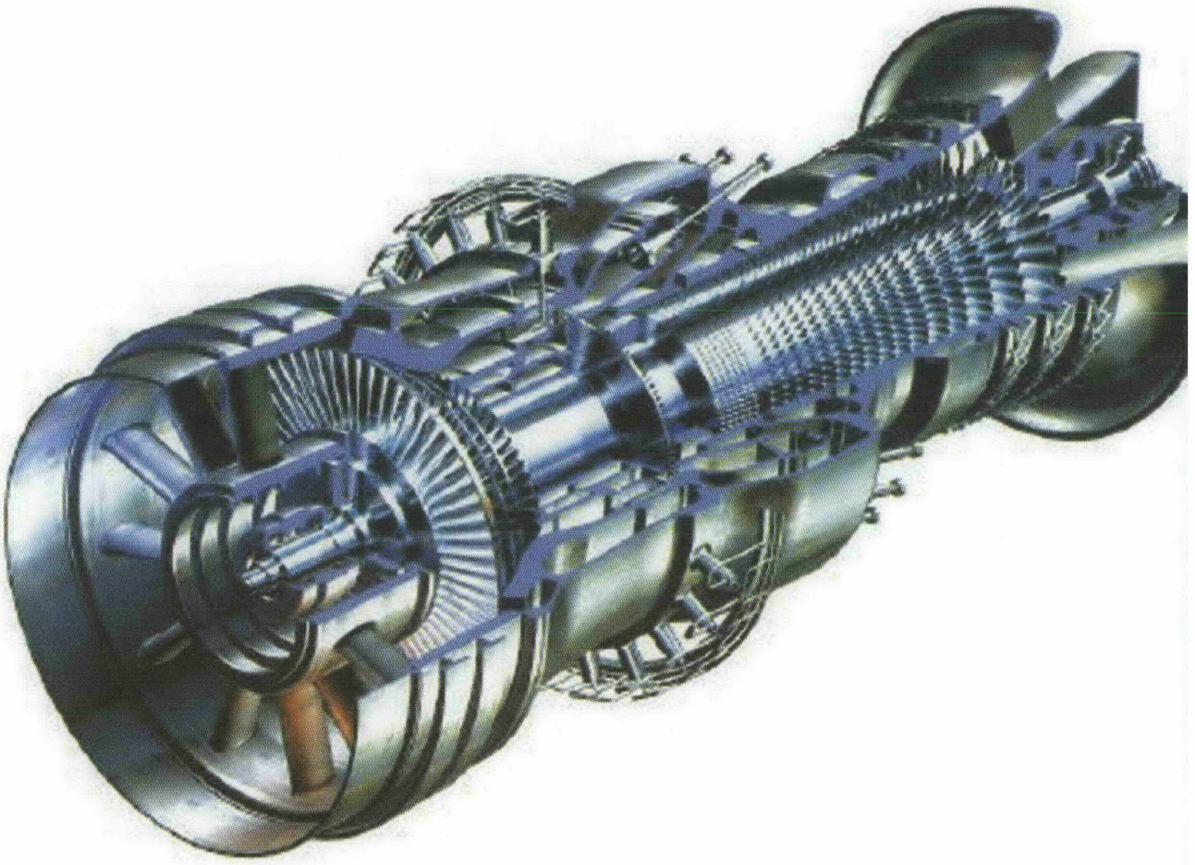


KJELL THORÉN

Gasturbiner efter 1980

– en dramatisk utveckling

Den tekniska utvecklingen har varit särdeles snabb inom vissa områden de senaste 20 åren. IT-utvecklingen torde sakna motstycke vad gäller att ta fram nya produkter och tillämpningar och har i hög grad påverkat vardagen för de flesta av oss. Även inom andra teknikområden har utvecklingen varit mycket snabb, men produkterna har ännu inte lika direkt påverkat individer, arbetsplatser och hem på samma sätt som IT.

Gasturbinområdet är ett sådant märkligt område. Det uppvisar en påfallande snabb utveckling sedan 1980 trots att inga principiellt nya produkter sett dagens ljus. Många är omedvetna om denna utveckling. Gasturbinen producerar el som kommer från hålen i väggen. Men elen syns inte och är en blandad vara. Det torde huvudsakligen vara kraftindustrin och kretsar kring denna som känner gasturbinutvecklingen.

Den första kommersiella gasturbinen för elgenerering brukar anses vara den 4 MW-turbin Brown Boveri installerade i Neuchatel i Schweiz år 1939, dvs för 60 år sedan! Möjligheter att kombinera gas- och ångturbiner har varit kända och tillämpade sedan länge. Alltså borde man inom gasturbinområdet förvänta sig en trägen men jämn utvecklingstakt, där framstegen blir mindre och mindre till alltmer ökade kostnader, karakteristiskt för mogna produkter. Så har det inte alls varit under senare år. Vad har då orsakat och möjliggjort den spektakulära utvecklingen?

Kombinationer av drivkrafter, möjligheter och en föränderlig omvärld anges ofta som grund för teknisk utveckling. Så även för gasturbiner.

ABBs största gasturbin: typ GT24, 60 Hz, 183 MW i enkelcykel- och 271 MW i kombiutförande, respektive typ GT26, 50 Hz, 265 MW i enkelcykel- och 393 MW i kombiutförande.

För den läsare som något vill fördjupa sig i gasturbinprocessen hänvisas till *Faktaruta 1* nedan samt *figur 1–3* som – mycket förenklat – beskriver den enkla och den kombinerade gasturbinanläggningens arbetsprinciper.

Gasturbinens växlande roller – liten historik

Tidig gasturbinutveckling

De första experimenten med gasturbiner genomfördes under 1900-talets första år. Man hade då förstått gasturbinens princip och lockades av möjligheten att tillföra bränslet direkt till arbetsmediet. Svensken Gustaf Dalén hade redan 1897 korrekt beskrivit gasturbinens termiska process. Man hade nog inte särskilt klart för sig vad gasturbinerna bäst skulle kunna användas till. Ångmaskin- och ångturbinanläggningar var etablerade och man trodde väl på en möjlighet att överträffa och ersätta dessa.

Under trettiotalet ökade förståelsen för hur gasturbinkomponenterna kunde byggas och alltmer konkreta projekt såg dagens ljus. Brown Boveri-turbinen i Neuchatel 1939 blev ett genombrott med sina fyra megawatt (4 MW) nyttig effekt och 14 procents verkningsgrad.

Flygmotorer

Under trettiotalet insågs även att gasturbinen kunde bli en bra drivmotor för flygplan. Alf Lysholm ledde arbetet på en svensk turbopropmotor med 11 stegs radialkompressor och en motroterande Ljungströmsturbin. Bofors byggde motorn som provades 1933 – 1935. Tekniska svårigheter uppträdde naturligtvis men arbetet var betydelsefullt. 1933 konstruerade Lysholm en ren reaflygmotor med fyra radialkompressorsteg och sju axialturbinsteg, mycket lik de flygmotorer som skulle se dagens ljus betydligt senare.

De första flygningarna med reamotorer skedde 1939 i Tyskland och 1942 i England. Dessa lyckade försök blev förstås banbrytande. Efter kriget blev flygmotorutvecklingen mycket snabb och gasturbinen som flygmotor saknar idag konkurrens vad gäller större storlekar. Utvecklingen syftar främst mot lägre specifik bränsleförbrukning, ökad tillförlitlighet, mindre emissioner av skadliga ämnen och lägre vikt. Militär och civil flygmotorutveckling har varit och är vägledande för utvecklingen av industriella gasturbiner.

