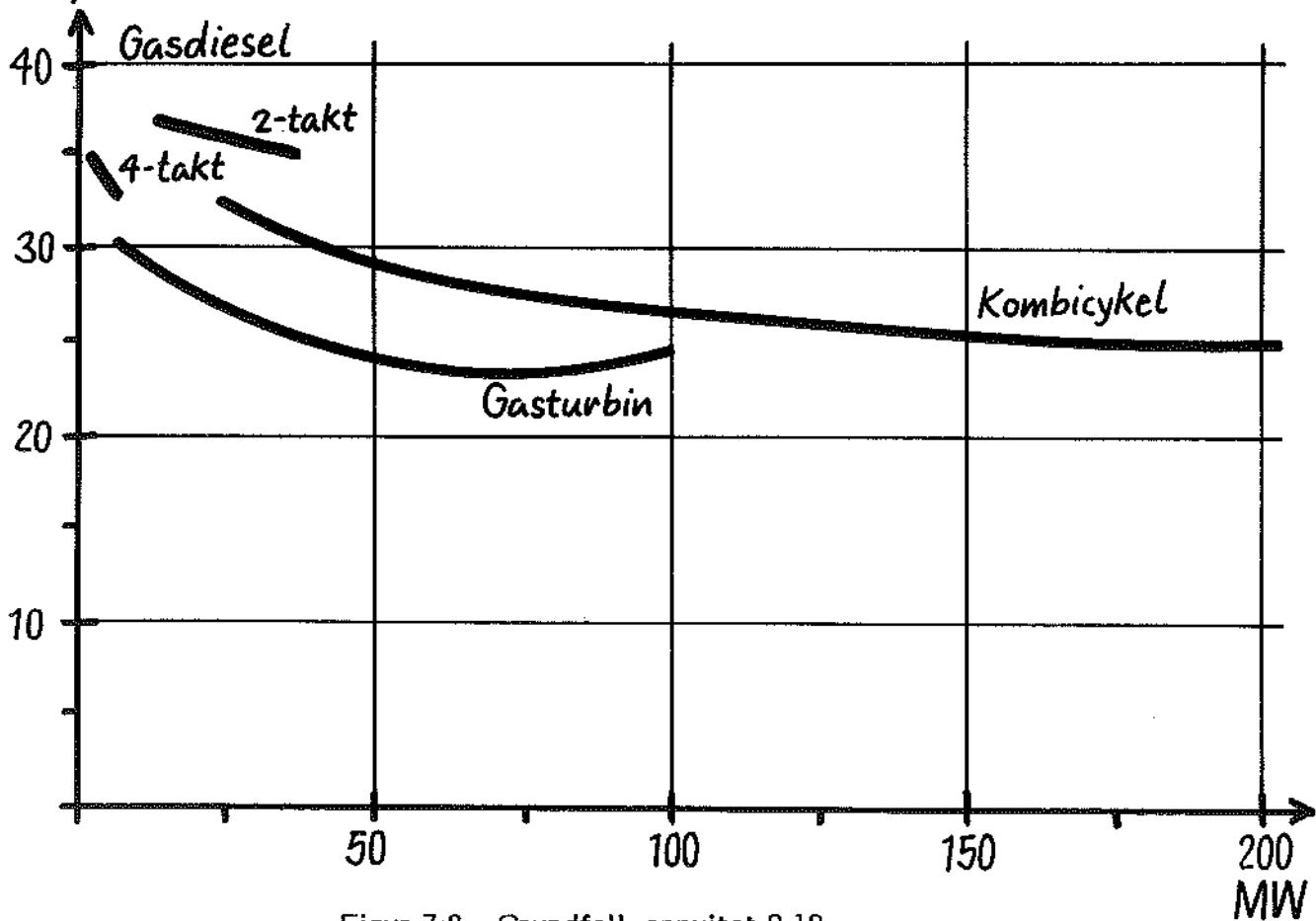
öre/kWh

7:8



Figur 7:7 Grundfall. Annuitet 0,10
Med effektkreditering

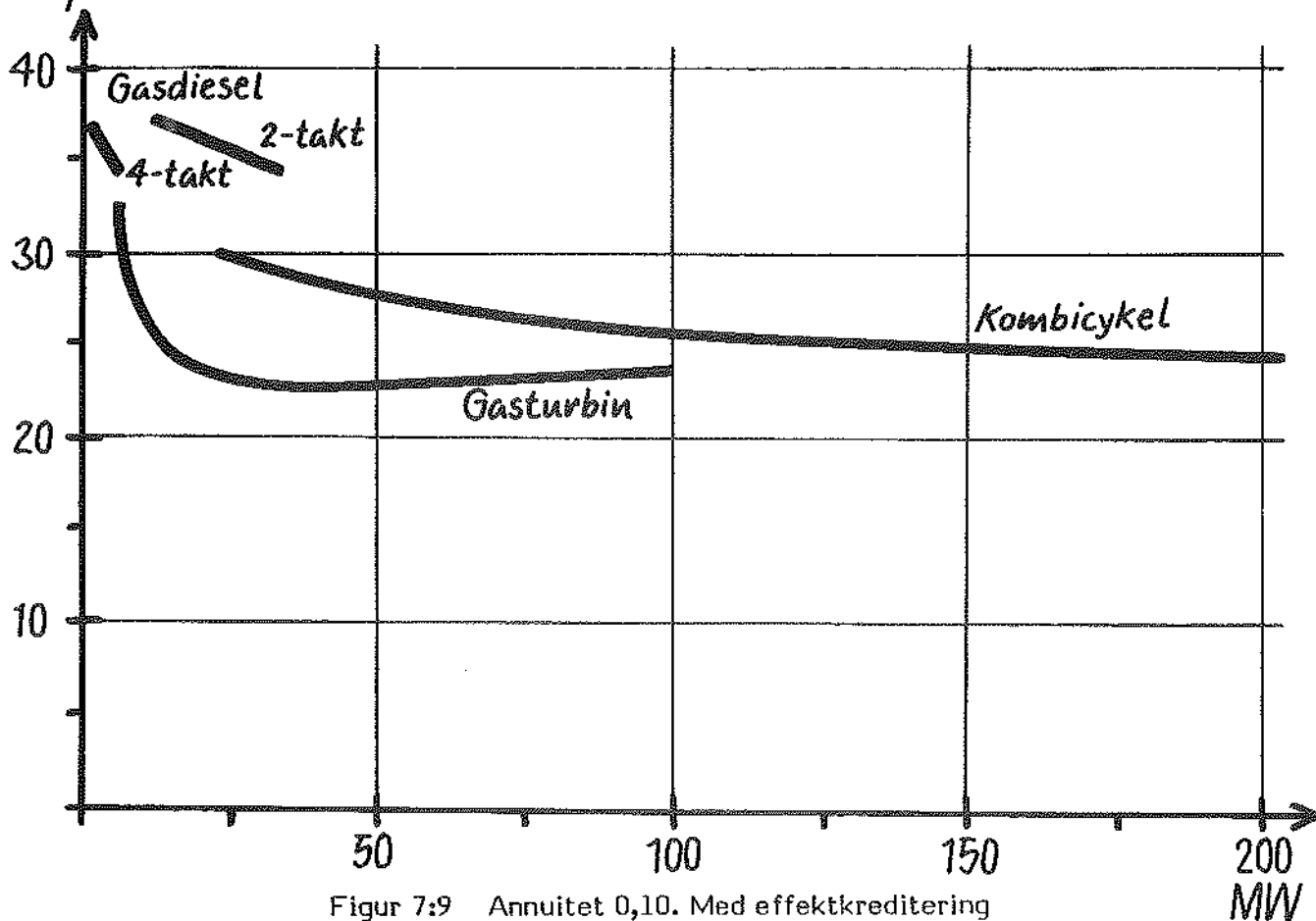
öre/kWh



Figur 7:8 Grundfall, annuitet 0,10
Utan effektkreditering

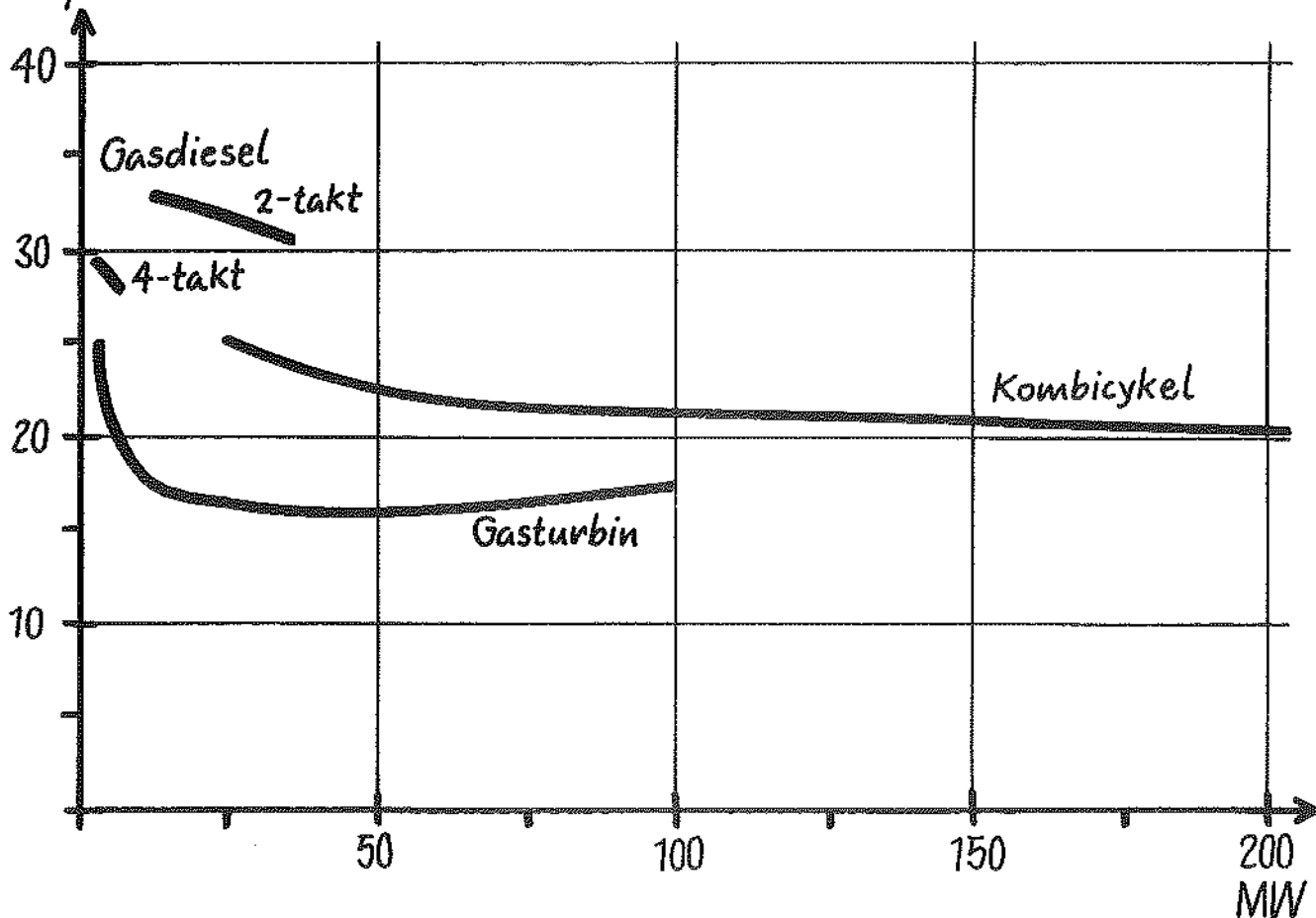
öre/kWh

7:9



Figur 7:9 Annuitet 0,10. Med effektkreditering
Värmekreditering minskas 20%

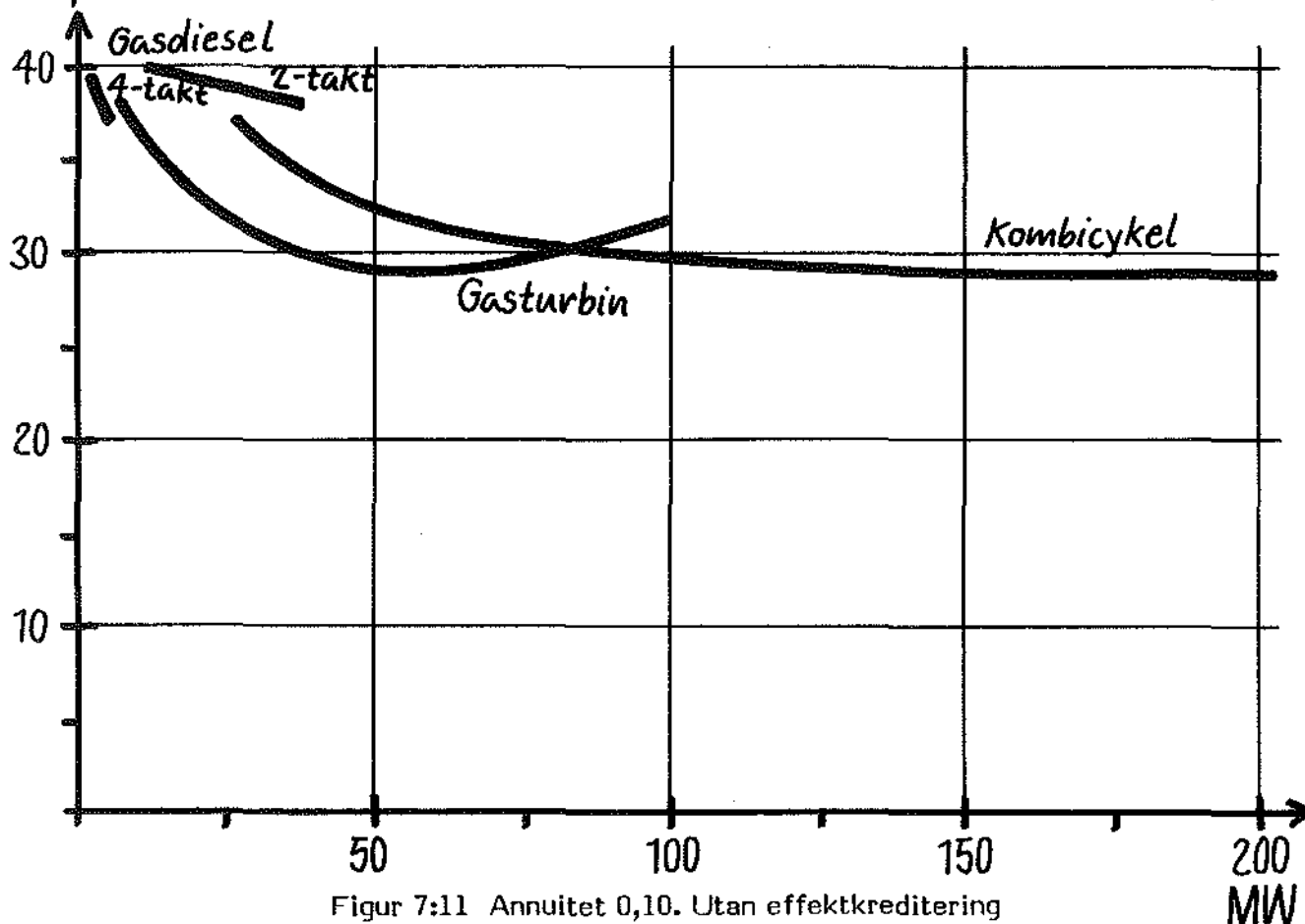
öre/kWh



Figur 7:10 Annuitet 0,10. Med effektkreditering
Värmekreditering och gaspris minskas 20%