Gasturbinutveckling och rollfördelning 1940 – 1980

14 procents verkningsgrad i Neuchatel räckte naturligtvis inte för att ta upp kampen med ångturbinen. Under arbetet med att öka storleken och höja verkningsgraden skapades under 40- och 50-talen komplicerade anläggning-

Faktaruta 1

Gasturbinens arbetsprincip

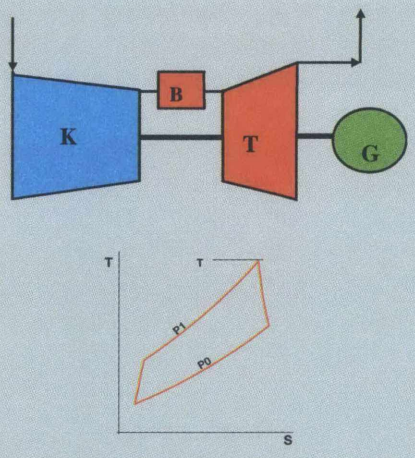
Enkel cykel

Luft sugs in i en kompressor (K) och komprimeras. I en efterföljande brännkammare (B) tillföres bränsle, t ex naturgas eller olja, som blandas med huvuddelen av den komprimerade luften och förbränns i speciella bränslespridare. Den så upphettade luften av högt tryck får expandera i en efterföljande turbin (T). Avloppsgasen leds till en skorsten, se *figur 1*. Cirka 2/3 av det arbete som turbindelen avger går åt för att driva kompressorn. Resten blir nyttigt arbete t ex i en till turbinen kopplad elgenerator (G).

Den termodynamiska processen beskrivs enklast i ett temperatur/entropi (T-S)-diagram. Diagrammet visar komprimeringsfasen till trycket p1, upphettning vid konstant tryck till högsta temperaturen *T* och expansionen i turbinen till atmosfärstryck varefter avgaserna kyls i atmosfären och diagrammet sluts.

Ytan innanför processlinjerna representerar enligt Carnot's principer det nyttiga arbete man får ut av processen. Verkningsgraden kan grovt skattas genom att man dividerar inneslutna ytan med totala arean av inneslutna ytan plus arean nedanför densamma ned till x-axeln.

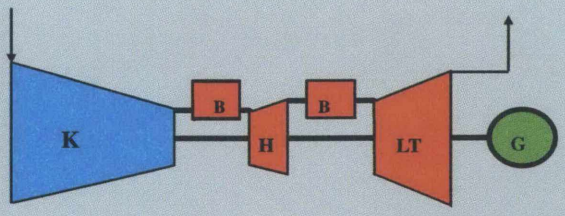
Om huvudparametrarna, tryck och temperatur varieras finner man att högre T ger högre uteffekt medan höjning av trycket p huvudsakligen förbättrar verkningsgraden. Båda parametrarna begränsas av tekniska svårigheter. Den tekniska utvecklingen har möjliggjort töjning av gränserna.

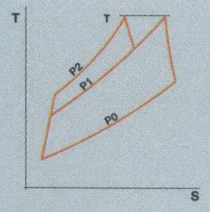


Figur 1

Enkel cykel – sekventiell förbränning

I denna gasturbintyp, *figur 2*, expanderar gasen från en första brännkammare i en högtrycksturbin och upphettas därefter en andra gång före expansion i en lågtrycksturbin. Maskinen får stor effekt relativt sin storlek och hög verkningsgrad eftersom den inneslutna ytan i T–S-diagrammet fylls ut bättre. ABBs nya stora gasturbiner använder denna princip.





Figur 2

Kombicykel

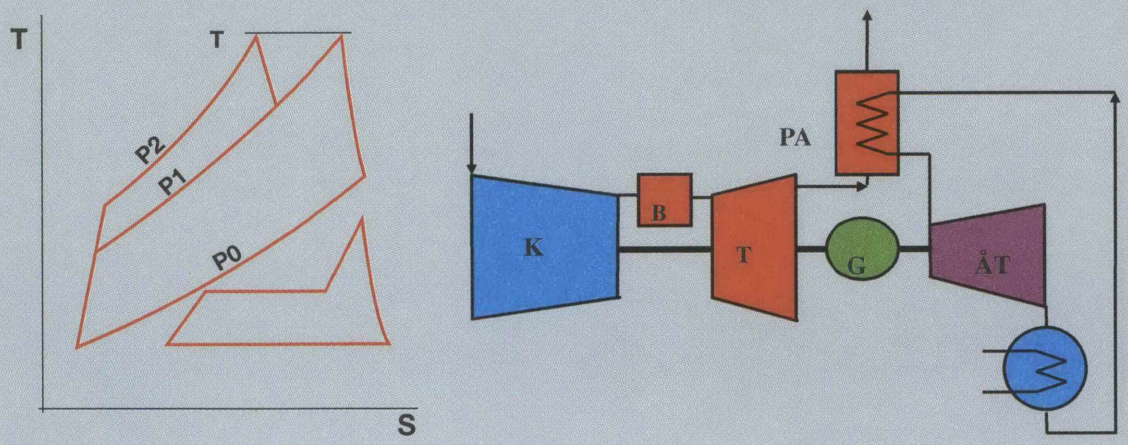
Enligt *figur 3* är gasturbindelen i princip identisk med enkla cykeln, med eller utan sekventiell förbränning. De heta avgaserna leds till en avgaspanna (PA) där ånga genereras som kan utnyttjas i en kondensångturbin (ÅT), kopplad till gasturbinaxeln eller till en separat elgenerator. Mereffekten från ångturbinen erhålls i den vanligaste kombi-processen utan extra bränsletillsats och höjer alltså totaleffekten och totalverkningsgraden väsentligt.

Den termodynamiska processen är identisk med enkla cykeln vad gäller själva gasturbinen. Skillnaden är att en stor del av gasturbinens avloppsvärme tas till vara i ångcykeln för värmning och kokning av kondensat samt överhettning av den bildade ångan.

Ångcykeln ligger under gasturbincykeln i T–S-diagrammet och värmen i avgaspannan tas ut motströms, d v s den varma avgasen går först till ångöverhettning, sedan till kokardelen och sist till kondensatvärmning. Avgasen till skorstenen har då kylts till 100 – 150°C. Temperaturen väljs beroende på bränslets korrosivitet. Den inneslutna ytan för ångcykeln representerar mereffekten från ångturbinen och brukar vara cirka hälften av gasturbincykelns yta, dvs totaleffekten ökar med cirka 50 procent i den kombinerade cykeln jämfört med den enkla gasturbinprocessen.

Det inses lätt i T–S-diagrammet att verkningsgraden ökar väsentligt. Mellanrummet mellan gas- och ångturbinprocesserna utgör en icke tillvaratagen resurs. För att minska denna utförs moderna kombianläggningar med två eller tre ångtrycksnivåer och mellanöverhettning av ångan efter passage genom en högtrycksdel av ångturbinen. Verkningsgraden stiger med ökad komplikationsgrad men man stöter naturligtvis på en ekonomisk lönsamhetsgräns.

Figur 3



ar med mellankylning under kompressionsförloppet och återupphettning i en andra brännkammare efter delexpansion i turbinen. Man nådde storlekar 30 – 40 MW och 30 – 32 procents verkningsgrad. Den ekonomiska succén uteblev p g a kostnaderna för den komplicerade konstruktionen.

Man insåg rätt snart att den enkla gasturbinen – med dess särdrag: enkelhet, relativt billig, låg verkningsgrad – skulle bli lämplig i rollen som spetslast- och reservkraftanläggning med korta insatstider per år. Ett stort antal anläggningar byggdes för dessa ändamål. Bränslet var vanligen oljedestillat men även tjockolje- eller råoljeeldade anläggningar såldes som baslastaggregat till oljeländer med billig olja eller som torrårsreserv i vattenkraftbaserade nät, t ex i Sverige.

Den tekniska gasturbinutvecklingen medgav allt större effekter och högre verkningsgrader. Vid 70-talets slut gav de största gasturbinstorlekarna cirka 100 MW vid 50 Hz och 85 MW vid 60 Hz. Verkningsgraden var omkring 32 procent.

ABB STAL (dåvarande Stal-Laval) har bidragit till utvecklingen. 1959 driftsattes en i Finspång utvecklad gasturbinanläggning, typ GT120, i Västervik (Vattenfall) med världens då största effekt, 40 MW. Genom successiva uppskalningar höjdes effekten i senare byggda anläggningar av denna typ till 74 MW. Under en tioårsperiod var GT120 såvitt bekant världens största gasturbin.

1978 levererades till Vattenfall i Trollhättan en 85 MW gasturbinanläggning, typ GT200, som utvecklats gemensamt av ABB STAL och Pratt & Whitney, USA. Gasturbinen har ca 34 procents verkningsgrad vilket gav världsrekord i effektivitet 1978 och nära tio år framöver. Tyvärr slog oljekriserna bort en stor del av gasturbinmarknaden och GT200 fick aldrig någon kommersiell framgång. Aggregatet i Trollhättan används för spets- och reservkraft.

Under perioden 1940 – 1980 fann den enkla gasturbinen i det lägre effektregistret sin plats även som kraftvärme-gasturbin där avgasvärmen utnyttjas för industriella ändamål eller för fjärrvärme.

Många gasturbiner av enkelcykel-typ fann användning för mekanisk drift av t ex kompressorer i rörledningar för naturgas. Gasturbiner användes även för fartygsdrift, speciellt i krigsfartyg.

Merparten av de gasturbiner som utvecklades var av industriell typ och ämnade för stationär drift men modifierade flygmotorer, s k flygderivat, tog också en del av marknaden vid lägre effekter.

Kombinerade anläggningar började anläggas, både för ren elgenerering och för kombination av el- och fjärrvärmeleveranser. Föga anades då den succé som skulle komma senare.

Perioden 1980 – 1999

Gasturbinen kan nu byggas för allt större effekter. De största kombi-anläggningarna presterar i dag 480 MW vid 50 Hz och 400 MW vid 60 Hz. Den kombinerade cykeln har en strålande framgång och alla stora gasturbiner optimeras vid konstruktionen för kombidrift. Naturgas är det vanligaste bränslet. Tjockolja försvinner i takt med den allt högre turbintemperaturen i nya gasturbinkonstruktioner.

Gasturbiner för spets- och reservkraft, som tidigare haft en stor marknad, blir mer och mer sällsynta. De ersätts med integrerade kraftnät med lednings- eller kabelförbindelser i flera riktningar. Det är nu billigare för kraftbolagen att köpa spets- och reservkraft än att förfoga över egna reservkraftanläggningar. Spetslastepoken har efterträtts av grundlastdrift, just som man hoppades när seklet var ungt. Nu blir det dock som kombianläggningar.

Gasturbiner för kraftvärme och mekanisk drift förfinas och har fortsatt en väsentlig marknad. De marina gasturbintillämpningarna utökas med snabba civila färjor med t ex vattenjet-drift där gasturbiner driver jet-pumparna.

Skälen till utvecklingen

Varför har en så kraftig ökning i antalet kombianläggningar ägt rum de senaste 20 åren? Det är många drivkrafter som har samverkat till kombitypens framgångar. Tekniska framsteg, förbättrad driftekonomi och omvärldsförändringar, t ex miljökrav, har starkt gynnat kombianläggningar. Följande faktorer kan noteras:

- Kombianläggningar byggs i dag för effekter upp till 400 – 480 MW. De är stora nog att passa in även i stora kraftnät.
- Verkningsgraden från naturgas till el når i dag 55 – 60 procent (en drömgräns) vilket är mycket högre än i andra termodynamiska processer.
- Inga skadliga emissioner uppstår vid naturgasdrift utom kväveoxider, som dock med modernaste förbränningsteknik kunnat minskas till 15 – 25 ppm (parts per million, miljondelar) eller en tiondel av normal nivå för 20 år sedan. Dessutom minskas utsläppen av koldioxid genom minskat bränslebehov p g a den höga verkningsgraden.
- Ytterligare miljöfördelar är litet kylvattenbehov, lågt kolmonoxidutsläpp vid naturgaseldning, inga bränslelager och inga restprodukter som måste deponeras.
- En komplett kombianläggning kostar cirka 60 procent av ett motsvarande koleldat ångkraftverk.
- En kombianläggning har i dag hög tillförlitlighet, trots avancerade data.

- Kombianläggningen kan byggas i relativt små dimensioner och med kort leveranstid.
- Kombianläggningen har lägre livscykelkostnad än andra fossilbränslebaserade kraftverk.
- Avreglering av elmarknader gynnar enkla, kostnadseffektiva anläggningar, ibland byggda av fristående producenter vars produktion numera måste köpas av de etablerade kraftbolagen i ett flertal länder.

Naturgas föredras som bränsle där så är möjligt trots ett relativt högt pris. Gasen är ren, lätt att transportera i rörledningar och nya fyndigheter överstiger tills vidare förbrukningen. Oljedestillat är vanligt som reservbränsle.

Tekniska framsteg

Gasturbinens viktigaste yttre karakteristika har alltså förbättrats genom:

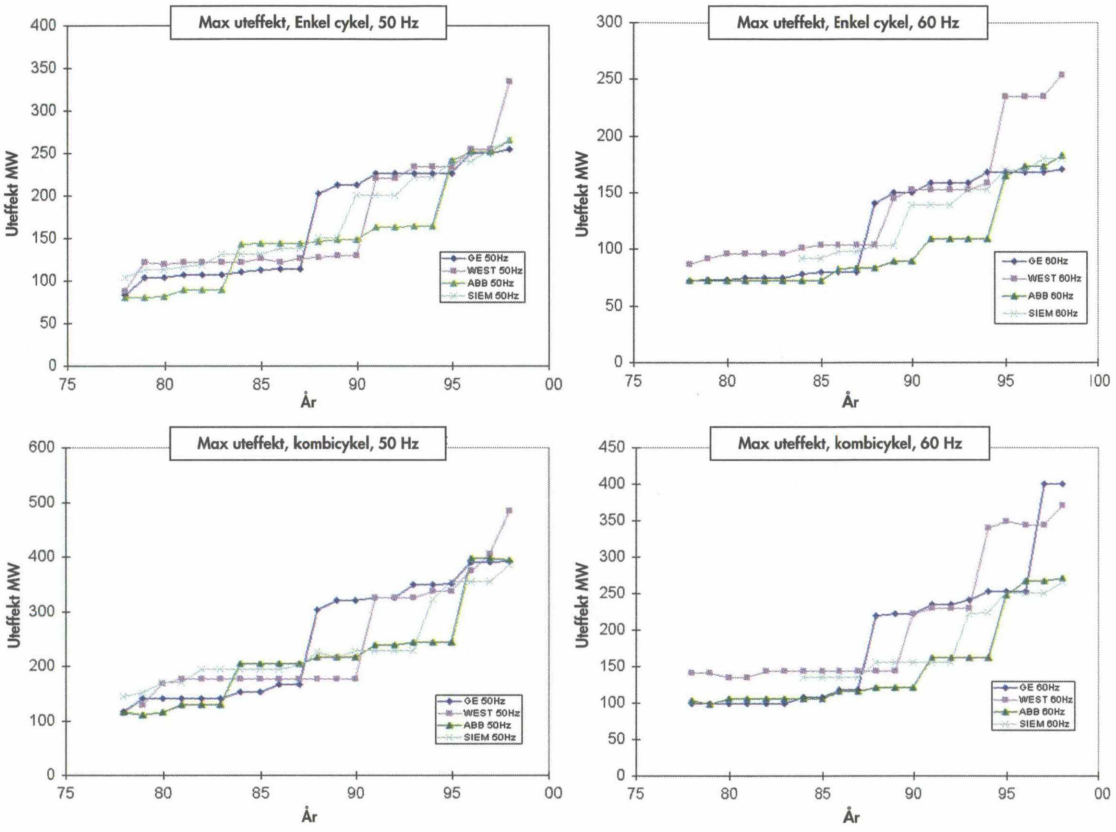
- större enheter med ökad uteffekt
- ökad verkningsgrad och lägre bränsleförbrukning
- bättre förbränningsteknik som ger lägre skadliga emissioner
- bättre tillgänglighet som innebär lägre servicekostnader.