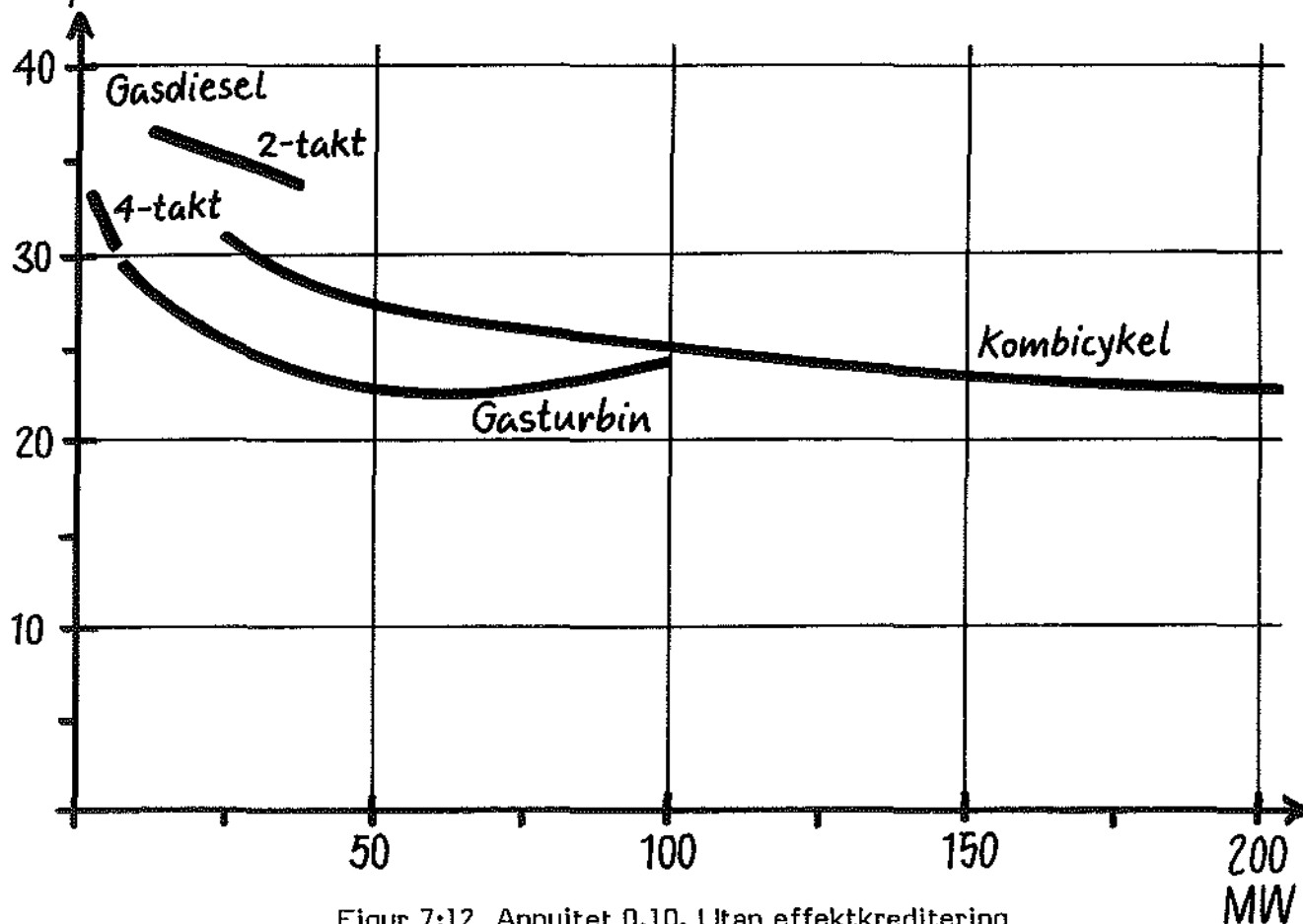
öre/kWh

7:10



Figur 7:11 Annuitet 0,10. Utan effektkreditering
Värmekreditering minskas 20%

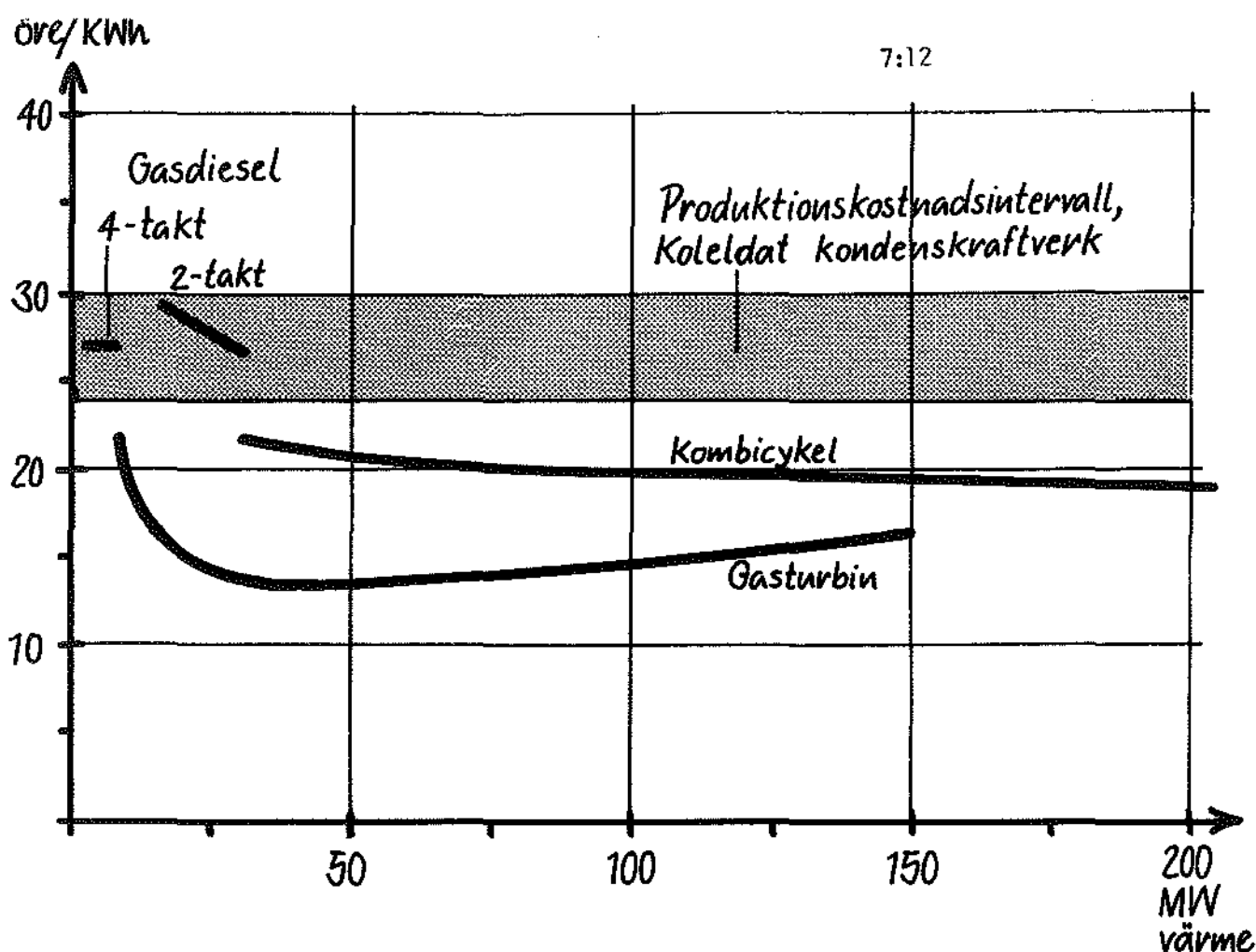
öre/kWh



Figur 7:12 Annuitet 0,10. Utan effektkreditering
Värmekreditering och gaspris minskas 20%

Några kommentarer till dessa resultat:

- o Gasturbinen uppvisar vanligen den lägsta elproduktionskostnaden. På grund av den relativt stora andelen producerad värme är kostnaden dock starkt beroende av variationer i värmekrediteringen. Reducerad värmekreditering exklusive effektkreditering ger t ex kostnader nära kombi-cykel och gasmotorer (7:5, 7:11). Denna stora känslighet för variationer i värmekreditering ger även utslag vid jämförelse mellan gasturbinanläggningar med olika storlek. Värmekrediteringen har antagits följa de alternativkostnader som anges i avsnitt 6.4, dvs en gradvis minskning vid ökande effekt. Den minskningen är förklaringen till att elproduktionskostnaden i flertalet fall blir högre vid 100 MW eleffekt än vid 50 MW.
- o Gasmotorer ger i flertalet fall något högre produktionskostnad än gasturbinbaserade system. Vid hög kapitalkostnad (annuitet 0,10) är 2-takts dieselanläggningar dyrare än övriga motorsystem. Vid annuitet 0,0728 är differensen mindre.
- o De olika systemens variation i data vad gäller verkningsgrad och investeringskostnad ger normalt relativt stor spridning mellan olika system.
I vissa varianter är dock denna spridning minimerad, exempelvis i 7:5 där kombinationen låg kapitalkostnad, låg värmekreditering, ingen effektkreditering resulterar i en tämligen likartad produktionskostnad för alla studerade system.
- o Diagrammen är uppställda med avseende på max producerad eleffekt. Ett alternativ är att redovisa resultaten m a p max producerad värmeeffekt (dvs anpassat till fjärrvärmenätsbelastning). Den inbördes fördelningen mellan de olika systemen förskjuts då något, eftersom t ex värmeeffekten från en gasturbin är väsentligt större än från en 2-taktsdiesel med samma eleffekt. Ett exempel på detta redovisas i figur 7:13, där grundfallet, enligt figur 7:1, presenteras med utgångspunkt från producerad värmeeffekt. Kostnaden avser fortfarande elproduktion exklusive elskatt, öre/kWh. Som ett jämförelsevärde har intervallet 24-30 öre/kWh lagts in, vilket grovt sett är representativt för el producerad i kolkondenskraftverk.



Figur 7:13 Grundfall enligt 7:1 justerat med hänsyn till producerad värmeeffekt, MW.

- o Lönsamheten för olika alternativ kan jämföras med bedömning av marginalen mellan alternativ elproduktionskostnad, t ex enligt figur 7:13, och produktionskostnad med naturgas. Därvid måste dock även beaktas hur stor elproduktion som kan ske vid givet värmeunderlag. (Med hänsyn till skillnaden i alfavärde kan t ex vid max värmeeffekt 100 MW ca 50% mer el produceras med en kombicykel än med en gasturbin. För likvärdig lönsamhet bör följaktligen marginalen i gasturbin-fallet vara ca 50% högre, förutsatt att all el som genereras i kombicykeln kan få avsättning och värderas lika högt).

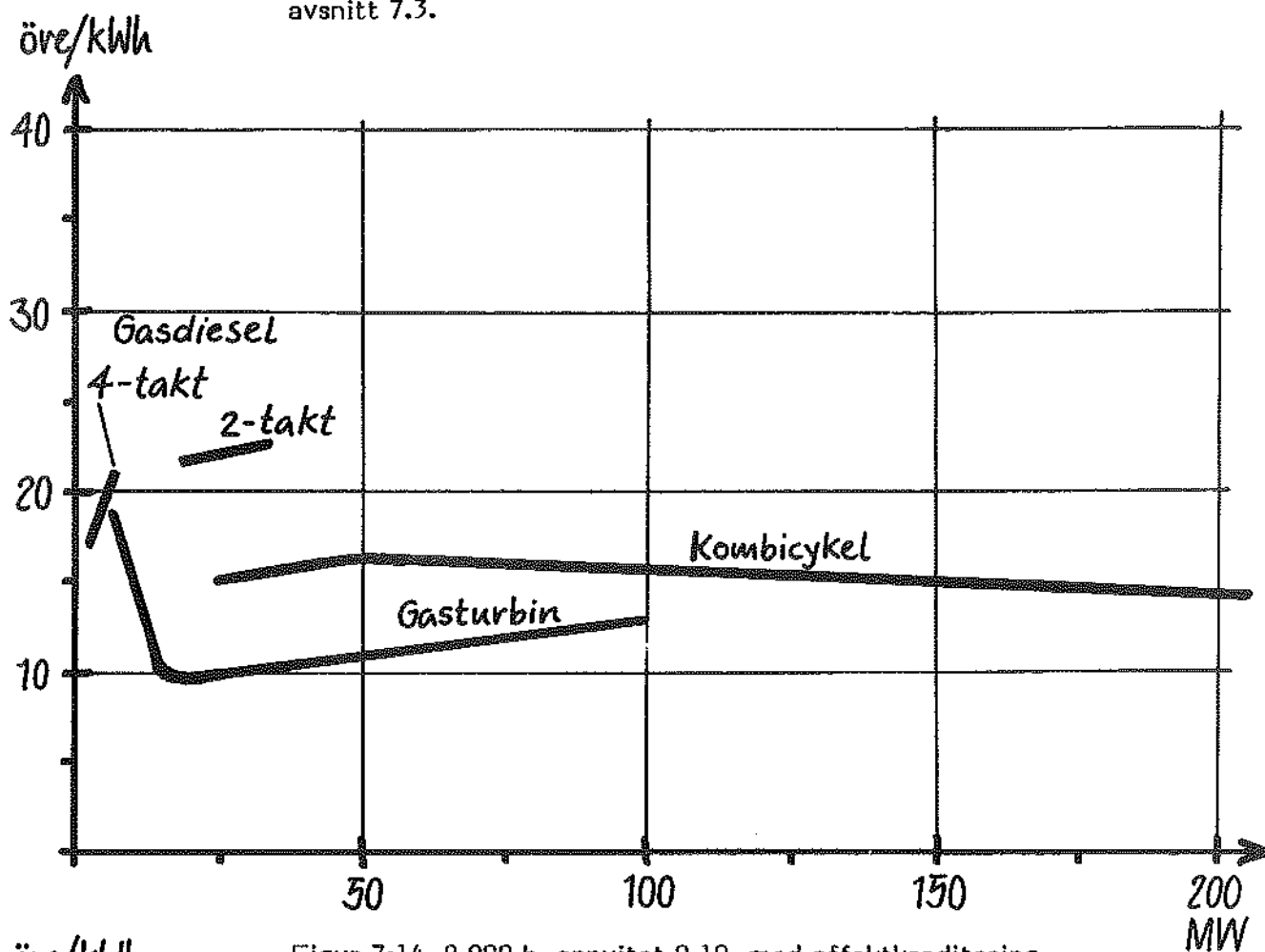
7.5 Industrifall

I detta avsnitt presenteras resultatet av ett antal beräkningsfall där förutsättningarna modifierats något för att bättre överensstämma med förhållandena inom en processindustri.

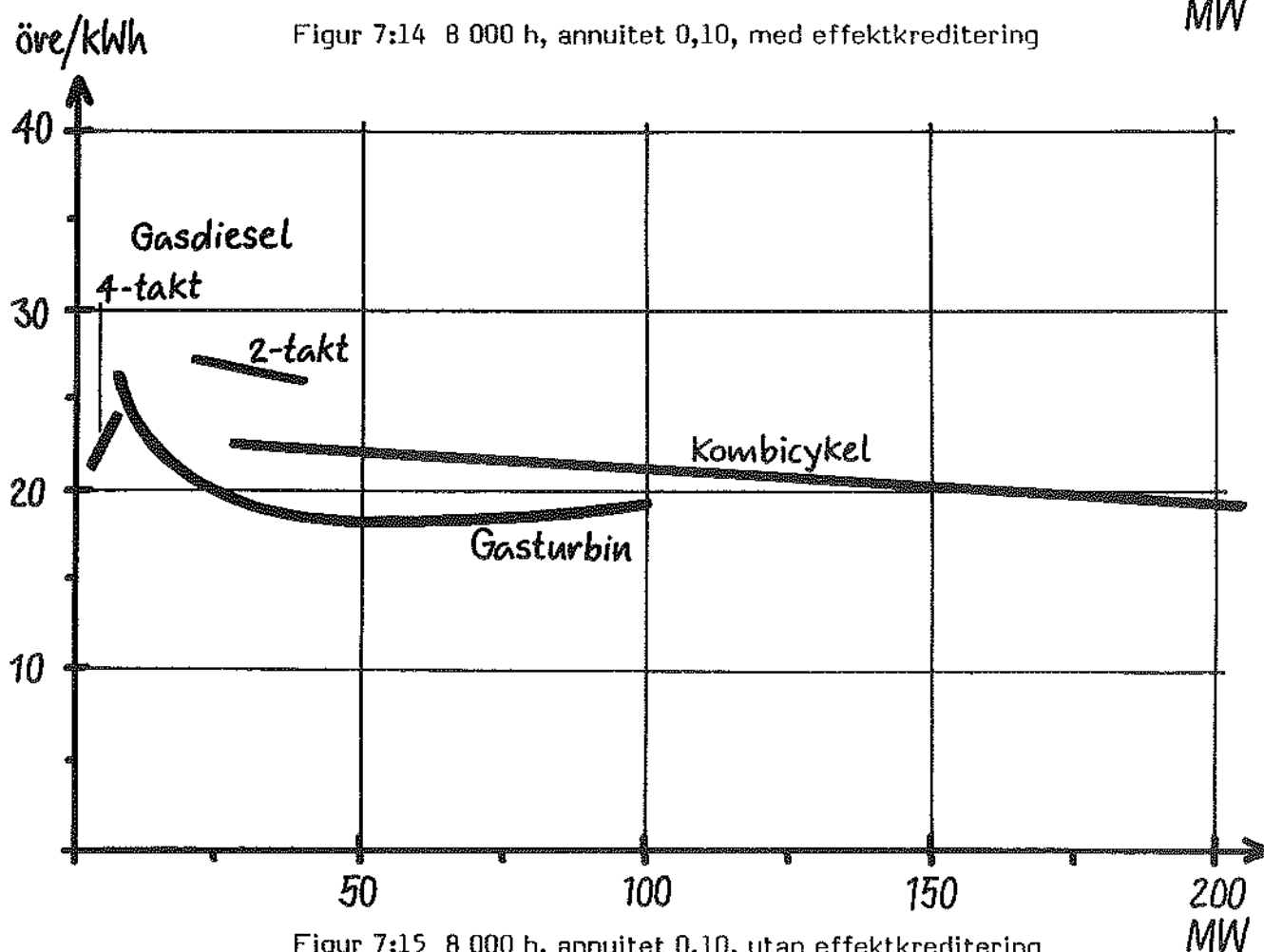
Följande förändringar har gjorts:

- o Utnyttjningstid: 8 000 h
- o Kapitalkostnad: annuitet 0,10
respektive 0,20
(0,20 motsvarar ungefär 15% ränta, 10 år).
- o Verkningsgraderna för olika system antas enligt max-värdena i tabell 7:1.