Sedan gasturbinens barndom har man försökt bättra dessa parametrar. I det följande skall några orsaker anges och tekniska framsteg belysas som möjliggjorde den ovanligt snabba framflyttningen av positionerna de senaste 20 åren.

Ökad uteffekt

Fyra tillverkare dominerar på världsmarknaden för stora industriella gasturbiner över 50 MW: General Electric med andelen 44 procent, Asea Brown Boveri och Westinghouse med vardera drygt 20 procent och Siemens med 12 procent. Siemens och Westinghouse har nu gått samman och det återstår tre stora aktörer. Alla har licenstagare eller samarbetspartners.

Diagrammen i *figur 4* visar hur de fyra tillverkarnas största modeller ökat i uteffekt de senaste 20 åren, både i enkel cykel och som kombianläggning. Diagrammen skiljer på 50 och 60 Hz av följande skäl. Alla stora gasturbiner är numera enaxliga och roterar 3000 varv/minut vid 50 Hz och 3600 vid 60 Hz. Självklart kan rotordiametern göras större vid det lägre varvtalet. Teoretiskt kan alla mått i en 60 Hz-modell skalas upp med faktorn 1,2 och man får en 50 Hz variant som vid 3000 varv/minut har samma centrifugalspänningar och samma strömningsbild som 60 Hz-modellen. Effekten vid 50 Hz blir teoretiskt 1,2 x 1,2 = 1,44 gånger större



Figur 4.
Maximal uteffekt för gasturbiner 1978–1998.

eftersom inloppsarean och därmed luftmängden ökar med denna faktor. Upp- eller nedskalning utnyttjas av alla tillverkare som ett billigt och mindre riskfyllt sätt att komplettera sin produktarsenal.

Enligt diagrammen är effektökningarna påfallande stora under den relativt korta perioden. Sammanfattningsvis och avrundat:

Effektökning, stora gasturbinanläggningar perioden 1978 – 1998

Cykel	Hz	Maxstorlek 1978, MW	Maxstorlek 1998, MW	Tillverkare	Öknings-faktor
Enkel	50	100	330	Westinghouse	3,3
Enkel	60	85	250	Westinghouse	2,9
Kombi	50	140	480	Westinghouse	3,4
Kombi	60	140	400	General Electric	2,8

De statistiska uppgifterna är hämtade från tidskriften *Gas Turbine World* som årligen ger ut en prestandakatalog för gasturbiner, baserad på uppgifter från tillverkarna. Prestanda gäller vid ISO-förhållanden, dvs vid ytterlufttemperatur +15°C och utan hänsyn till hjälpkraft eller förluster vid in- och avlopp. Generatorförlusterna är dock inräknade. De verkliga uteffekterna är 3 – 4 procent lägre.

Hur har det nu varit möjligt med denna exceptionellt stora effektökning? Man har alltid försökt göra stora gasturbiner. Redan 4 MW-maskinen 1939 ansågs nog stor och avancerad. De viktigaste faktorerna har varit, och är:

- ökad luftmängd genom större kompressorer och turbiner
- högre turbintemperatur
- bättre verkningsgrader i kompressorer och turbiner.

Detta påstående kan lätt härledas ur effektformeln för en förlustfri strömningsmaskin (se *Faktaruta 2*).

Större kompressorer

För att bygga större gasturbiner krävs ökad luftmängd genom kompressorn via större inloppsarea och högre axialhastighet. Eftersom varvtalet är givet är säker längd för skovlarna i inloppsstegen begränsad. Inloppsskoveln utföres ofta i titan för att öka möjlig toppdiameter. Utvecklingen de senaste 20 åren har skapat en betydligt bättre förståelse för den tredimensionella strömningen i kompressorer och turbiner, vilket framför allt gynnat komponentverkningsgraderna men även medgett ökad luftmängd. Man vågar nu t ex använda mindre förhållande mellan inloppets inre och yttre diametrar vilket ökar inloppsarean och därmed insugen luftmängd.

Ökning av axialhastigheten i inloppet ökar luftmängden men här finns en gräns då Mach-talet lokalt överskrider värdet 1, dvs ljudhastigheten. Förlusterna ökar då snabbt. Numera finns bättre skovelprofilformer, t ex av typen "controlled diffusion" som tillåter drift vid högre Mach-tal än tidigare utan stora förluster.

Utvecklingen av starkare skovel- och skivmaterial och framför allt den betydligt ökade möjligheten att noggrant beräkna lokala spänningar och deformationer, har starkt bidragit till den stora luftmängdsökningen på senare år.

Större turbiner

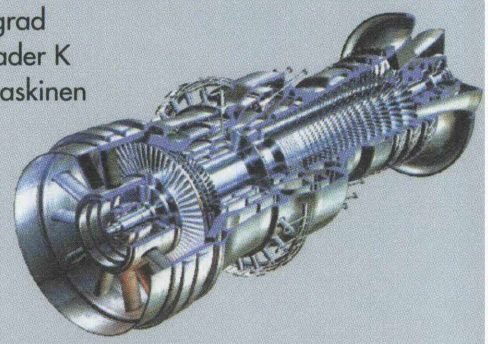
Turbineffekten kan höjas på tre sätt: Ökad gasmängd p g a ökad kompressorluftmängd, höjd turbininloppstemperatur och höjd komponentverkningsgrad. De två första är de effektivaste.

Faktaruta 2

Effektformeln för en förlustfri strömningsmaskin (kompressor eller turbin)

$P_o = m \times c_p \times T \times f(\pi)$ där

P_o = effekten från eller till en förlustfri maskin
m = luft- eller gasflödet kg/s
c_p = specifika värmet J/kg, grad
T = inloppstemperaturen, grader K
π = tryckförhållandet över maskinen
$f(\pi)$ = en funktion av π



Inklusive förluster blir turbineffekten $P_t = P_o \times \eta_t$
och kompressorns effektbehov $P_k = P_o \times 1/\eta_k$

Observera att m inte är lika i kompressor och turbin p g a kylluftförbrukning, läckage, bränsletillförsel mm. c_p också olika för luft och varm gas. *Kompressoreffekten* kan vi bara påverka genom *ändring av luftmängden m och verkningsgraden* η_k. c_p och T (luftinloppstemperaturen) kan vi inte påverka och optimalt π har vi bestämt på särskilt sätt. *Turnbineffekten* kan vi påverka med *gasmängden m, inloppstemperaturen T och verkningsgraden* η_t.

"Häxformeln"

Den nyttiga uteffekten från gasturbinen är skillnaden mellan två stora tal: $P = P_t - P_k$ och relativa storleksförållandena är ungefär:

P_t	+ 3 (Cirka 3,5 i moderna högtemperaturgasturbiner)
P_k	− 2
P	+ 1

I detta samband ligger ett mycket lockande incitament för gasturbinutveckling, en veritabel "häxformel", en av nycklarna till de remarkabla framgångarna. En ökning av turbineffekten med 1 procent ,via t ex höjd turbintemperatur eller förbättring i turbinverkningsgraden, ger med oförändrad kompressor hela 3 procent ökad nyttig effekt! 1 procent bättre kompressorverkningsgrad ger med oförändrad turbin 2 procent ökad uteffekt.