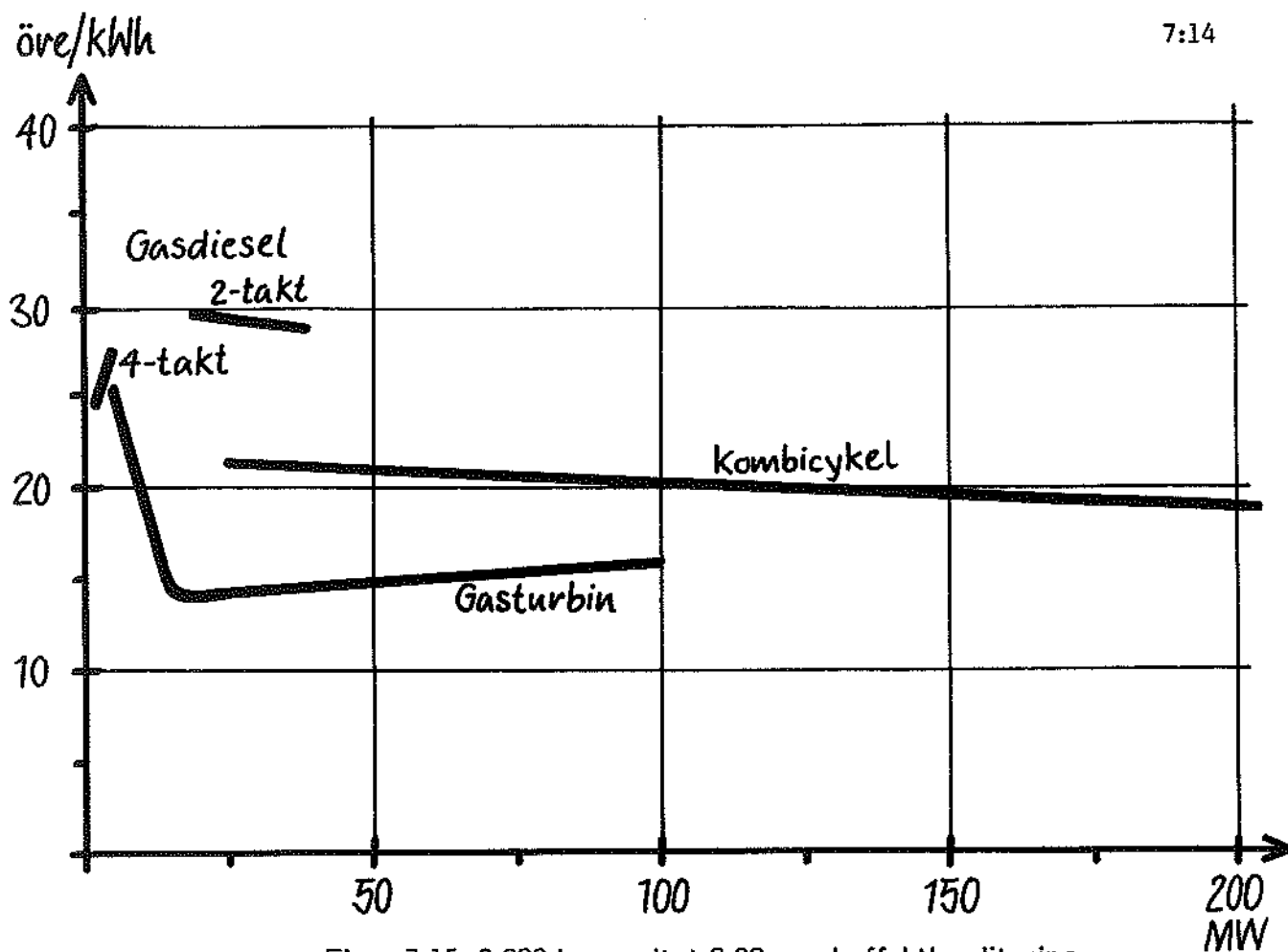
I övrigt är förutsättningarna oförändrade, dvs enligt kapitel 6 och avsnitt 7.3.



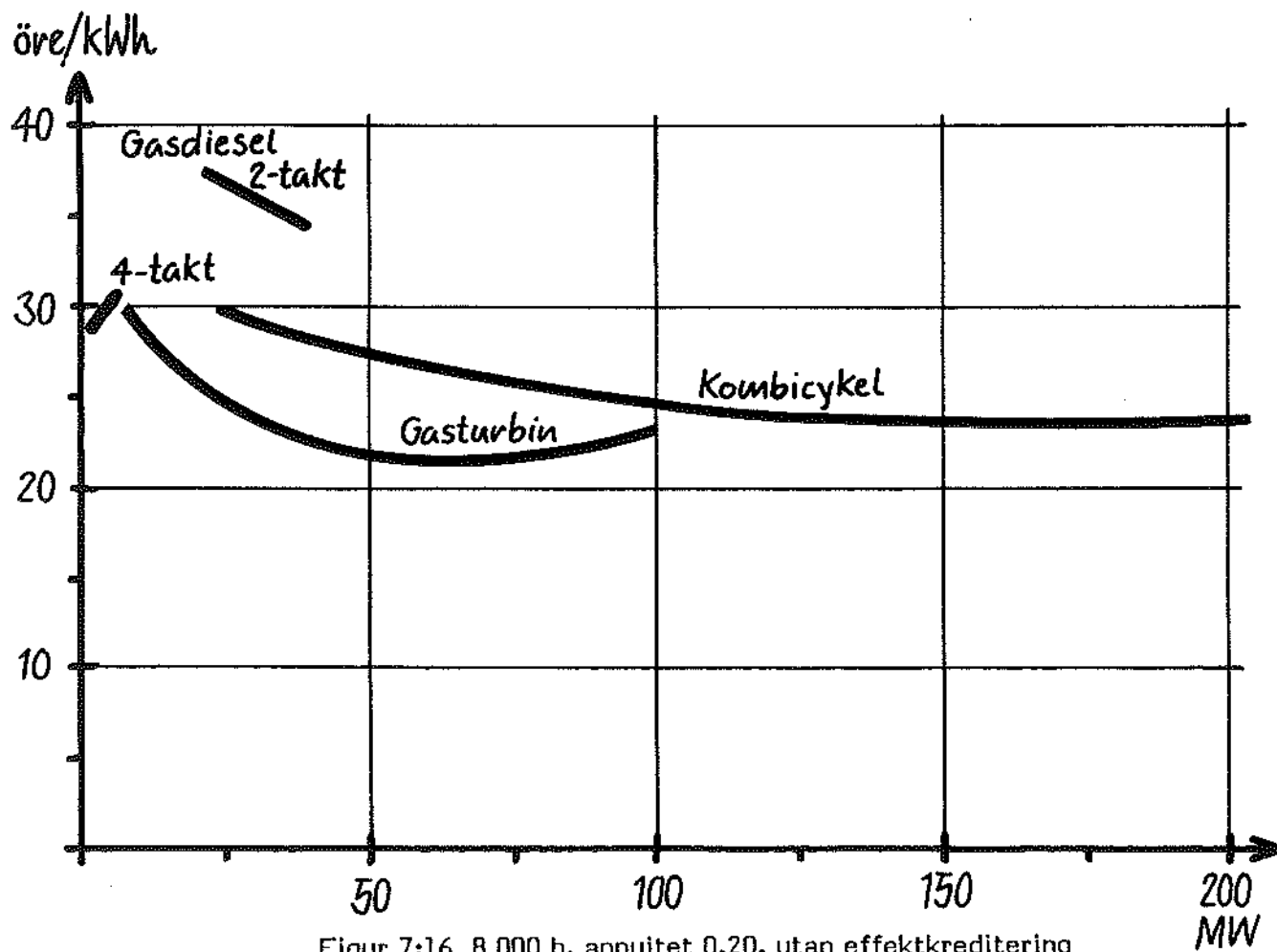
Figur 7:14 8 000 h, annuitet 0,10, med effektkreditering



Figur 7:15 8 000 h, annuitet 0,10, utan effektkreditering



Figur 7:15 8 000 h, annuitet 0,20, med effektkreditering



Figur 7:16 8 000 h, annuitet 0,20, utan effektkreditering

Generellt kan konstateras att en ökad utnyttjningstid resulterar i sänkta elproduktionskostnader under de förutsättningar som antagits här, dvs att förhållandena i övrigt är oförändrade. Även om avkastningskravet höjs (annuitet 0,20) blir produktionskostnaden inte högre än vid annuitet 0,10 och 4 000 h utnyttjningstid. (Jämför figur 7:7 med 7:15 och 7:8 med 7:16):

"Rangordningen" mellan de olika systemen är också i princip oförändrad, dvs gasturbin med avgaspannan ger normalt lägre kostnad per producerad kWh el än kombicycle och gasmotor.

Vid relativt små effektstorlekar gör dock den ökade utnyttjningstiden att gasdieselmotorer av 4-taktstyp ger produktionskostnad i samma storleksordning som gasturbiner.

De anmärkningar som görs i avsnitt 7.4 angående stor känslighet i resultaten vad gäller variation av värmekrediteringen är giltiga även för dessa beräkningsfall.

8. TYPANLÄGGNINGAR

Fortsättningsvis ges information och data för ett antal "typiska" naturgaseldade kraftvärmeanläggningar i Nederländerna och USA (Californien).

Redovisningen har delats upp i följande kategorier, m a p applikation:

- o Fjärrvärme
- o Lokala värmenät
- o Fastigheter
- o Industri

8.1 Fjärrvärme

Almere kraftvärmeverk, Nederländerna

Kraftvärmeverket är en kombicykelanläggning med en BBC type 8 gasturbin med 48 MWe. Effekten varierar något på grund av det lokala värmebehovet.

Gasturbinen är kopplad till en avgasångpanna utan tillsatseldning, som ger 4,3 kg/s lågtrycksånga (6,95 bar, 233°C) och 22,2 kg/s högtrycksånga (50,3 bar, 475°C) samt 7,4 MW på en värmeåtervinningsenhet. Ångan går till en BBC ångturbין (typ DGHZ-9048) med en hög- och lågtrycksdel, som tillsammans ger ca 21 MWe.

Resterande energi i ångan används för fjärrvärmeproduktion och ger ca 65 MW värme. Värmeeffekten varierar beroende på hur anläggningen körs och temperaturen på hetvattnet. Den ingående bränsleeffekten för ovanstående driftfall är ca 149 MW. Detta ger en elektrisk verkningsgrad på ca 46% och en totalverkningsgrad på ca 90%. Samtliga värden är baserade på naturgasens övre värmevärde.

Gasturbinen är försedd med ånginsprutning för att klara NO_x-normer på 135 mg NO_x/MJ tillfört bränsle, som kommer att gälla i Holland fr o m 1990. Med flerbrännarsystem i brännkammaren räknar BBC med att nå ca 100 mg NO_x/MJ.

Kraftvärmeverket är byggt för att täcka elbehovet för 11 samhällen i området, bl a Almere, som är en helt nybyggd stad i nordöstra Holland. Dessutom svarar kraftvärmeverket för basproduktionen i Almeres fjärrvärmenät, vilket motsvarar värmebehovet för ca 22 000 lägenheter.

Anläggningen kan tidvis köras för elproduktion oberoende av värmebehovet. Dels finns hetvattenackumulatorer i form av trycklösa stältankar 2 x 40 000 m³. Dels finns luftkylare som gör det möjligt att köra utan värmebehov med en effekt på 25 MWe.

Kraftvärmeanläggningen är en turn-key leverans från BBC och togs i drift i oktober 1987, vilket är 24 månader efter kontraktsskrivning. BBC har fått en beställning på en liknande anläggning i Holland, som kommer att levereras turn-key på 20 månader. BBC kan leverera denna typ av anläggning i storlekar mellan 50 MWe/50 MWv och 200 MWe/200 MWv.

Driftskostnader och bemanning är låg. Man räknar med en man per skift och kontinuerlig skiftgång.

Investeringskostnaden för BBC's leverans var ca 80 milj NLG, ca 255 milj SEK, vilket ger ca 3700 SEK/kWe.

Tekniska data

Gasturbin:

Fabrikat, typ	BBC typ 8
Omgivning, temperatur	6°C
tryck	1013 mbar
Bränsle	naturgas
Avgasflöde	184 kg/s
Avgastemperatur	523°C
Bränsleeffekt	151,5 MW
Axeleffekt	49,2 MW
Termisk verkningsgrad	32,5%

Avgaspanna:

Avgastemperatur, inlopp	523°C
utlopp	93°C
Matarvattentemperatur	76°C
LP ånga temperatur	233°C
tryck	6,95 bar
flöde	4,3 kg/s
HP ånga temperatur	475°C
tryck	50,3 bar
flöde	22,2 kg/s
Extra värmeåtervinningskrets	
temperatur in/ut	84,5°C/10,5°C
effekt	7,4 MW

Ångturbin:

HP ånga data se ovan

LP ånga data se ovan

Avtappning 1 (turbinutlopp)

temperatur	65,8°C
tryck	0,26 bar
flöde	13,0 kg/s

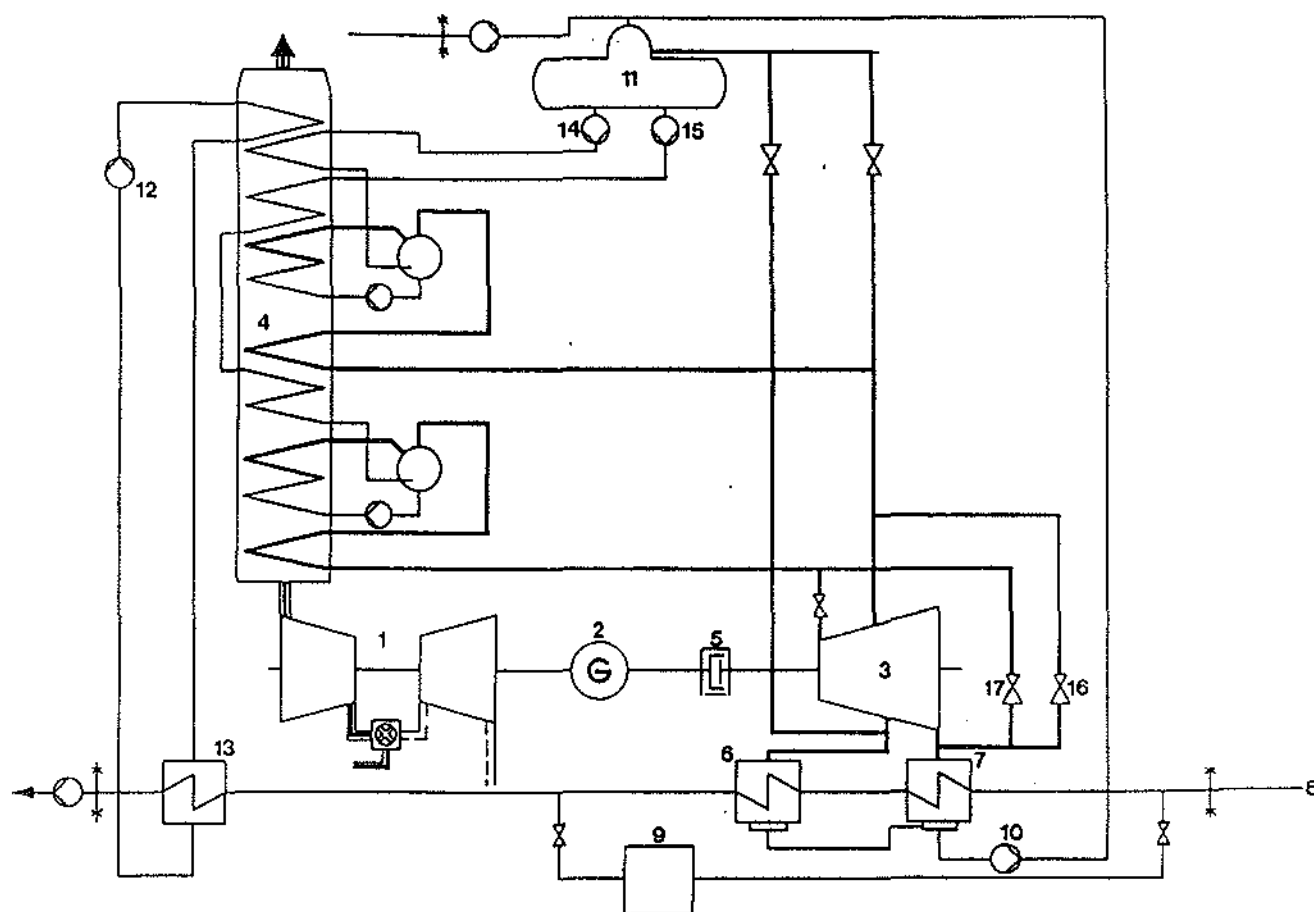
Avtappning 2

temperatur	82,7°C
tryck	0,53 bar
flöde	13,5 kg/s

Axeffekt	21,4 MW
----------	---------

Exempel på driftfall

	Yttertemperatur		
	+10°C	0°C	-10°C
Hetvatten			
in °C	42,0	50,0	55,0
ut °C	77,3	85,4	120,0
Bränsle MW	149,2	155,7	162,6
Eleffekt MW	68,6	70,0	69,3
Värmeeffekt MW	64,9	65,3	64,7
Verkningsgrad (baserat på gasens övre värmevärde)			
el %	46,0	45,4	42,6
totalt %	89,5	87,4	82,4



Figur 1 Flödesschema för anläggningen

8.2 Lokalt värmenät

Stanford Research Institute (SRI) Menlo Park, Californien (söder om San Fransisco)

SRI är en ickekommersiell forsknings- och konsultorganisation med ca 2500 anställda. Institutet omfattar ett antal byggnader utspridda över ett relativt stort område. Ett internt ångnät försörjer anläggningen med mättad ånga (ca 7 bar) för uppvärmning och kyla (absorbtionskylmaskiner).

Sedan april 1987 försörjs anläggningen med processånga och elkraft från en gasturbinbaserad kraftvärmeanläggning av s k Chen-cykeltyp (jämför avsnitt 2.2.2).

Följande huvuddata gäller för anläggningen:

Max elbehov internt 5,3 MW ca

Max ångbehov internt 9,0 ton/h ca.

Cheng-cykelanläggningen är som tidigare nämnts en konstruktion bestående av en gasturbin och en tillsatseldad ångpanna där valfri andel av den producerade ångan kan överhettas till max ca 530°C och injekteras in i gasturbinen före turbinsteget och därigenom öka eleffektuttaget. Systemet möjliggör en mycket större flexibilitet i förhållandet elgenerering/ångproduktion än i en enkel gasturbin/avgaspanneanläggning.

Följande är några exempel på möjliga driftpunkter:

- o Utan ånginjektering:
3,5 MW el
10-20 ton ånga/h, beroende på andel tillsatseldning
- o Med max ånginjektering:
5,4 MW el
0-17 ton ånga/h, beroende på andel tillsatseldning

Data avser den typ av Cheng-cykel som finns kommersiellt tillgänglig, och som installerats hos SRI, där gasturbinen är en Allison typ 501 KH.

Dessa exempel anger några möjliga driftfall. Anläggningen körs normalt så att el genereras i stort sett endast för att täcka det interna behovet, och processångproduktionen styrs till önskat värde, om så krävs med modulering av tillsatseldningen. Vid höglasttid (ca 600 h/år) genereras maximal eleffekt, och överskottet säljs under denna tid till den lokala eldistributören till förmånligt pris. Reglering enligt valt driftmönster sker automatiskt via styrsystemet.

Anläggningen vid SRI är en av f n 5 st Cheng-cykelinstallationer i drift. Anläggningen har finansierats av utomstående intressenter utan egen kapitalinsats av SRI, som i stället köper el och värme till uppgjorda taxor. Taxorna är satta så att investeringen skall betalas på ca 10 år med hänsyn till differens mellan kostnad för naturgasen och intäkt för el och ånga internt till SRI samt extern elförsäljning. Därefter övergår anläggningen i SRI's ägo.

Driftansvaret ligger idag enligt avtal på anläggningsleverantören International Power Technology (vilka har patenträttigheterna till Cheng-cykelsystemet).

Kostnader för anläggningen är enligt följande:

Investering	7,5 milj USD
Finansiell kostnad	1,1 milj USD/år
Drift och underhåll	650 000 USD/år
Gaspris ca	5 öre/kWh*
Elprisnivå ca	30 öre/kWh

* Gäller vid stora inköp, som IPT kan göra gemensamt för flera anläggningar på en gång

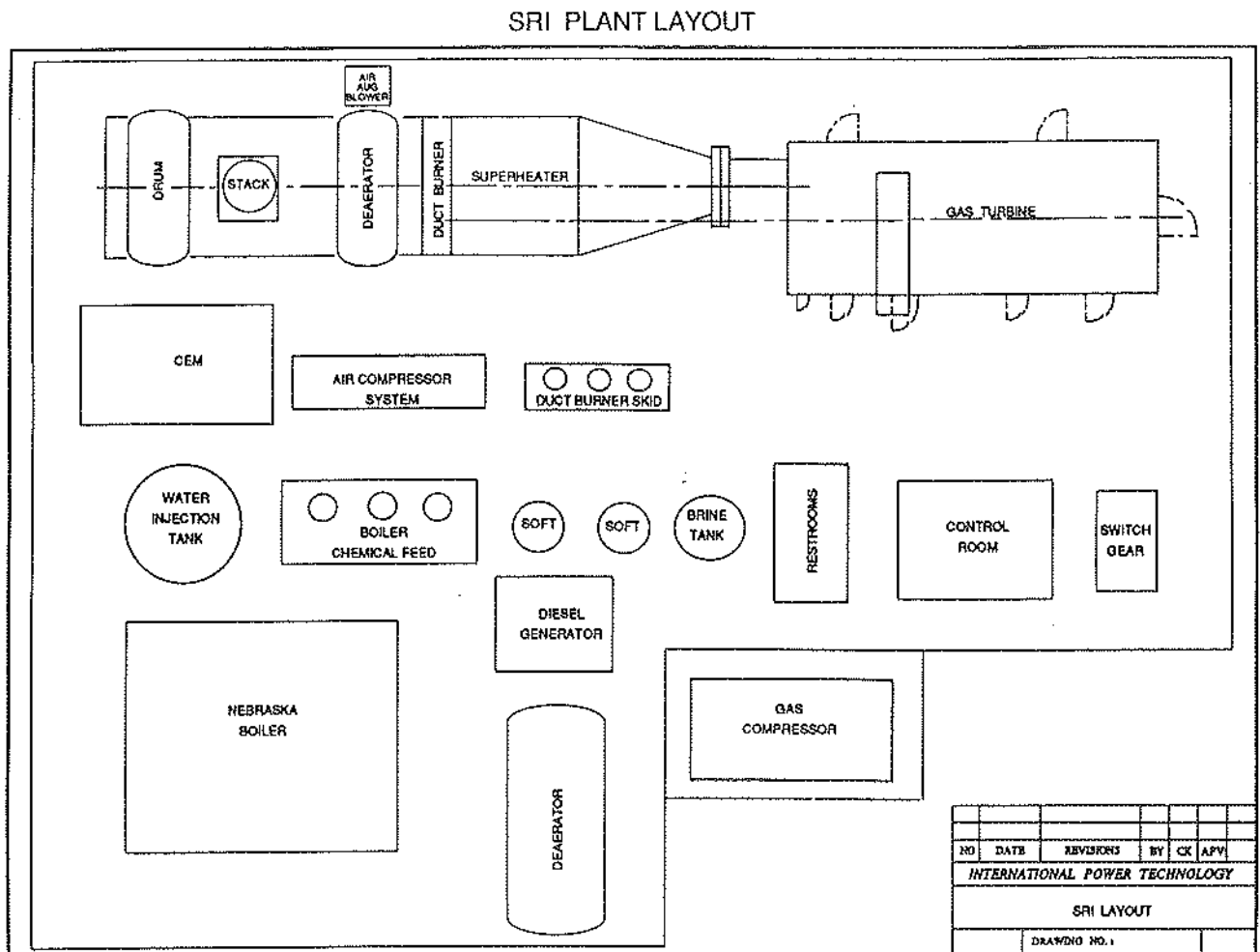
Följande huvudkomponenter ingår i anläggningen:

- o Gasturbin fabrikat Allison 501 KH
- o Avgaspanna fabrikat ABCO
- o Gasbrännare fabrikat Coen

Kravet på NO_x-emission är max 24 ppm (ca 50 mg/MJ) vilket enligt uppgift klaras utan problem med tanke på den NO_x-reduktion som erhålls "på köpet" vid ånginjekteringen. I driftfall när ingen ånga injekteras kontrolleras NO_x-nivån med vatteninsprutning.

Utrustningen är installerad i en för Californiska förhållanden påkostad byggnad, se nedan. Priset för byggnaden var enligt IPT ca 1 milj USD. Anläggningen håller över huvud taget relativt hög standard. IPT uppger att kostnaden i enklast tänkbara utförande (med californiskt klimat) är ca 4,7 milj USD (ca 5250 kr/ kW el).

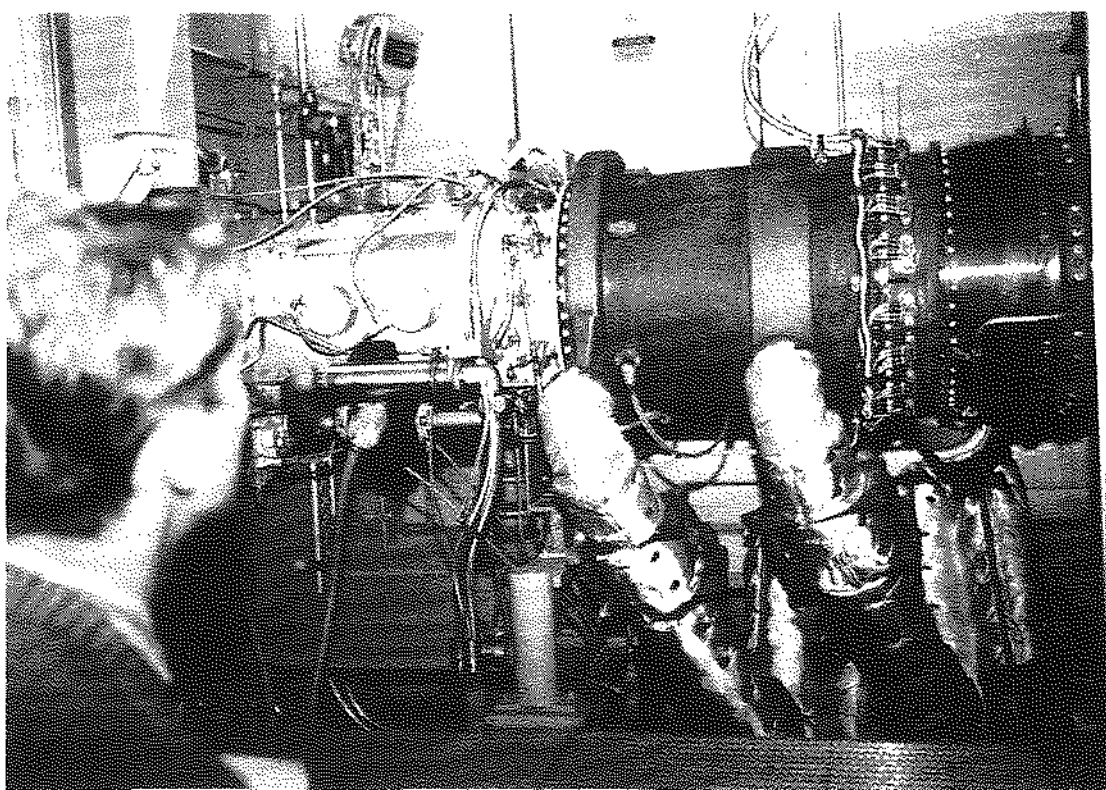
Erforderligt gastryck in till turbinen är ca 18-20 bar. En kompressor för höjning av gastrycket ingår i anläggningen.