Ungefär liknande förhållanden gäller för gasturbinens totalverkningsgrad. Om man håller luftmängd och turbintemperatur konstant inses lätt att en förbättring av komponentverkningsgraderna får genomslag liknande dem för nyttoeffekten. Här kan man verkligen tala om att framgång föder framgång!

De första gasturbinerna som byggdes under tidigt 1900-tal orkade inte igång. Komponentverkningsgraderna var så dåliga att turbineffekten inte räckte att dra kompressorn. Successiva förbättringar i komponenterna har med ränta på ränta lett till dagens prestanda.

Mängdökningen kräver längre skovlar i inloppet, vilket är synnerligen svårt p g a den höga gastemperaturen. Man får viss hjälp genom att optimalt tryckförhållande stigit med temperaturen och därmed minskat gasvolymen något.

Storleksbegränsningarna i kompressorns inlopp gäller i än högre grad för turbinens avlopp, där skovlarna dessutom är mycket heta. Avloppstemperaturen i en modern stor gasturbin är cirka 600°C.

Man vill gärna ha stort turbinavlopp för att inte axialhastigheten och därtill knutna förluster skall bli stora. Men man tvingas kompromissa. Utloppshastigheten är i stora moderna gasturbiner cirka 250 – 300 m/s vilket kräver en mycket lång efterföljande diffusor för att återvinna merparten av den kinetiska energin. Utvecklingen har på senare år lett till relativt långa slanka utloppsskovlar, i toppen försedda med tak som dels höjer egenfrekvenserna för skoveln och dels fungerar som tätning mot stationära delar. Skoveln är vanligen precisionsgjuten i högtemperaturmaterial med hög hållfasthet.

Turbineffekten är direkt proportionell mot absoluttemperaturen i inloppet. Gigantiska ansträngningar görs för att konstruera beskovling som klarar högre temperatur med tillräcklig livslängd och säkerhet. Gastemperaturen vid inloppsledskenan kan i dag vara 1400°C eller mer.

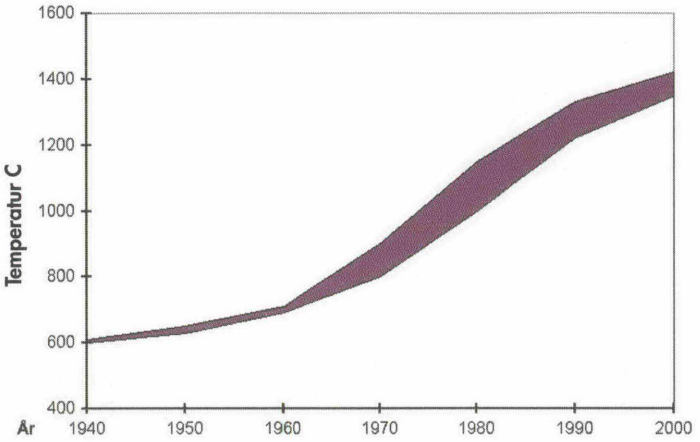
Högtemperaturskovlar

Turbintemperaturen är alltså mycket väsentlig för höga prestanda. En intensiv utveckling har lett till att allt högre temperaturer kan behärskas med bättre strömningsteknik, kylteknik, högtemperaturmaterial och tillverkningsteknik. Flygmotorutvecklingen har väsentligt bidragit till framgångarna och alla de stora tillverkarna av industrigasturbiner har lierat sig med motortillverkare.

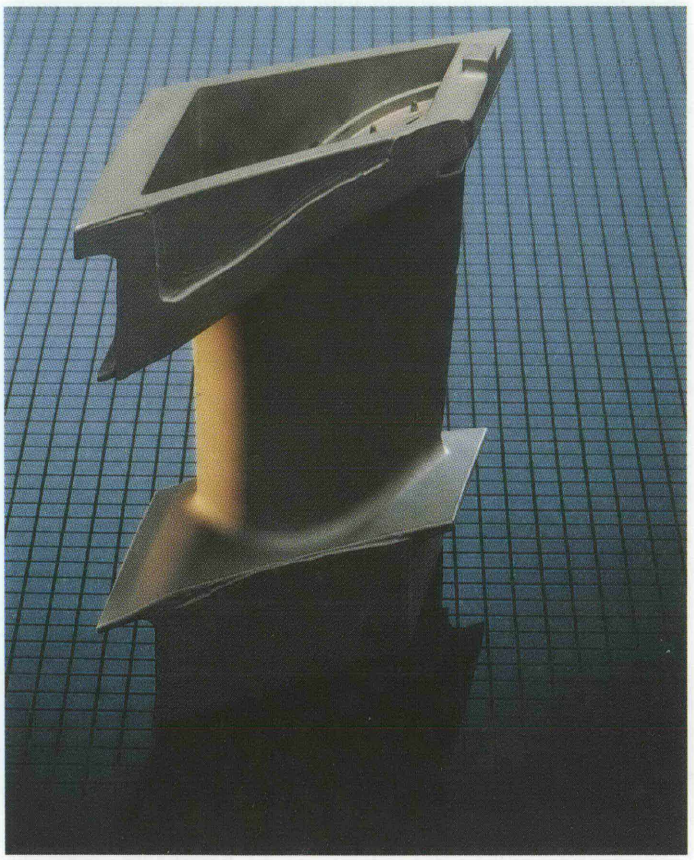
Figur 5 visar hur temperaturen före turbinen stigit med åren. Området är approximativt, ty dels hemlighåller ofta tillverkarna de verkliga temperaturnivåerna, dels finns flera varianter på hur inloppstemperaturen definieras. Diagrammet representerar troligen bäst gastemperaturen efter första ledskenan. Temperaturen före första ledskenan är således ännu lite högre! Den starka stegringen sedan 1980 framgår tydligt.

Strömningsteknik

Strömningen i ett turbinhjul är en komplicerad blandning av huvud-, sekundär- och gränsskiktsströmning med var sina typer av förluster. Förståelsen för den tredimensionella strömningen har, som sagts, ökat under senare år och framför allt har datamaskinernas beräkningskapacitet stigit så



Figur 5.
Turbintemperaturen (ungefärliga värden).



Figur 6.
Modern turbinledskena.



Figur 7.
Uppskuren turbinskovel.

att man nu (med CFD, Computational Fluid Dynamics) kan beräkna det som förr måste approximeras med enklare samband.

Figur 6 visar en modern turbinledskena. Man ser hur skovelformerna blivit krumma och krokiga jämfört med äldre teknik. Det viktigaste är nu inte vackra skovelprofiler utan optimerade strömningskanaler mellan skovlarna där strömningen sker. De konstiga skovelformerna bereder sällan svårigheter vid precisionsgjutning och bearbetning med numeriskt styrda verktygsmaskiner. Strömningstekniska beräkningar används även för att bestämma lokala värmeövergångstal på skovelns ut- och insida, en nödvändig kunskap för att dimensionera skovelkylningen rätt. Noggrannhet vid beräkning av värmeövergångstal är nu ±10 – 15 procent.

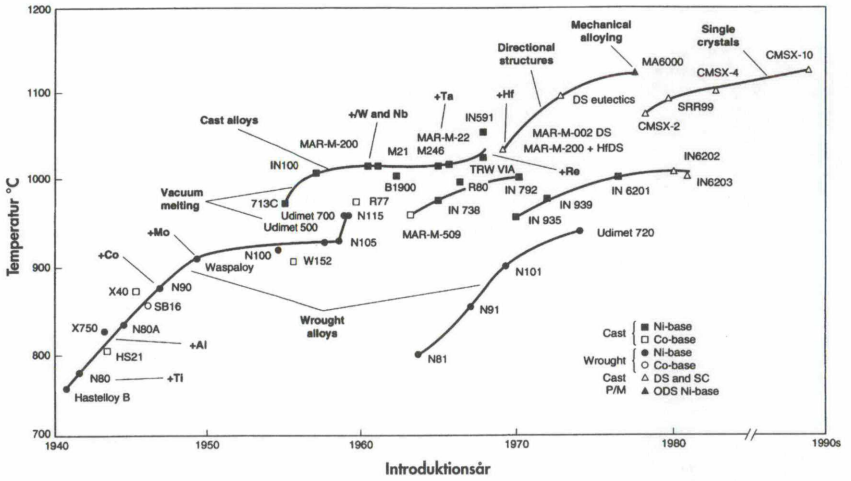
Resultatet av dagens strömningsteknik är turbinbeskovlingar som kan prestera stort arbete per skovelsteg med små förluster samt ett pålitligt underlag för dimensionering av skovelkylningen.

Kylteknik

Alla heta turbinskovlar är kylda med luft (ånga) för att hålla ned materialtemperaturen i skoveln till en maxnivå där materialet fortfarande har tillräcklig bärkraft och inte oxiderar eller korroderar okontrollerat. Vidare måste temperaturen vara jämn i alla delar för att undvika extra påkänningar vid transienter, t ex den snabba uppvärmningen vid en gasturbinstart.

En modern skovel för hög gastemperatur har ett synnerligen komplicerat system av gångar och passager invändigt för kylluften, se *figur 7*. Flera kylningsmetoder används. De tillämpades redan för 20 år sedan i framför allt flygmotorer och utvecklingen mot högre temperaturer har alltså gått raskt vidare sedan dess. En del beror på bättre material, men viktigast är den förfinade skovelkylningstekniken.

En modern skovel förses efter gjutningen invändigt med ett antal komplicerade plåtinsatser med perforerade hål. Kylluften, som matas in genom skovelfoten, distribueras sedan i inre kanaler till plåtinsatsernas insida. I de perforerade hålen bildas små jetstrålar som blåser mot insidan av den relativt tunna skovelväggen (impingement). Luften förs vidare utmed skovelns insida (konvektion) till utsläpp genom filmkylningshål för att skydda skovelns utsida mot het gas, eller mot bakkantutloppet efter att först ha



Figur 8.
Varmhållfastheten i olika material till turbinskovlar vid introduktionsåret.
KÄLLA: ASM SPECIALITY HANDBOOK, HEAT-RESISTANT MATERIALS

passerat en komplicerad matris av invändiga kylflänsar. Alla invändiga kanaler har tvärställda ribbor som förhöjer värmeöverföringen och därmed kyleffekten.

Det säger sig självt att tillverkning av sådana skovlar är en ytterst grannlaga uppgift.

Högtemperaturmaterial och tillverkningsteknik

Nickelbaserade superlegeringar har använts som material till turbinskovlar sedan 40-talet. *Figur 8* visar varmhållfastheten (temperatur för brott efter 100 timmar vid spänningen 140 MPa). Uppgifterna gäller vid året för första introduktionen av materialsorten. Det leder vanligen till bred användning i industriella gasturbiner 5 – 10 år senare. Utvecklingen från 750°C till 1100°C nivå är imponerande. Diagrammet ger en bild av relativa kapaciteten för olika material. I verkliga gasturbiner kan inte så höga temperaturer användas vid acceptabel livslängd, men metalltemperaturer på 900°C – 1000°C förekommer.

Superlegeringarna framställdes förr som smiden, men precisionsgjutning är nu nästan allenarådande. Tekniken, att med hög precision gjuta skovlar med komplicerade inre kanaler, har varit och är svår. Kassationsprocenten är hög.

Diagrammet visar inte någon stark utveckling sedan 1980 men är missvisande då man först under 90-talet lärt sig gjuta stora skovlar i tex IN792, MAR-M-200, CMSX4 och CMSX10, som är några av de mest avancerade använda högtemperaturmaterialen i dag.

En stor förbättring inträdde när man lärde sig gjuta med riktad stelning, där kristallerna i skoveln arrangeras radiellt och därmed höjer hållfastheten i denna riktning, vilket är utmärkt för löpskovlar med hög centrifugalkraft. De senaste åren har man lärt sig behärska även konsten att gjuta en skovel som enkristall, vilket förbättrar styrkan ytterligare. Tekniken tillåter nu till och med att en relativt komplicerad skovel inklusive fot utföres som enkristall, t ex i CMSX10 som är det kanske "häftigaste" materialet just nu.

Supermaterial kan inte bearbetas med skärande metoder. Slipning och okonventionella metoder som gnistbearbetning, kemisk bearbetning eller laser användes. Upptagning av mängder av små filmkylningshål, mindre än 1 mm diameter, är ett krävande bearbetningsmoment vid framställningen av högtemperaturskovlar. Gnistbearbetning är vanligast för roterande skovlar, laser vanligast för ledskenor, där kraven på ytfinhet i hålen är lägre.

Moderna superlegeringar som arbetar vid materialtemperaturer kring 1000°C måste både utvändigt och invändigt skyddas mot oxidation och korrosion med en metallisk ytbeläggning vars tjocklek är 0,05 – 0,1 mm. Specialfirmor anlitas för detta.

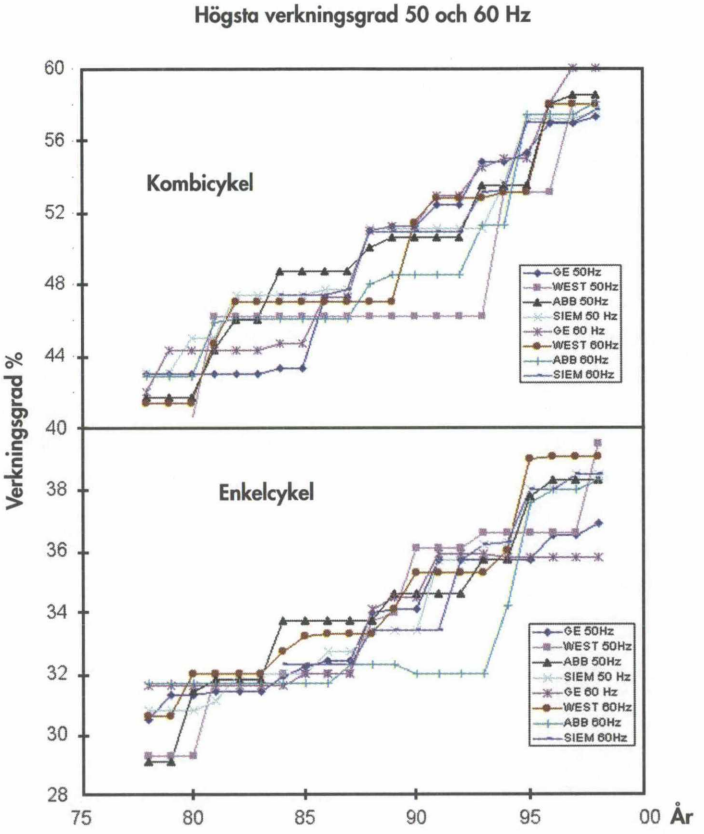
Ökad gasturbinverkningsgrad

Diagrammen i *figur 9* visar hur de fyra stora tillverkarna har lyckats höja gasturbinverkningsgraden under de senaste 20 åren i enkel cykel och som kombianläggning. 50 och 60 Hz presenteras tillsammans och skiljer inte mycket. Sammanfattningsvis och avrundat gäller följande:

Verkningsgrad, stora gasturbinanläggningar perioden 1978 – 1998

Cykel	Hz	Verkningsgrad 1978, %	Verkningsgrad 1998, %	Tillverkare	Minskning bränsle-förbrukning, %
Enkel	50	31	39,5	Westinghouse	22
Enkel	60	32	38,5	Westinghouse	17
Kombi	50	43	58,5	ABB	27
Kombi	60	43	60	GE	28

Verkningsgraderna anges vid ISO-förhållanden. För kombicykeln har tryckförlusterna i gasturbinavlopp och panna medtagits. Hjälpsystemeffekten är för kombicykeln cirka 2 procent av fullasteffekten, varför totalverkningsgraderna i tabellen ovan ska minskas med 1 á 2 procentenheter i en verklig anläggning.