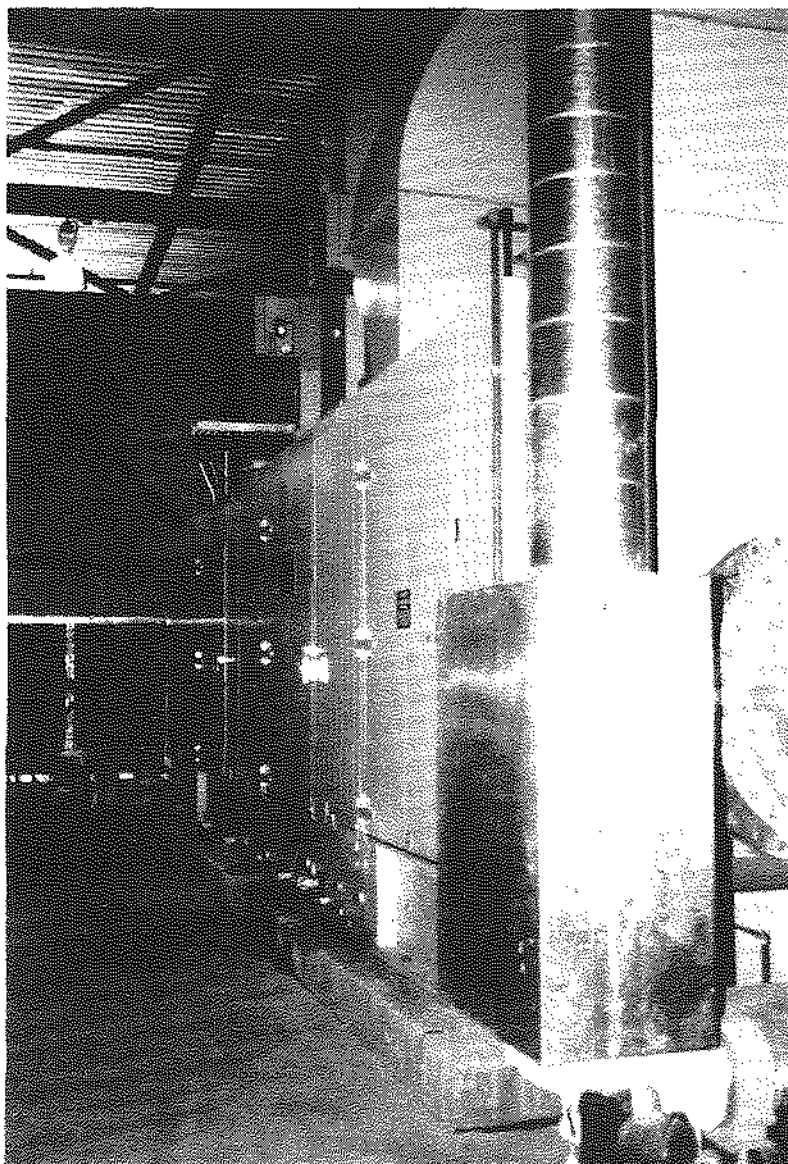
Figur 1 Anläggningslayout



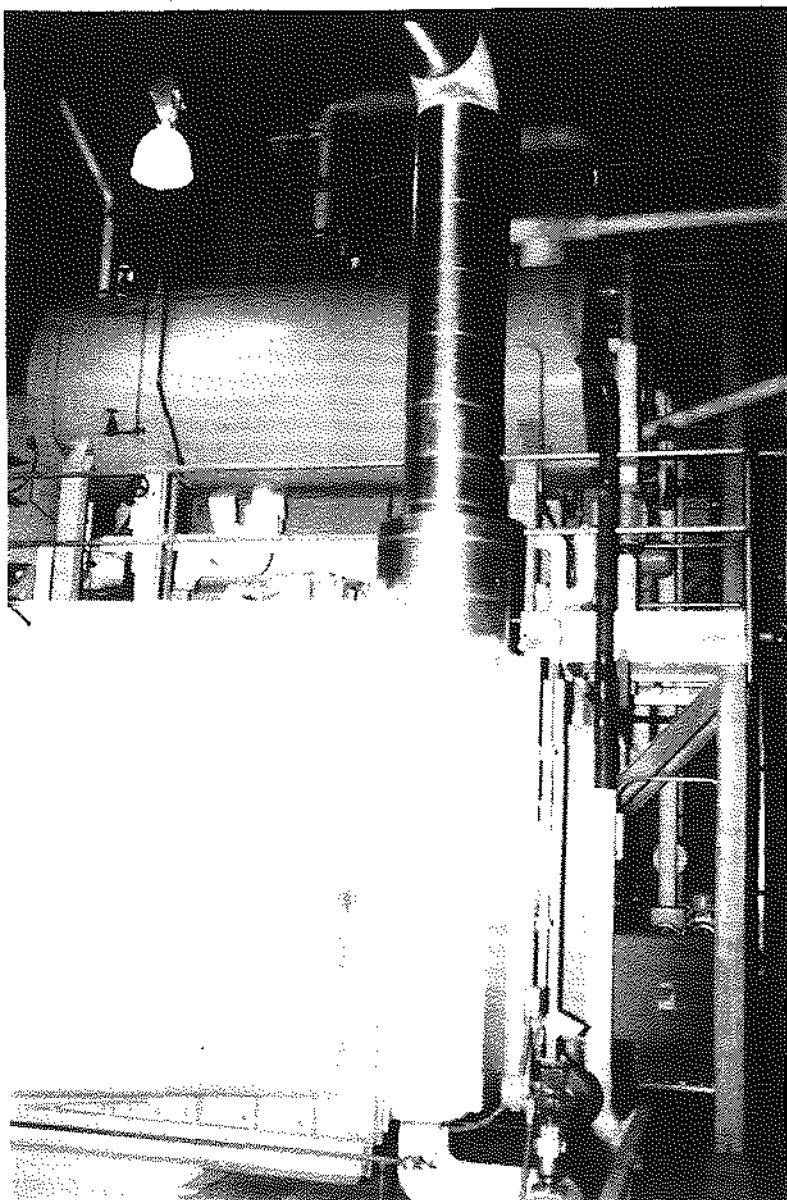
Figur 2 Byggnadsutformning



Figur 3 Gasturbin med mantel och röranslutningar för ånginjektering



Figur 4 Kringbyggnad för turbin och generator

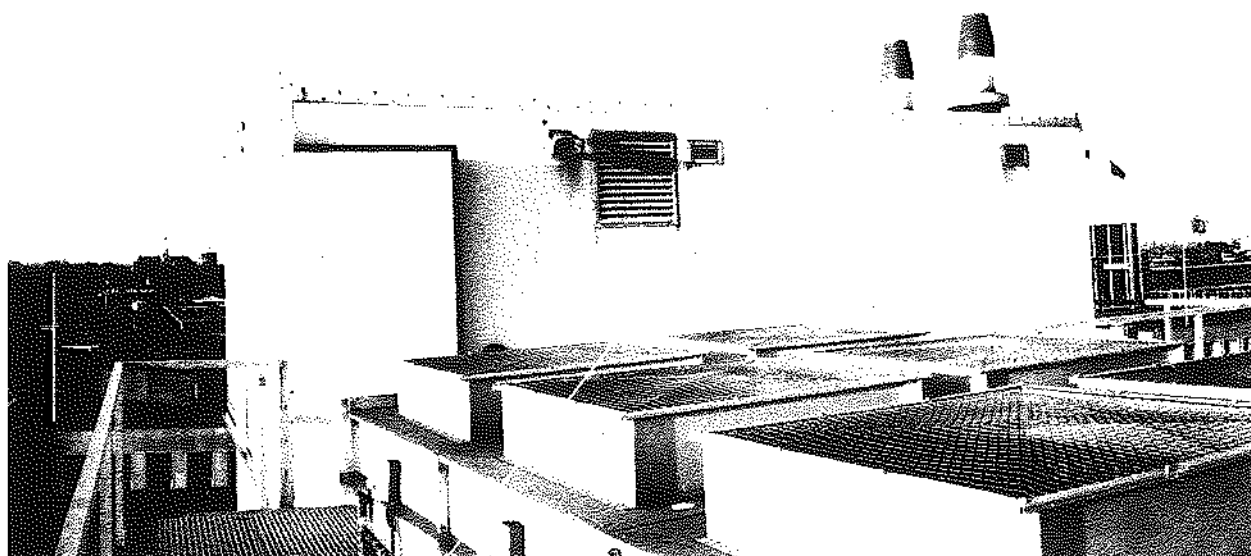


Figur 5 Avgaspanna, ledning för injekteringsånga rakt uppåt i bilden

8.3 Fastigheter

8.3.1 Stadshuset, Groningen, Nederländerna

Anläggningen är placerad på taket till Groningens stadshus, mitt i stadens centrum. All utrustning är placerad i två containers som lyfts upp på taket med en stor kran. Taket är platt och bara mindre förstärkningar behövdes uppe på taket. Placeringen gör att man inte behöver några som helst ingrepp i befintlig byggnad och inga avgaskanaler genom byggnaden behövs. Nedanstående figur visar anläggningen.



Figur 1 Takplacerad värmepump med elgenerering Groningen stadshus

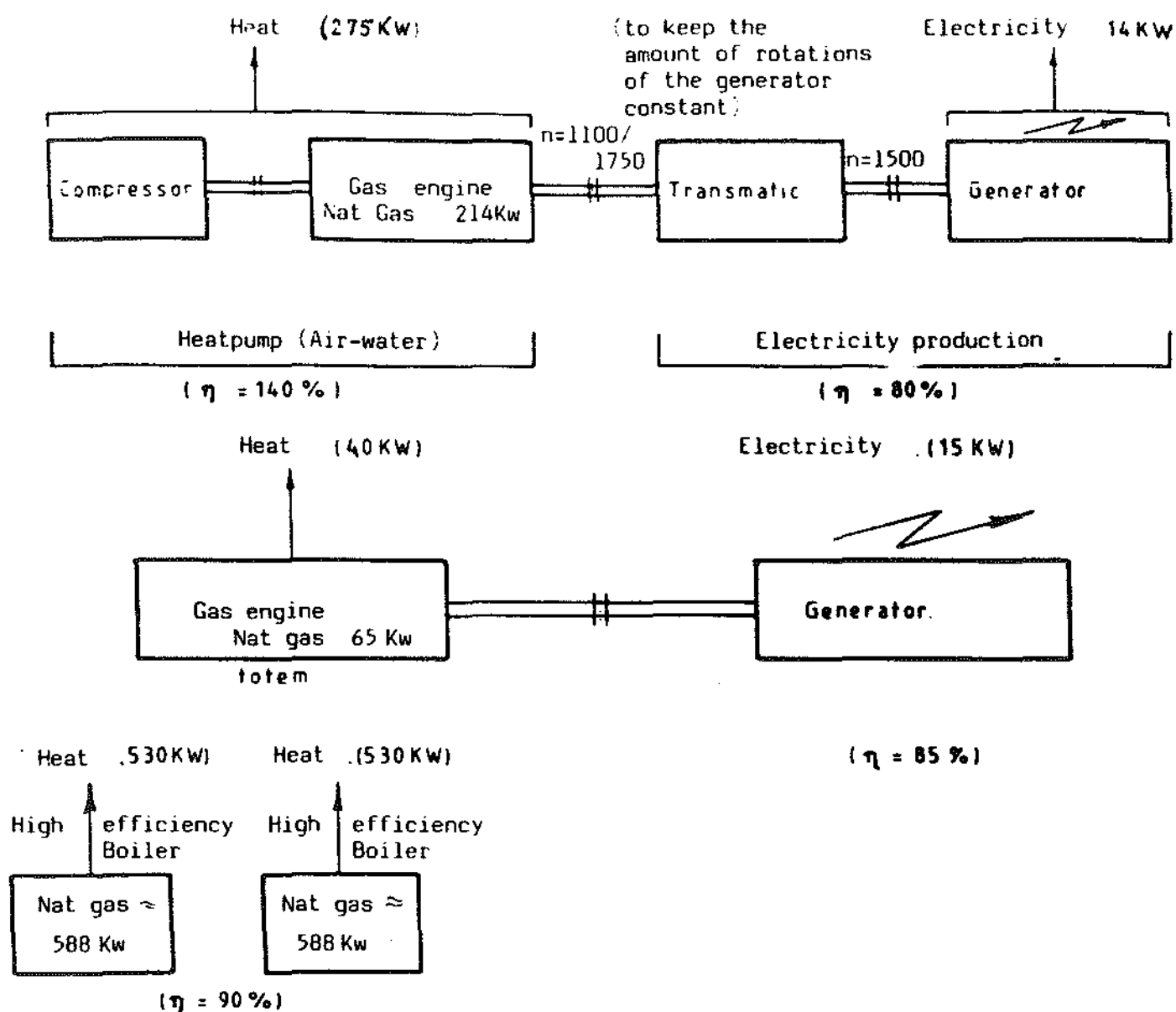
Energikombinatet består av följande delar.

- o Amerikansk gasmotor av märke Waukesha med axeleffekt på ca 70 kW som driver på värmepumpskompressor samt en elgenerator.
- o Värmepump, som tillsammans med värme från gasmotorn ger 275 kW värme.
- o Elgenerator, som ger 14 kW el.
- o Totemaggregat (gasmotor) med 40 kW värmeeffekt och 15 kW eleffekt.
- o Två naturgaspannor med effekt 530 kW värme.

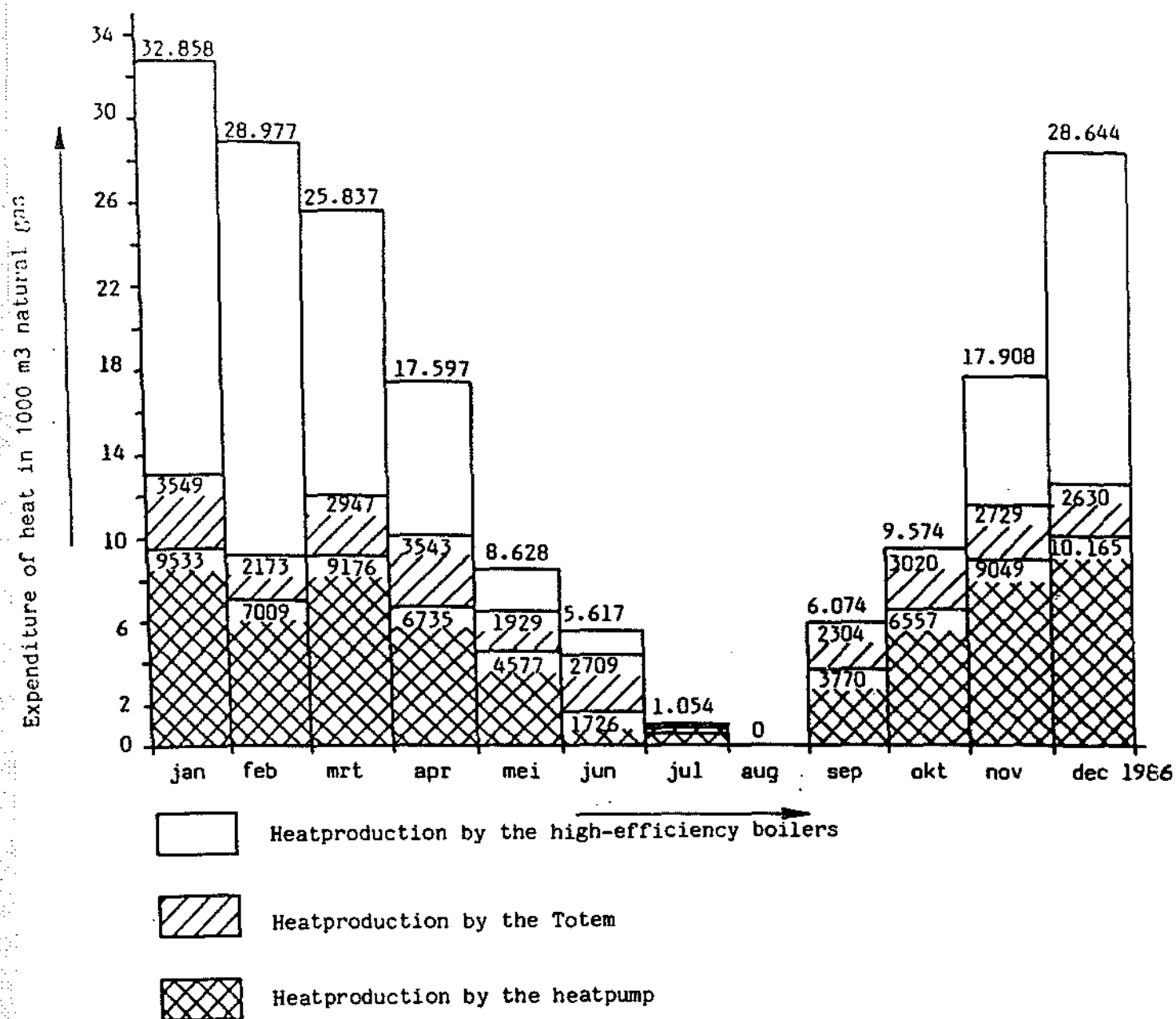
Anläggningen ger totalt 1275 - 1375 kW värmeeffekt och 29 kW eleffekt. Sättet att köra anläggningen framgår av figur 3.

Man har haft en del driftproblem pga att gasmotorn inte verkar klara kontinuerlig drift. Det är en fordonsmotor av märke Waukesha och enligt Hoek borde man valt en industrimotor av typ Jenbacher, Caterpillar eller M.A.N.

Det är svårt att uppskatta pay-back-tiden för investeringarna, eftersom de till stor del omfattar energibesparingsåtgärder, som inte direkt har något att göra med övergången till lokal småskalig kraftvärmeproduktion. Totalt har investeringskostnaderna uppgått till ca 3 milj SEK. Energikostnaderna för naturgasen har minskat 32% jämfört med tidigare oljekostnader, samtidigt som man nu bara behöver köpa 65% av elförbrukningen från det allmänna nätet. Anläggningen togs i bruk i slutet av 1983 och man räknar med att investeringarna skall vara återbetalda inom ca 3 år. Man har ett elpris på 60 öre/kWh och ett gaspris på ca 15 öre/kWh.



Figur 2 Schema över anläggningen



Heatproduction by the heatpump	:	68.929 m ³	eq. 37,7%
Heatproduction by the Totem	:	27.809 m ³	eq. 15,2%
Heatproduction by the high-efficiency boilers	:	86.033 m ³	eq. 47,1%
The total expenditure of heat	:	182.771 m ³	eq. 100 %

Figur 3 Driftsfall, säsongsbundet

8.3.2 Kaiser Permanente sjukhus, San Diego, Californien

Sjukhuset har 210 bäddar och en total byggnadsyta på ca 32 000 m². Ånga (ca 8 bar mättad) används för kyla (absorbtionskylning), varmvattengenerering (tappvatten, värme) och sterilisering etc.

Det interna elbehovet är max ca 1800 MW. Variationen över året är relativt liten.

1986 installerades ett nytt naturgasbaserat kraftvärmesystem bestående av 2 stycken 4-takts tändstiftsgasmotorer med värmeåtervinning för ånggenerering. Samtidigt installerades en destruktionsugn för avfall, som också anslöts till en avgasångpanna, och en ny absorbtionskylmaskin. Sedan tidigare fanns flera kompressorkylmaskiner.

Kraftvärmeanläggningen består av 2 st identiska motoraggregat. Motorerna är installerade inomhus, i sjukhusets "energicentral".

Tekniska data:

Fabrikat	Cooper Industries
Typ	Superior 6 GTLB
Eleffekt	580 kW
Ånggenerering	1050 kg/h
Elverkningsgrad, nom	ca 35%
Totalverkningsgrad, nom	ca 80%

NO_x-emissionerna är enligt leverantörens garanti max ca 130 mg/MJ bränsle vilket gör att katalysatorrening inte krävs. För att nå denna relativt låga emissionsnivå arbetar motorn med stort luftöverskott. Ett stabilt tändförlopp säkerställs genom att motorn har s k "pre-combustion chambers" där antändning av en fetare blandning sker med tändstift.

Ekonomiska data:

Investering, 2 st motorenheter	3 milj USD
Drift och underhåll	50 000 USD/år
Gaspris ca	10 öre/kWh
Elpris ca	60 öre/kWh
Besparing 1:a årets drift ca	0,8 milj USD
Förväntad återbetalningstid	8 år*

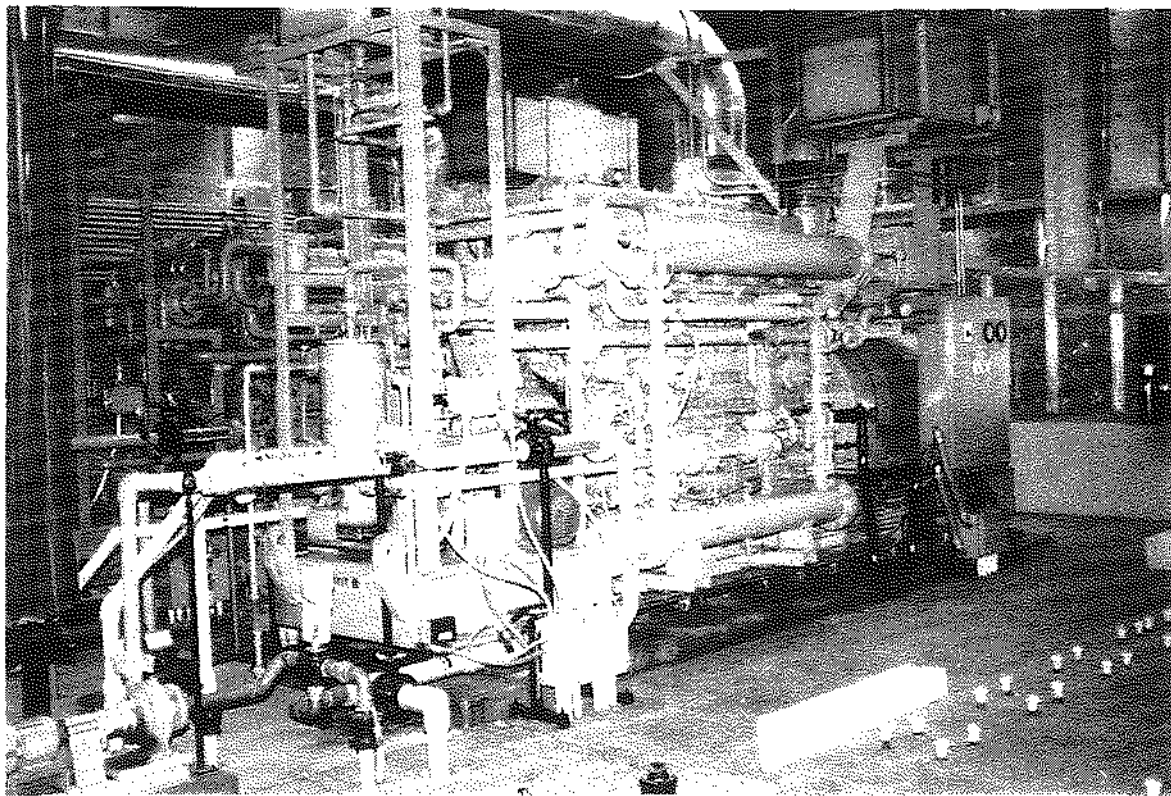
* Den totala investeringen inklusive destruktionsugn är ca 4,2 milj USD.

Anläggningen är dimensionerad med hänsyn till det interna värmebehovet. Elproduktionen kan som regel förbrukas inom sjukhuset. Endast i undantagsfall sker återförsäljning till elleverantören.

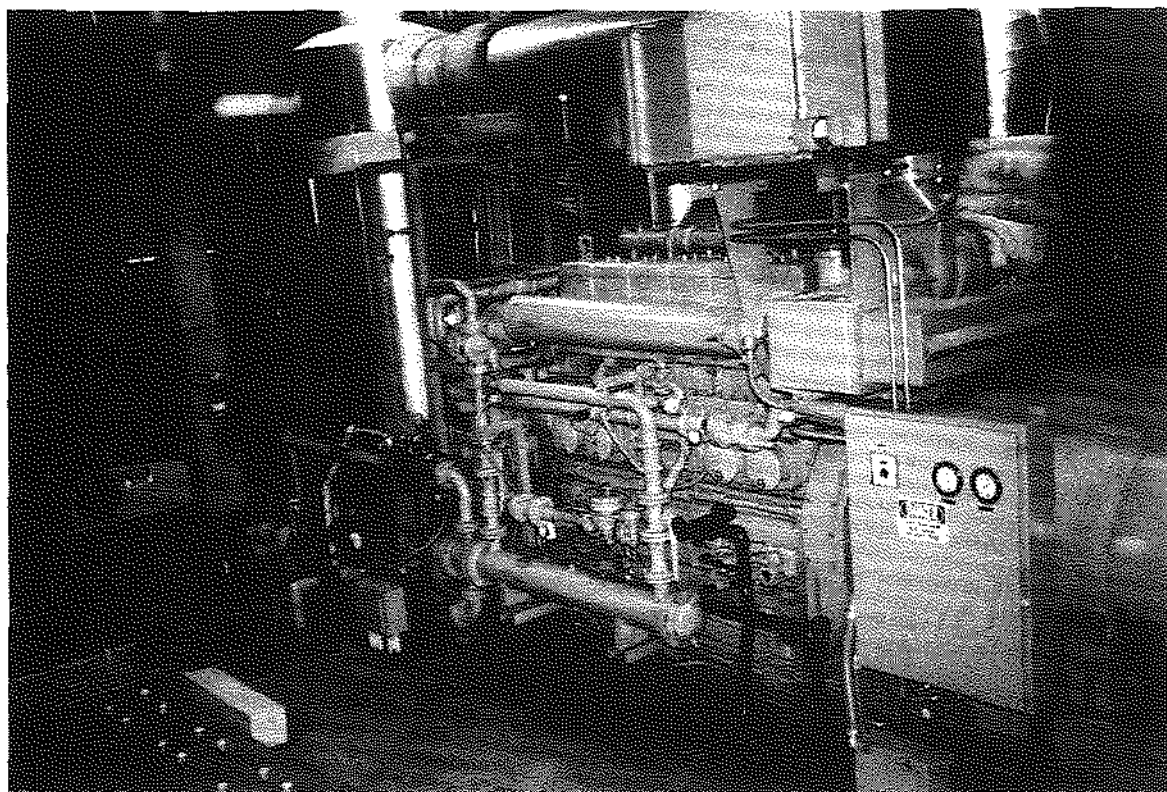
Tillgängligheter under det första årets drift var ca 85%, vilket inte är tillfredsställande. Den främsta problemkällan var gaskompressorer som enligt ansvariga på sjukhuset var felaktigt dimensionerade från början. (Motorn kräver ett matningstryck på ca 3 bar, vilket inte kunde tillhandahållas från gasleverantören i detta fall, varför en kompressor installerades per motor.)

Kompressorproblemen, som nu är lösta, bestod i:

- o elmotorerna hade för låg effekt,
- o smörjolja från kompressorerna förorenade gasen och orsakade onormalt slitage av tändstiften.



Figur 1 Gasmotorinstallation, 2 x 580 kW el



Figur 2 Gasmotorinstallation, avgaspanna till vänster

8.3.3 San Diego Tribune. San Diego, Californien, Tidningsbyggnad, kontor och tryckeri,

San Diego Tribune, en lokal dagstidning i San Diego som är en stad med ungefär lika många innevånare som Stockholm, har sedan 1982 en kraftvärmeanläggning med en naturgaseldad gasturbin och avgaspanna för ångproduktion. Ångan används internt inom fastigheten för framför allt kylmaskiner. Avgaspannan producerar mättad lågtrycksånga (1 bar ö).

Tekniska data:

Gasturbin fabrikat	Solar Turbine
typ	Centaur T4000
Eleffekt max	ca 2500 kW
Ångproduktion max ca	7500 kg/h
Elverkningsgraden för anläggningen ca (gäller den nu tillverkade versionen Centaur T4500 med max eleffekt 3,1 MW)	26%
Totalverkningsgrad ca	75%

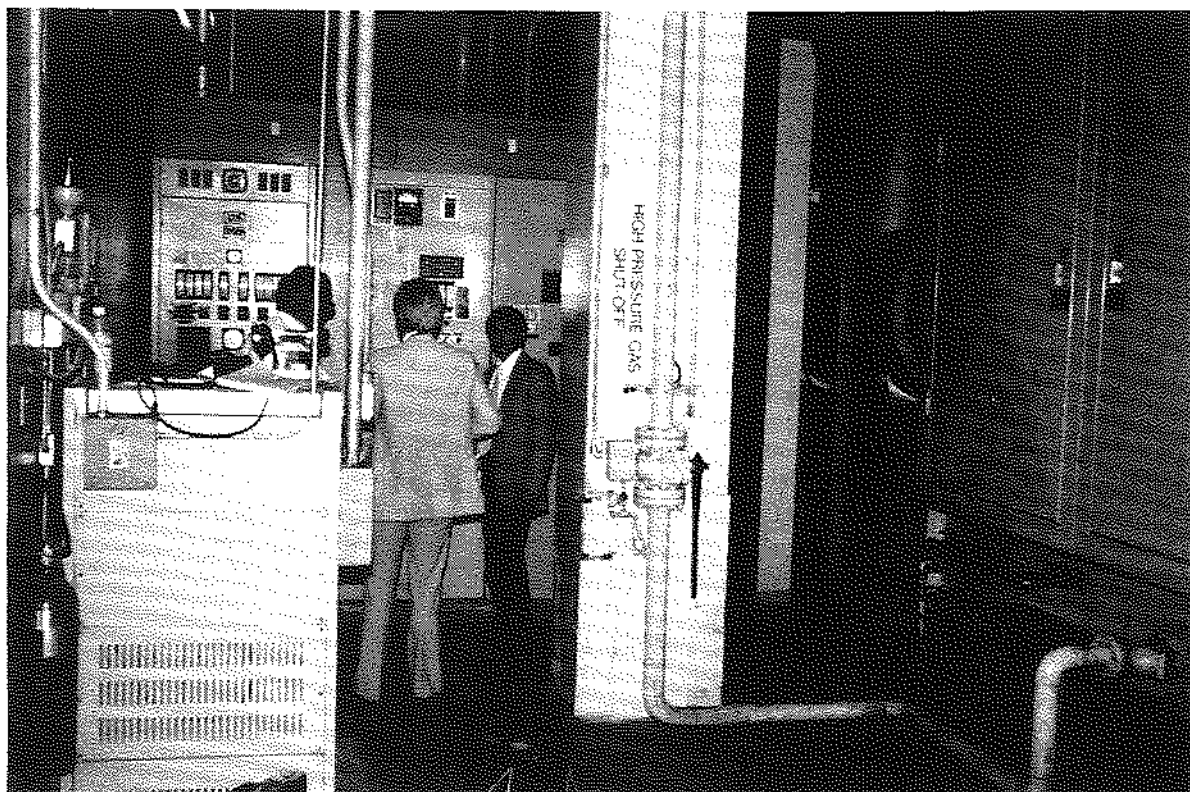
Ekonomiska data:

- Investeringskostnad
(dagens prisnivå, Centaur T4500) ca 2 milj USD (3900 kr/kW)
- Utnyttjningstid
ca 5000 h/år
- Elpris
ca 60 öre/kWh
- Gaspris
ca 7 öre/kWh
- Pay-off-tid
enligt uppgift mindre än 2 år

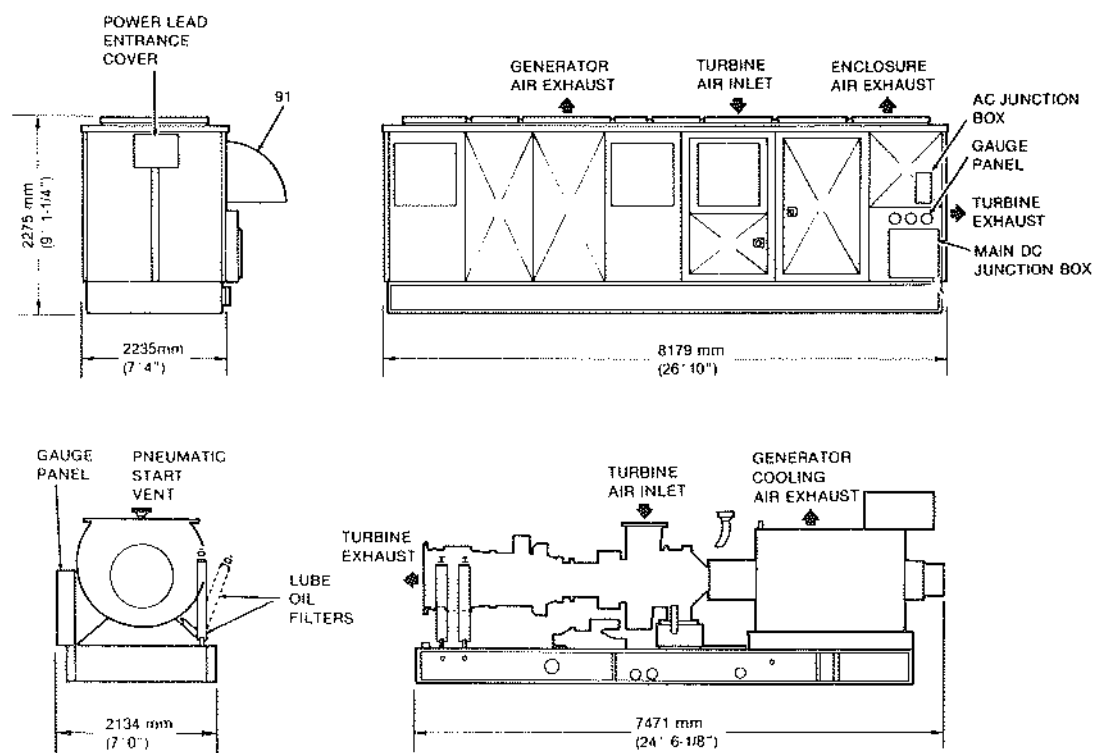
Anläggningen är inte försedd med gaskompressor. I stället har ett kontrakt slutits med gasdistributören om gasleverans vid trycknivå 180 psi (ca 13 bar). En kompressor hade fördyrat anläggningen ca 20%.

Utrustningen är installerad inomhus, och monteras enligt uppgift innan rummet försågs med väggar.

Tillgängligheten sedan driftstart 1982 har varit 98%.



Figur 1 Manöverpanel för anläggningen. Gasturbin i kringbygg-
nad till höger



Figur 2 Solar Turbines Centaur modul med kringbyggnad

8.3.4 Småskalig kraftvärme, s k Microgeneration

I USA finns ett stort utbud av gasmotorbaserade kraftvärme-modeller i effektklassen under 100 kW el. De minsta enheterna är ca 20 kW. I denna typ av utrustning kan normalt endast varmvatten eller hetvatten produceras och inte ånga. De i USA vanligt förekommande ångdrivna absorbtionskylanläggningarna kan m a o inte anslutas till systemet. Det finns absorbtionskylmaskiner som kan drivas direkt av motoravgasen, men de är ännu mycket ovanliga. Här kan emellertid en ökande framtida marknad finnas. Värmeenergin används dock tills vidare huvudsakligen för lokal-uppvärmning och i sammanhang där stort behov av tappvatten finns. Exempel på vanliga applikationer är storkök, restauranger, hotell, simhaller, tvätterier etc. Anläggningarna dimensioneras vanligen med hänsyn till det interna värmeeffektbehovet så att lång utnyttjningstid erhålls. Detta innebär normalt att den producerade elenergin också kan förbrukas internt. Eventuellt överskott som matas ut på nätet betalas mycket dåligt, varför ett villkor för ekonomisk drift är att denna andel hålls under 5-10%.

Energipriserna i Californien för ägaren till en anläggning av denna storlek ligger på följande nivå:

el: 10-12 c/kWh (60-75 öre/kWh)

gas: 5 USD/MBtu (ca 10 öre/kWh)

Newport Beach Athletic Club

Newport Beach Athletic Club är en privat motionsanläggning söder om Los Angeles. För intern försörjning av varmvatten till uppvärmning, tappvarmvatten etc och elektricitet har en 20 kW kraftvärmemodul av typ Micro Cogen 20 installerats. Leverantör av utrustningen är företaget Micro Cogen Systems, Irvine, Californien, som även äger modulen och svarar för drift och underhåll. Värme och el säljs enligt uppgjord taxa till sportklubben.