Figur 9.
Högsta verkningsgrad i olika turbintyper 1978–1998.

Verkningsgradsförbättringen är imponerande för både den enkla och den kombinerade cykeln. Om man jämför en enkelcykelanläggning för 20 år sedan med dagens bästa kombicykelanläggning så har bränsleförbrukningen per producerad kWh el halverats!

För att höja totalverkningsgraden eftersträvas främst:

- bättre kompressorer
- bättre turbiner
- optimalt tryckförhållande.

Bättre kompressorer

Som nämnts i avsnittet "Större kompressorer" har verkningsgraden ökat genom bättre förståelse för tredimensionell strömning, bättre skovelprofiler, bättre precision i hållfasthetsberäkningar inklusive beräkning av egenfrekvenser och svängningsformer hos skovlarna.

Läckage i beskovlingen tär på verkningsgraden. Man försöker därför åstadkomma minsta möjliga skoveltoppspel, vilket fordrar att rotor och

stator rör sig radiellt likformigt under alla transienta förhållanden, t ex start, stopp eller återstart av varm maskin. Detta är mycket svårt. Om inte rörelserna rotor-stator är lika måste man ta till större spel för att undvika att skoveltopparna skär i statorn. Tekniken går framåt, spelen och läckagen blir mindre.

Med s k Honeycomb-tätningar vågar man köra med mindre spel. En roterande tätkant löper mot en s k bikakeyta av mycket tunn metall. Tätningen kan få skära ned något i bikakeytan utan att skadlig uppvärmning uppstår.

För att minska spelet mellan löpskovlar och stator använder en del tillverkare ett s k "abradable"-skikt i statorn. Skiktet består av porös metall, som vid behov kan slipas ner något av skoveltopparna utan att dessa tar skada.

Verkningsgraden vid dellast förbättras avsevärt om kompressorn förses med vridbara ledskenor i ett antal steg i den främre delen, vilket gäller för nyare konstruktioner. Exempelvis kan kompressorn i ABBs stora maskiner GT24/26 med tre vridbara steg köras kontinuerligt från full luftmängd ned till 60 procent flöde vid fullt varvtal. Detta ger bättre dellastförhållanden då temperaturen vid lastreduktion kan hållas uppe, vilket medför bättre verkningsgrad. Det medger också bättre förbränningsförhållanden med lägre utsläpp av kväveoxider och kolmonoxid och underlättar även starten.

Bättre turbiner

Mycket het gas kräver avancerad kylning av de hetaste delarna så att turbinen blir säker och beskovlingen når utlovad livslängd på 30 000 – 50 000 drifttimmar. Kylningen måste ske med minsta möjliga kylluftmängd dels för god verkningsgrad, dels p g a att det är ont om luft. Luften behövs i brännkammaren bl a för att kunna elda magert och därmed reducera kväveoxidemissioner, och i turbinen för att ge mer effekt. Luftbristen blir alltmer besvärande vid höga turbintemperaturer och General Electric lanserar nu en gasturbin, typ MS7001H, där turbinen delvis kyls med vattenånga, lånad från kombianläggningens ångdel.

Även för turbinutvecklingen gäller en hel del av det som sagts under "Bättre kompressorer" t ex beträffande beräkningstekniker för strömning och hållfasthet samt metoder för att reducera läckage.

Optimalt tryckförhållande

I en fysiskt given gasturbin (given luftmängd) åstadkoms en effekthöjning lättast med temperaturhöjning. Ändring av tryckförhållandet påverkar effekten endast lite.

För verkningsgradshöjning är det tvärtom. Högre tryck ger högre verkningsgrad medan en temperaturhöjning i allmänhet kräver mer kylluft och medför högre avloppstemperatur. Bådadera ger ökade förluster och reducerar verkningsgradsvinsten vid temperaturhöjning.

En flygmotor arbetar alltid i enkel cykel i själva kärnturbinen och verkningsgraden (bränsleförbrukningen) är viktigaste parametern. Således väljs alltid ett högt tryckförhållande, vilket även ger en fördelaktigt låg avloppstemperatur. De flesta flygmotorer är i dag tvåströmmiga, d v s insugen luft fördelas dels till kärnturbinen, dels till en by-passkrets. Detta ger en väsentlig höjning av propulsionsverkningsgraden.

Som nämnts optimeras alla stora industriella gasturbiner i dag för kombicykel vilket betyder att man håller igen på tryckförhållandet så att avloppstemperaturen blir kring 600°C, som ger en effektiv efterföljande ångcykel. Totalanläggningen gasturbin-panna-ångturbin optimeras. Man offrar alltså medvetet verkningsgrad i enkla cykeln, vilket numera är ett lätt offer eftersom efterfrågan på stora sådana anläggningar är liten.

Förbränningsteknik och miljökrav

Förbränningstekniken har lett till helt nya brännkammarkonstruktioner de senaste 20 åren. Det centrala temat är att så mycket som möjligt minska skadliga utsläpp, särskilt kväveoxider. Framgången har varit markant. I dag kan man inte konkurrera med en gasturbinanläggning som släpper ut mer än 25 ppm kväveoxider, kanske en tiondel av normal nivå för 15 – 20 år sedan. Utvecklingen är på väg mot ensiffrig nivå, under 10 ppm.

Svavel- och kväveoxider verkar försurande i naturen. Svavel finns inte i naturgas. Lågsvavlig olja används numer endast som reserv till naturgas. Alltså är det kväveoxider som jagas. Kolmonoxid kan bildas vid ofullständig förbränning. Endast obetydliga mängder accepteras från en anläggning vid fullast, vilket goda brännkammare klarar.

Koldioxidemission kan inte undvikas men koldioxid är inget skadligt utsläpp utan en normal förbränningsprodukt som förekommer rikligt i naturen. Tyvärr påverkar den växthuseffekten men alla världens kraftverk tillsammans svarar för endast några få procent av alla koldioxidutsläpp. Kanske vi i framtiden även lär oss binda koldioxid på något sätt?

Figur 10.
Annulär brännkammare.

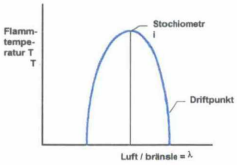


Annulära brännkammare

Stora gasturbintillverkare slutar nu erbjuda ett spektrum av brännkammartyper till förmån för den annulära, se *figur 10*. Det har många fördelar. Typen har funnits sedan länge i flygmotorer och i mindre, industriella gasturbiner. Tveksamheten hos tillverkarna inför detta steg kan ha berott

på svårigheten att konstruera en stor, demonterbar och säkert kyld brännkammare. Utvecklingen har fått stark draghjälp från förbränningstekniken där mager eldning kräver mycket luft och denna helt enkelt inte räcker till för konventionella sekundärlufthål och filmkylning av brännkammarväggar. Den annulära brännkammartypen har, i relation till en flercylinder- eller s k silo-typ, följande fördelar:

- mindre yta att kyla
- kortare längd vilket ger kortare "uppehållstid" för högtemperaturgasen vilket i sin tur medför mindre kväveoxider
- fördelen av att kunna kylas enbart konvektivt (se avsnittet "kylteknik")
- jämnare temperaturprofil hos gasen vid turbininloppet
- ingen känslig, separat gassamlare mellan brännkammare och turbin.



Figur 11.
Flammtemperatur som funktion av luft – bränsle-förhållandet.

"Premix – lean" förbränning

Temperaturen i en flamma är beroende av relationen luft/bränsle (= λ enligt principskissen i *figur 11*). Vid stochiometrisk förbränning, dvs syrejämvikt, är flamtemperaturen maximal. Den sjunker vid magrare eller fetare förbränning (dvs när λ minskar eller ökar). Låg temperatur eftersträvas då bildningen av kväveoxider vid förbränningen är starkt beroende av flamtemperaturen och linjärt beroende av uppehållstiden vid denna temperatur. Jakten på låga kväveoxidutsläpp är en överlevnadsfråga för gasturbintillverkarna och många brännkammare har konstruerats med olika kombinationer av fet och mager förbränning.

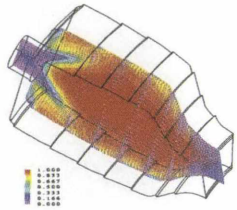
Man kan på konstgjord väg sänka flamtemperaturen och därmed kväveoxidhalterna genom vatten- eller ånginsprutning tillsammans med bränslet. Metoden fungerar men tär på verkningsgraden och stora mängder renat vatten, som inte kan återvinnas, behövs. Metoden har dock hittills varit den enda möjliga vid oljebränsle eftersom olja och luft är svåra att blanda.

Det förefaller nu som om alla de stora tillverkarna samlar sig kring liknande förbränningskoncept, med följande egenskaper:

- Mager flamma så nära slockningspunkten som praktiskt möjligt.
- Inget vatten tillsätts, åtminstone inte vid naturgas.
- Liten fet pilotflamma, åtminstone vid låg last, för att hindra att huvudflamman slocknar.
- Naturgas och luft blandas till en homogen blandning före förbränning (premix).
- I förbränningszonen skall hela gasmängden tända på en gång.
- Baktändning uppströms i premixzonen måste förhindras med en säker flamhållare.
- Bibehållen premix ned till dellaster genom minskning av luftmängden från kompressorn med vridbara ledskenor eller genom by-pass över

brännkammaren, då en del av luften leds förbi förbränningszonen.

- Utveckling av premix för olja-luftblandning pågår. ABB har nått goda resultat.
- Annulära brännkammare kyls huvudsakligen genom konvektiv motströmskylning med viss impingement- eller filmkylning lokalt.
- Brännkammaren skall vara så tät som möjligt, dvs "all" luft skall passera förbränningszonen. Ger möjlighet till liten bildning av kväveoxider och reducerar oförbränt bränsle, t ex kolmonoxid.
- Brännkammarkylningen underlättas av ett invändigt, tunt, isolerande keramiskt skikt, s k Thermal Barrier Coating, TBC.



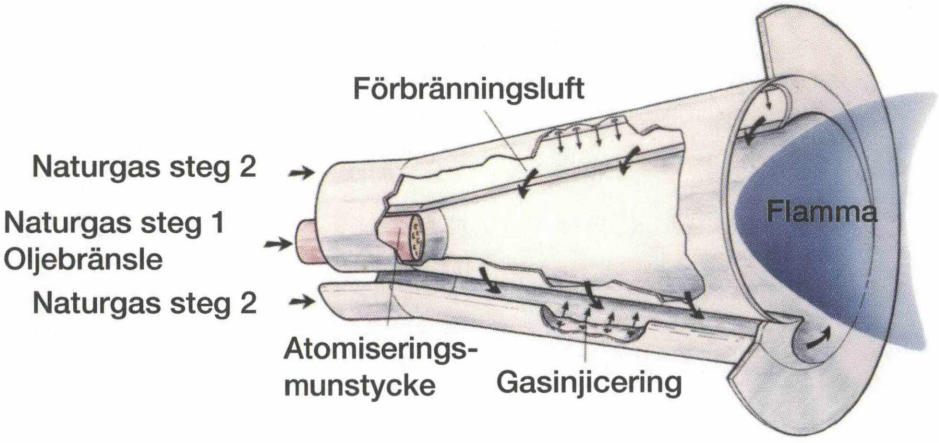
Figur 12.
Temperaturfördelningen i en brännkammare enligt CFD-beräkning.

Förbränningen i en brännkammare är numera beräkningsbar med CFD med även förbränningskemiska reaktioner inkopplade. Förr var man i stort sett hänvisad till experimentell utprovning. Prov av nya brännkammare är även i dag en nödvändighet men man startar på en högre nivå. *Figur 12* visar en förbränningsteknisk beräkning för en brännkammare.

ABBs brännare, typ EV

ABB är mycket framgångsrika med sin EV brännare, se *figur 13.* Brännaren liknar en tratt med öppningen mot förbränningsrummet. Konstruktionen medger att luft och bränsle matas in tangentiellt på flera ställen i trattens vägg. I trattens centrum bildas en intensiv virvel som garanterar en mycket homogen bränsleblandning. Virveln rör sig framåt eftersom mer luft och bränsle fylls på. Ett stycke nedströms tratten bromsas virveln och exploderar plötsligt (s k Vortex-break-down). En aerodynamisk, i rymden stabil, flamfront bildas och håller flamman på respektfullt avstånd från all metall som skulle kunna bli överhettad. Hastigheterna inne i tratten är så höga att risken för baktändning elimineras.

Figur 13.
EV-brännare.



Betydande erfarenheter finns med EV spridaren och nya varianter utvecklas. Brännaren ger kväveoxider i 25 ppm-klassen och kan numera prestera goda resultat även vid oljedrift utan tillsatsvatten.

Högre tillgänglighet

En modern gasturbin berör en rad avancerade teknikområden och det tekniskt möjligas gränser tänjs ständigt. Medaljens baksida är barnsjukdomar hos nykonstruktioner och i värsta fall otillräckliga komponenter som kan skadas och förorsaka stopp eller andra inskränkningar i driften. Hög drifttillgänglighet är ett måste för att inte orsaka kraftverksägaren stora förluster och tillverkaren skadlig renommé. Know-how och skarpa analysverktyg är utvecklarens främsta vapen. Med moderna beräkningsprogram kan statiska och transienta spänningar, töjningar, temperaturer mm kartläggas mycket bättre nu än för bara ett fåtal år sedan.

Framtiden?

Kan de kommande 20 årens gasturbinutveckling bli lika intensiv som den som här beskrivits? Incitament saknas inte. Enligt det amerikanska energidepartementet (DoE) behövs bara i USA ett eltillskott av 300 000 MW under de kommande 20 åren för att täcka nya elbehov och utfasning av äldre kol- och kärnkraft. 50 – 80 procent av denna kraftproduktion väntas bli naturgaseldad i kombicykelanläggningar. I världen i övrigt behöver främst nyindustrialiserade länder snabbt stora tillskott av el och då passar kombianläggningar. Det är inte troligt att teknikutvecklingen går lika snabbt i framtiden.

Drömgränsen, 60 procents nettoverkningsgrad från naturgas till el, kommer dock att passeras redan de första åren av nästa millennium.

DoE stöttar ekonomiskt både General Electric och Siemens–Westinghouse för utveckling av avancerade turbinsystem. Målet är att få fram kombianläggningar med över 400 MW eleffekt vid 60 Hz, över 60 procents verkningsgrad med naturgas och utsläpp av kväveoxider som är mindre än 10 ppm. Det är mycket ambitiösa mål som håller på att förverkligas via konstruktion och prov av delkomponenter. Man söker uppnå turbintemperatur på cirka 1400°C efter första turbinledskenan. Alla skovlar i de två första turbinstegen ska bli indirekt kylda med ånga som lånas från ångprocessen och återlämnas överhettad. Det är en mycket komplicerad konstruktion men man sparar kylluft och undgår förluster pga kylluftens blandning med och kylning av huvudgasströmmen. År 2001 skall en färdig anläggning köras enligt planerna.