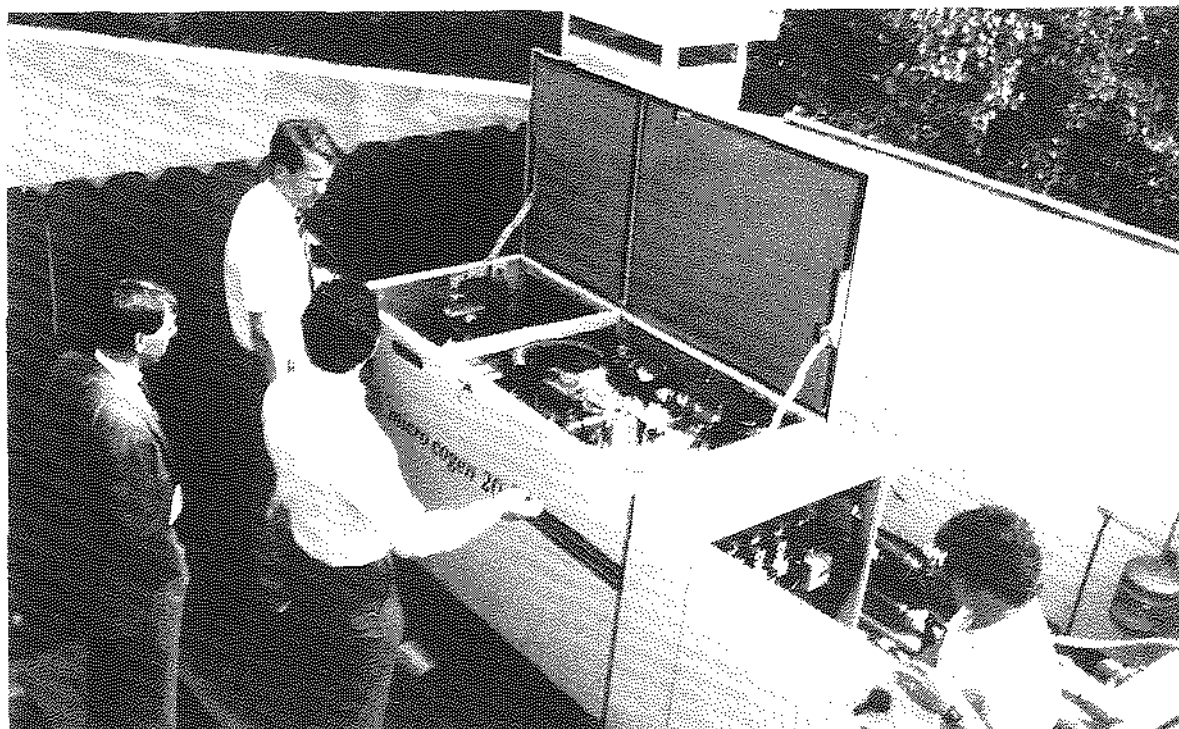
Den stora differensen mellan el och gaspris gör att Micro Cogen Systems kan sälja energin till ett för kunden förmånligt pris och ändå skriva av anläggningen inom ca 3-4 år.

Tekniska data:

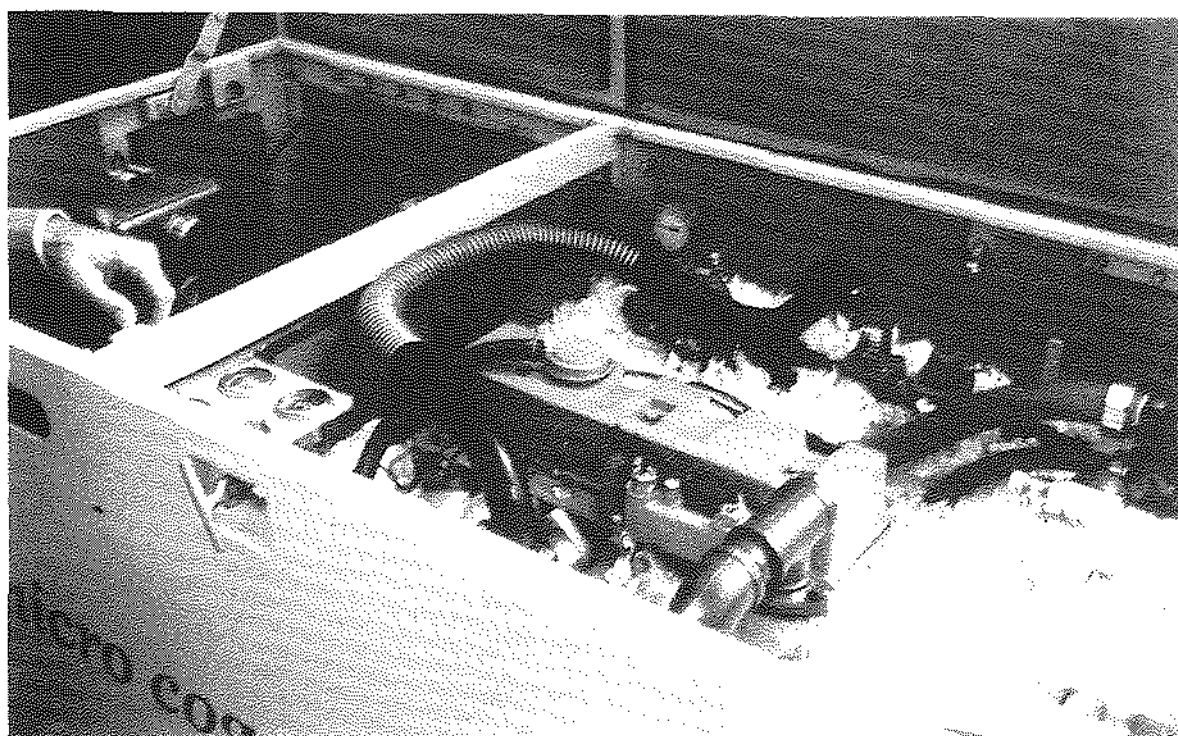
Typ	Micro Cogen 20
Eleffekt	20 kW
Värmeeffekt	50 kW
Elverkningsgrad	ca 25%
Totalverkningsgrad	ca 85-90%
Yttermått l x b x h	1,7 x 0,9 x 1,0 m
Vikt	725 kg
Generator	Trefas asynkronmaskin
Livslängd	26 000 h planerat

Övriga data:

Installationskostnad	
modul	20 000 USD (6 000 kr/kW)
komplett (med värmeanslutningar etc)	ca 40 000 USD (12 000 kr/kW)
Drift och underhåll	1,5-2 c/kWh (9-12 öre/kWh)
Projekttidplan	
leveransmodul	ca 3 mån
totalt, inkl tillstånd	ca 6 mån



Figur 1 Installerad modul utomhus på byggnadens tak

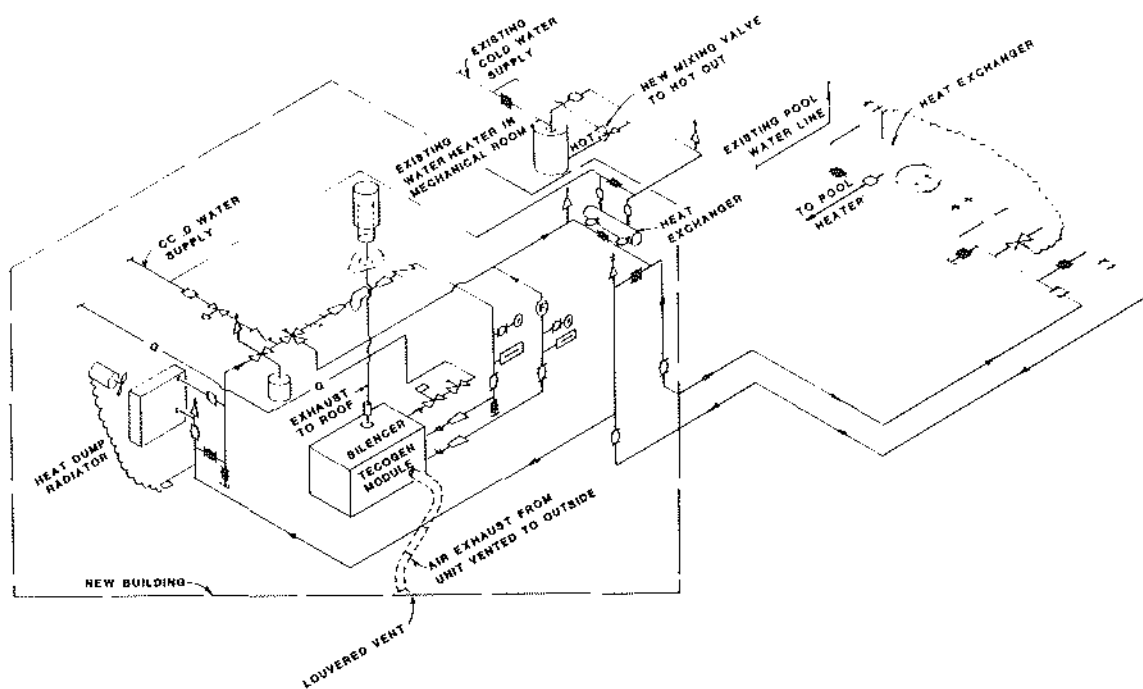


Figur 2 Närbild på gasmotor (kringfyllning med isolermaterial)

Hidden Valley Athletic Club, Escundito, Californien

Denna sportklubb är en anläggning av ungefär motsvarande slag som Newport Beach Athletic Club ovan. Här har man dock även en simbassäng, och det största energibehovet är för uppvärmning av denna. Sedan 1983 finns en gasmotormodul med 60 kW eleffekt och varmvattenproduktion installerad. Modulen är tillverkad av Tecogen, en av de största leverantörerna i USA av detta slags utrustning. Även i detta fall ägs anläggningen av ett fristående bolag; On Site Energy, Carlsbad, Californien.

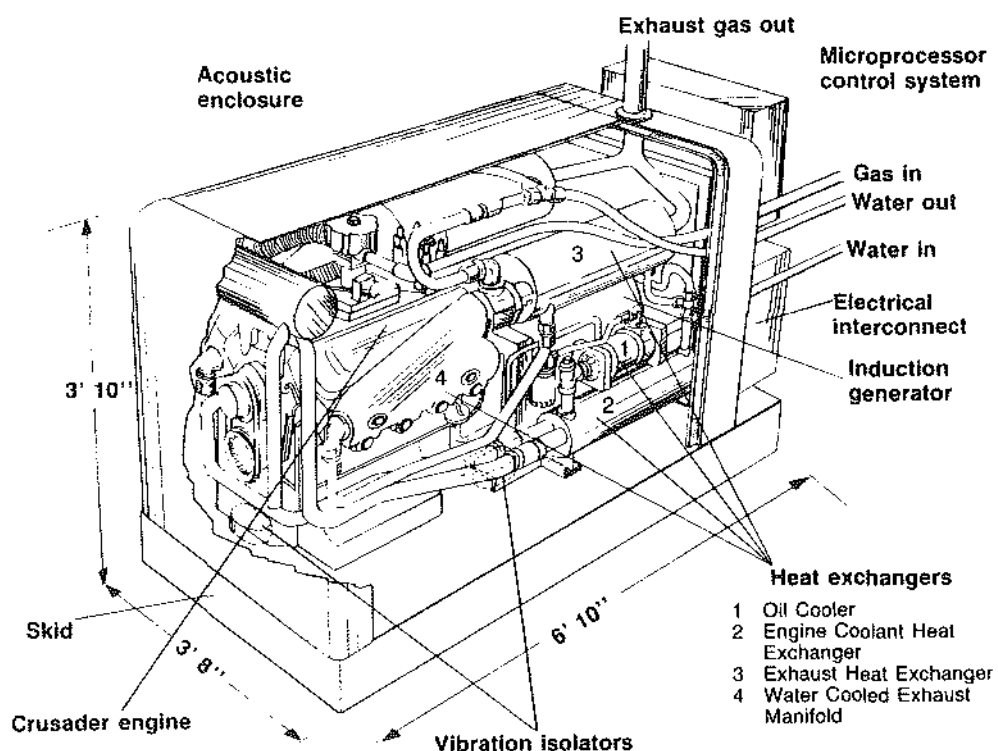
Man svarar för drift och underhåll samt finansierar verksamheten genom försäljning av el och värme till en för kunden attraktiv kostnad. Modulen är installerad i en utvidgad del av den befintliga byggnaden.



Figur 1 Systemschema

Tekniska data:

Typ	Tecogen CM60
Eleffekt	60 kW
Värmeeffekt	130 kW
Elverkningsgrad	ca 29%
Totalverkningsgrad	ca 93%
Yttermått l x b x h	2 x 1,1 x 1,2 m
Vikt	ca 1400 kg
Generator	Trefas asynkronmaskin

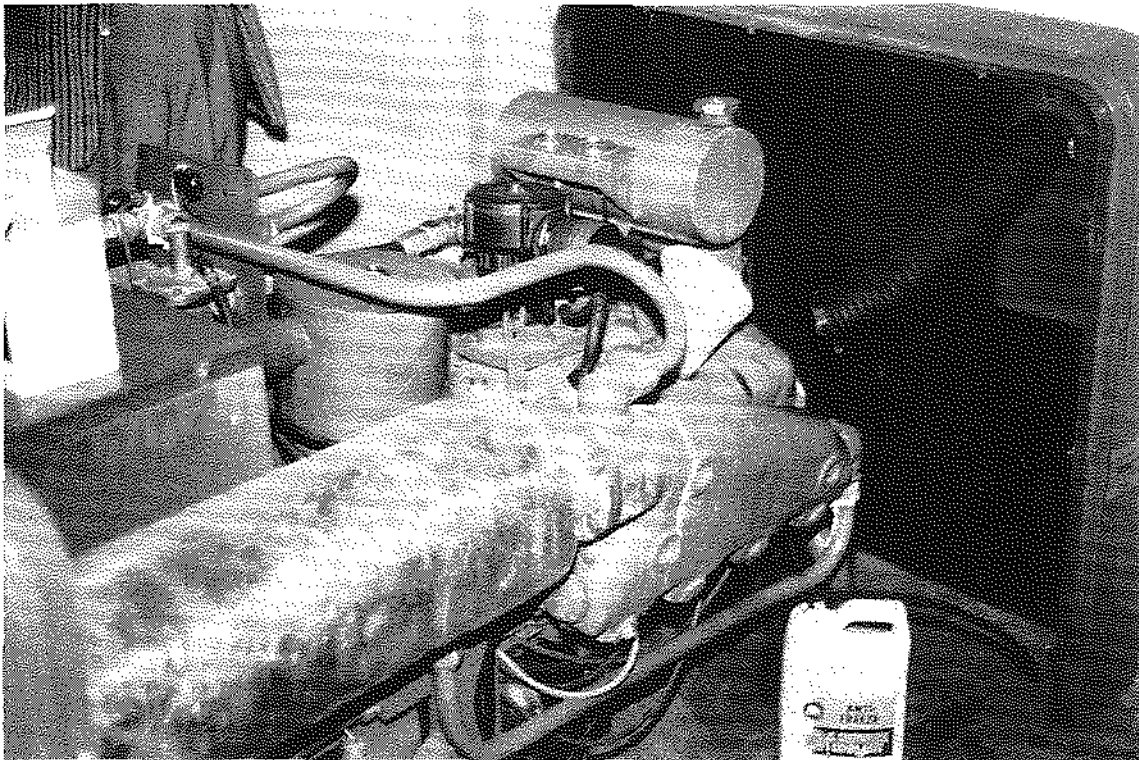


Figur 2 Utformning av modul

Övriga data:

Installationskostnad	
modul	60 000 USD (ca 6 000 kr/kW)
totalt (inkl tillbyggnad)	105 000 USD (ca 10 500 kr/kW)
Drift och underhåll	1,7 c/kWh (10 öre/kWh)
Tillgänglighet	ca 90% sedan 1983

Den årliga besparingen för anläggningen jämfört med tidigare mängder inköpt el och bränsle och vid rådande taxor uppges vara ca 30 000 USD.



Figur 3 Planerad service av motorenhet pågår

8.4 Industri

8.4.1 Heineken, Zoeterwoude Nederländerna

Heineken i Zoeterwoude är Europas största bryggeri och producerar årligen ca 600 000 m³ öl. Bryggeriet behöver stora mängder ånga och även relativt mycket el.

Heineken har tillsammans med SIEM (Shell Industrial Energy Management) en kraftvärmeanläggning för el- och ångproduktion. Anläggningen består av 3 stycken Allison 501 gasturbiner med vardera effekten 3,6 MWe. Två gasturbiner är kopplade till avgasångpannor av fabrikat Breda. Pannorna producerar vardera 10 ton ånga/timme, men har ingen tillsatseldning. I stället är var och en kopplade till en ångpanna som fanns innan kraftvärmeanläggningen byggdes. Maximal ångproduktion med tillsatseldningen i gamla pannan är 25 ton/timme per kombination avgaspanna och befintlig ångpanna.

Den tredje gasturbinen är kopplad till en avgaspanna med inbyggd tillsatseldning, även den av fabrikat Breda. Pannan producerar 16 ton ånga/timme med tillsatseldning. Maximal kapacitet på anläggningen (med två gamla ångpannor) är 85 ton ånga/timme med 13 bar och 192°C samt 10,8 MW el från gasturbinerna. NO_x-utsläppen ligger under 200 mg/MJ tillfört bränsle, vilket är den norm som för närvarande gäller i Holland. För övriga tekniska data och kopplingsschema, hänvisas till figur 1.

Kraftvärmeanläggningen togs i drift juni 1985 och drifterfarenheterna är goda. De problem man har haft har varit att trimma in regler- och styrsystem för hela anläggningen. Turbinens lagerinspekteras regelbundet var 6 000:e drifttimma. SIEM har en reservturbin på lager som vid haveri kan sättas in på mindre än en dag.

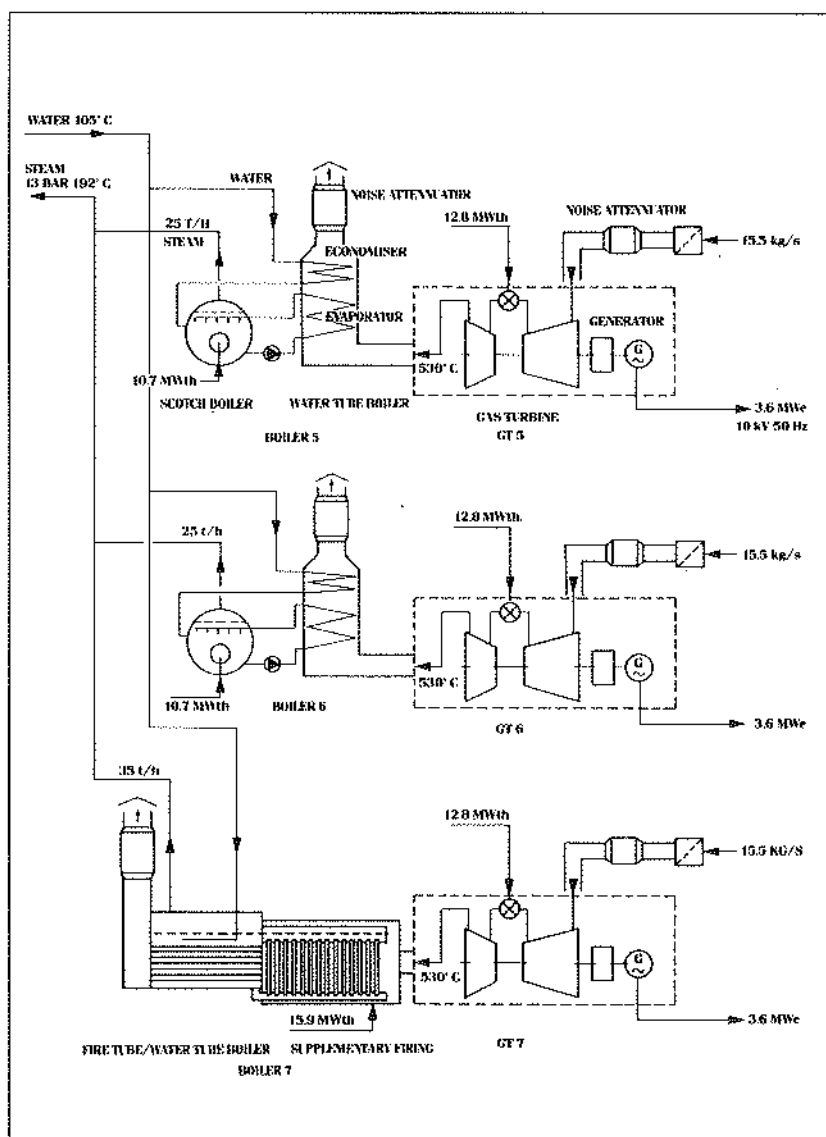
Anläggningen körs på full last utom lördag-söndag då man klarar sig med två maskiner. Då finns tillfälle till service och översyn av den avställda maskinen, bl a tvättning av kompressorn. Drifttiden från juni 1985 till november 1987 är ca 20 000 h per maskin. Personalbehovet är lågt. Gasturbinkraftvärmeverket har inte inneburit mer personal i värmecentralen.

Heineken har slutit ett jointventure avtal med SIEM och har delat på investering, finansiering och äger till lika delar kraftvärmeanläggningen. Investeringen var 22 milj NLG, ca 72 milj SEK. Staten ger ett investeringsbidrag på ca 30%, vilket ger en nettoinvestering på 15,4 milj NLG, ca 50 milj SEK.

Naturgasen köps från Gasunie för 8,1 öre/kWh med 18,5 bars leveransstryck. Inköpspris på el ligger på ca 32 öre/kWh och överskotsel säljs ut på nätet till ca 17 öre/kWh. Alla priser inkluderar 20% moms.

Energikostnadsbesparingarna uppges till ca 20%. Vinsten med kraftvärme jämfört med konventionell ånggenerering med naturgaspannor och köp av el utifrån räknas ut timme för timme med ett datorprogram. Vinsten delas enligt avtal lika mellan SIEM och Heineken.

Avtalet med SIEM är 10 år, men de ekonomiska förhållandena är så pass gynnsamma att anläggningen är återbetald på en rak pay-off-tid på 2-3 år. När kontraktet går ut efter 10 år övertar Heineken hela anläggningen och då har det säkerligen varit en mycket god affär både för Heineken och för SIEM.



Figur 1 Principschema och tekniska data

Technical information

Gas turbines GT-5, GT-6, GT-7

Manufacturer	: Allison Gas Turbines (USA)
Packager	: Centrax (UK) Ltd.
Type	: 501 KB5
Nominal output	: 3.6 MWe (ISO-rating)
Fuel	: Natural gas, 18.5 bara

Generators

Manufacturer	: Brush
Type	: BRSD 91.14714
Output	: 5625 kVA
System voltage	: 10.5 kV 3 phase 50 Hz
Speed	: 1500 rpm

Waste-Heat Boilers (Boilers 5 and 6)

Manufacturer	: B.V. Machinefabriek "BREDÁ"
Max. operating pressure	: 13 bara
Max. steam production	: 10 t/h (ISO-rating)

These waste-heat boilers are on the steam side coupled to two existing EVW boilers made by Stork. The maximum steam production with supplementary firing is 25 t/h per boiler combination.

Waste-Heat Boiler (Boiler 7)

Manufacturer	: B.V. Machinefabriek "BREDÁ"
Type	: HL
Max. steam production without supplementary firing	: 10 t/h (ISO-rating)
Max. steam production with supplementary firing	: 35 t/h (ISO-rating)
Supplementary Firing system	: De Jong Coen B.V.

Process Control System

Energy Control and Management System (ECAMS). Manufactured by Foxboro, on a Fox 300 process computer with Microspec control modules.

8.4.2 Pappersbruk Crown van Gelder, Velsen, Nederländerna

Crown van Gelder är ett oberoende pappersbruk. Man köper massa och tillverkar för närvarande ca 80 000 ton papper/år men planerar att öka produktionen till 140 000 ton/år. Det finns en äldre och mindre pappersmaskin PM51 och en modern större maskin PM52.

Fabriken hade från början en kraftvärmeanläggning med en stor naturgaseldad ångpanna kopplad till en högtrycksturbin och två lågtrycksturbiner. Anläggningen hade en elverkningsgrad på ca 30% och en total termisk verkningsgrad på ca 62%.

Man undersökte alternativet att köpa ånga från ett närbeläget naturgaseldat kondenskraftverk. Det visade sig dock billigare att tillverka både ånga och el med en egen kraftvärmeanläggning. I november 1982 beställde man en gasturbin med avgaspanna och en ångturbin som totallevereras från Thomassen International B.V. Projektering genomfördes av ESTS B.V., som tillhör det holländska stålverksföretaget Hoogovens. ESTS har förutom Crown van Gelder även projekterat kraftvärmeanläggningarna Cemij Cement Factory Ijmuiden Holland, Vd Berg & Jurgens Margarine Factory Rotterdam, CPC Starch-Derivatives sas vaqn Gent samt CCF Condensed Milk factory Leeuwarden. Den 9 januari 1984 togs anläggningen i drift, dvs drygt 1 år efter beställning.

I anläggningen ingår en General Electric LM 2500 gasturbin. Detta är en industriversion av samma gasturbin som sitter i flygplanen Boeing 747 och DC10. Uteffekt på axeln är 20,3 MW, mekanisk verkningsgrad 34,4% och avgastemperatur 522°C. Gasturbinen är kopplad till en självcirkulerande avgaspanna av fabrikat "Breda". Pannan tilläggseldas med naturgas och ger vid normaldrift 60 000 kg ånga/h samt har en maximal kapacitet på 80 000 kg ånga/h. Ångans temperatur är 420°C och trycket 70 bar.

Ångan går till en Siemens ångturbin av typ NG-25/20 som ger 7 MW axeleffekt. Kvarvarande effekten i ånga med 7 bars tryck är ca 39 MW värme och detta går till pappersprocessen. Kopplingschema framgår av figur 1 nedan.

Energibalansen för kraftvärmesystemet framgår av figur 2. Den totala tillsatta effekten både till gasturbin och tillsatseldning är ca 77 MW. Gasturbin och ångturbin ger tillsammans en uteffekt på ca 27 MW, vilket ger en mekanisk verkningsgrad på ca 38%. Processången ger en effekt på ca 39 MW. Den totala termiska verkningsgraden ligger därför på ca 86%. Andelen elproduktion kan dock varieras från ca 30% om avgaspannan körs med maximal tillsatseldning och upp till ca 41% om ingen tillsatseldning görs i pannan.

Företaget är mycket nöjd med anläggningen. Gasturbin och ångturbin körs kontinuerligt på full last. Man tar all reglering medelst ändring av tillsatseldning i avgaspannan. Dessutom finns en ångackumulator för att kunna öka systemets flexibilitet. Kraftvärmeanläggningen har fungerat utan större problem sedan starten i början av 1984. Brännkammaren byttes efter 13 000 drifttimmar pga att det bränts hål i den. Leverantören bytte brännkammare inom

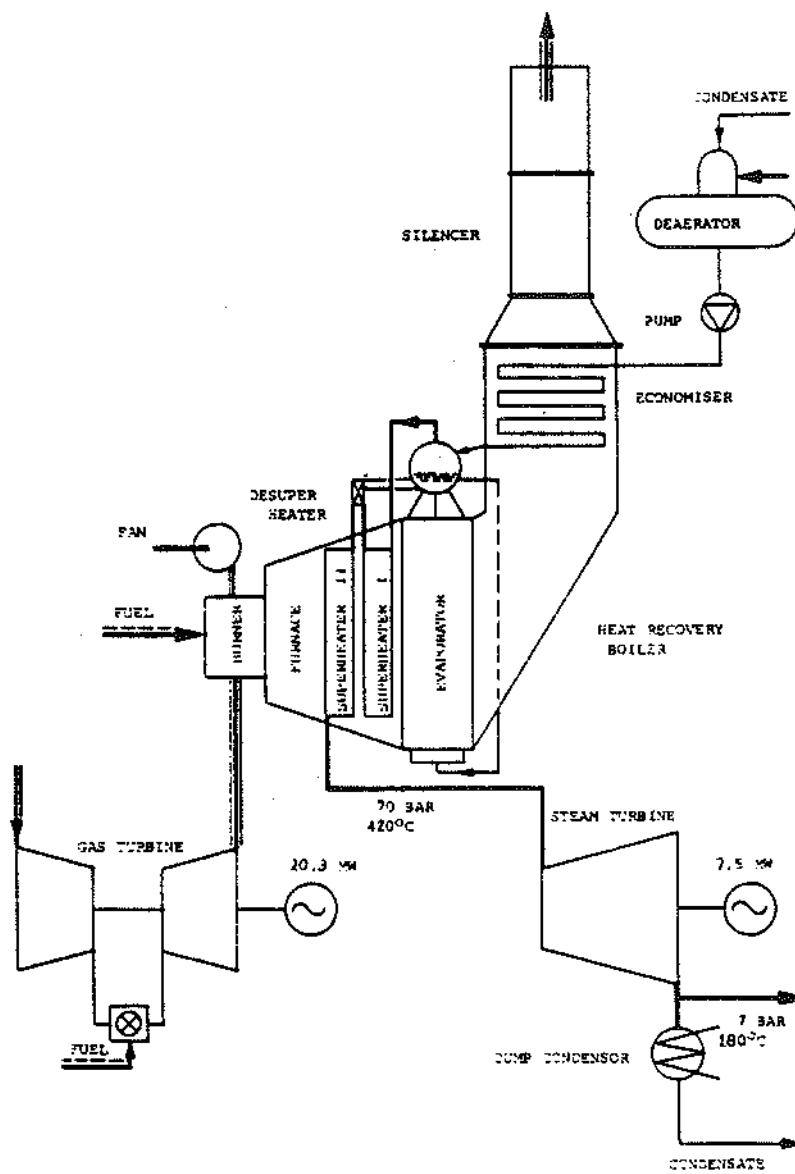
ramen för sitt garantiåtagande, även om man meande att man kunnat köra utan byte till servicen vid 25 000 timmar.

Nuvarande tillåtna emissionsgräns på 200 mg NO_x/MJ klarar anläggningen utan några åtgärder. Man blir dock tvungen att komplettera med ång- eller vatteninsprutning, för att klara gränsvärdet på 135 mg NO_x/MJ, som troligen kommer att gälla från och med 1990.

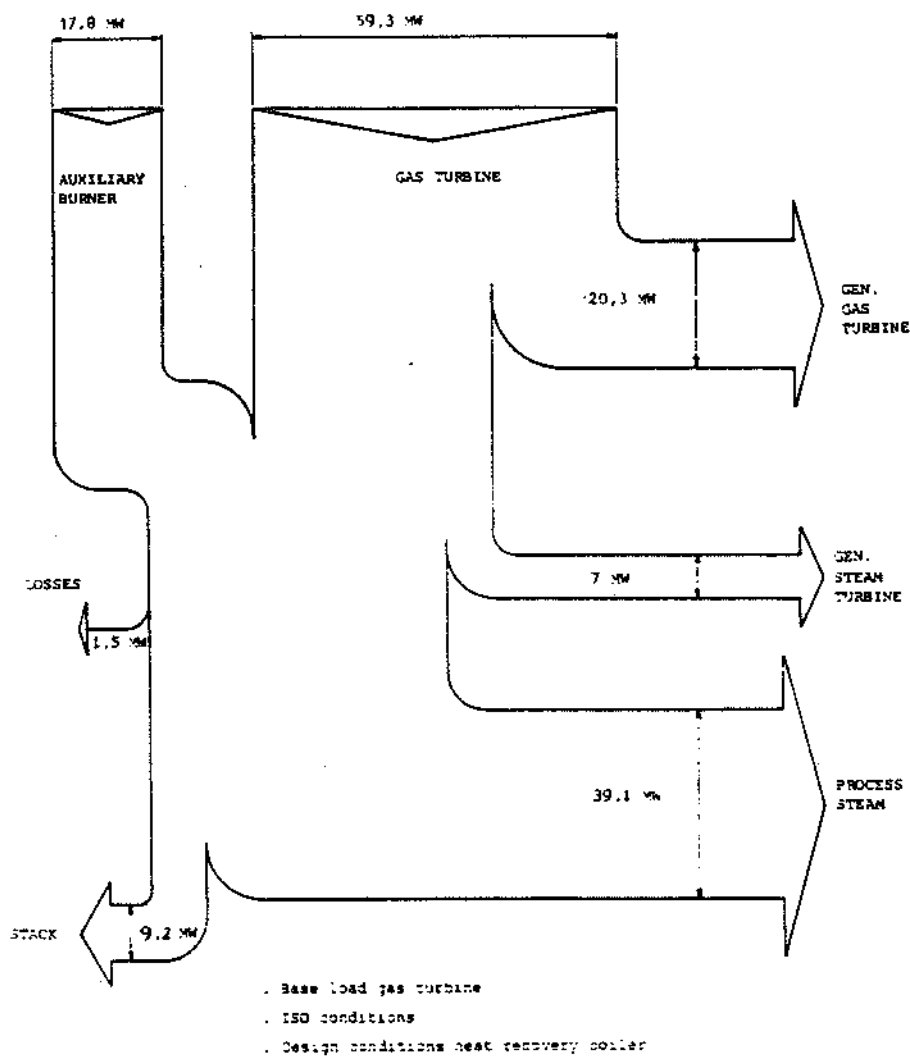
Den totala investeringskostnaden för anläggningen är 39 milj NLG (ca 127 milj SEK), vilket är i 1983 års penningvärde. Tunga poster i investeringen är gasturbin för 18 milj NLG, ångturbin för 4 milj NLG, och avgaspannan för 5 milj NLG.

Man köper naurgas för ca 9 öre/kWh med 28 bars tryck. Elöverskottet säljs för ca 19,5 öre/kWh. Beredskapsel som måste köpas vid eventuella driftstörningar kostar ca 60 öre/kWh. Om industrin kontinuerligt skulle använda el från det allmänna nätet skulle dock elpriset ligga betydligt lägre, uppskattningsvis runt 30 öre/kWh.

Energibesparingarna är jämfört med den gamla naturgaseldade mottrycksanläggningen (enligt tidigare beskrivning) uppskattningsvis 11 milj NLG/år. Detta ger en pay-off tid som är mindre än 4 år.



Figur 1 Principschema



Figur 2 Energibalans