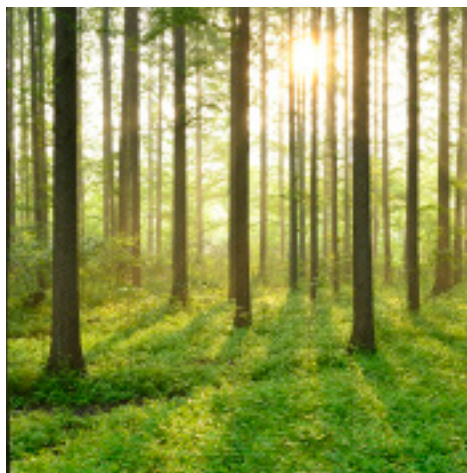
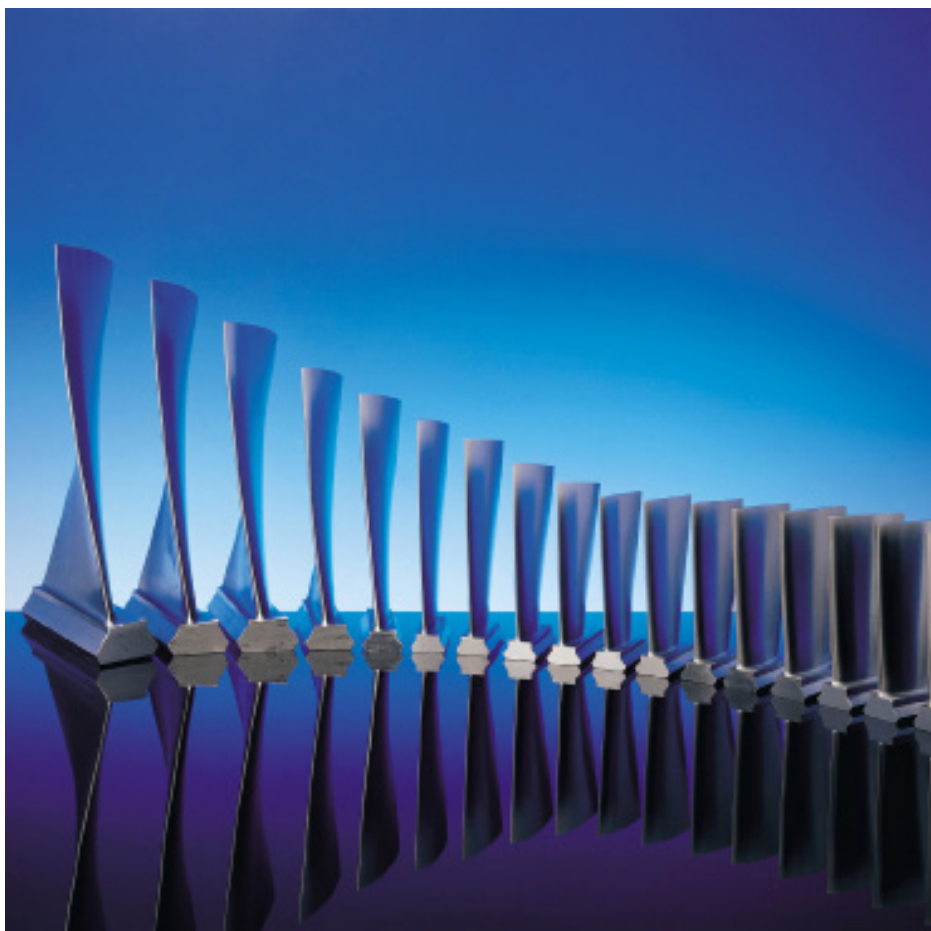


GASTURBINTEKNIK – ÅRSRAPPORT 2018

RAPPORT 2019:563



UPPFÖLJNING AV
GASTURBINTEKNIK



Gasturbinteknik

Årsrapport 2018

MAGNUS GENRUP OCH MARCUS THERN

Förord

Projektet Uppföljning av gasturbintekniken har bedrivits i treårsetapper under flera år och resulterat i årliga rapporter. Det här är första årliga rapporten från etappen 2017 – 2019. Föregående etapp slutrapporterades i Energiforskrapport 2016:272.

Det övergripande syftet med projektet att öka anläggningsägares *beställar-, drift- och underhållskompetens* genom:

- Verktyg för att uppnå bättre totalekonomi, prestanda och miljöprestanda samt ökad tillgänglighet (start, drift, etc) hos gasturbinbaserade anläggningar.
- Följa utvecklingen vad gäller, kunskaper om effekthöjningar, investeringskostnader, drifttillgänglighet, underhållskostnader och bränsleflexibilitet för gasturbiner och moderna flexibla gaskombianläggningar för sekundärreglering i ett framtida energisystem.
- Följa utvecklingen av nya framtida gasturbinkoncept och maskiner för bio-drivmedelsdrift

Denna etapp har finansierats av Göteborg Energi AB, Gotlands Energi AB, Svenska Kraftnät Gasturbiner AB och Öresundskraft AB. Projektet har genomförts av Magnus Genrup och Marcus Thern, Lunds Universitet och Energiforsk har varit sammanhållande.

Projektet har följts av en styrgrupp med följande medlemmar: Fredrik Hermann, SvK GT, Martin Rokka, Göteborg Energi, Fredrik Joelsson, Öresundskraft, Tenny Larsson, Gotlands Energi AB och Bertil Wahlund, Energiforsk. Energiforsk tackar styrgruppen för värdefulla insatser i projektet.

Januari 2019

Bertil Wahlund

Energiforsk AB

Här redovisas resultat och slutsatser från ett projekt inom ett forskningsprogram som drivs av Energiforsk. Det är rapportförfattaren/-författarna som ansvarar för innehållet.

Sammanfattning

Sverige står idag inför ett ambitiöst samhällsbygge där stora andelar väder- och tidsberoende kraftproduktion kommer att ersätta åldrade kärnkraftsanläggningar. I Sverige är idag det totala effektbehovet cirka 25 GW medan installerad vattenkraft är 13 GW till 14 GW, dvs. 12 GW ersättnings-produktion måste finnas tillgänglig. En stor del av denna kapacitet måste vara flexibel och här har gasturbinbaserade anläggningar stor potential.

I Sverige finns idag en åldrande flotta med cirka 40 gasturbiner som primärt används som "snabb" 15-minuter störningsreserv (återställning av nätfrekvensen). Dessa maskiner är oftast så kallade flygderivat där man väsentligen behåller gasgeneratoren och ersätter jetmunstycket (och i förekommande fall fläkten) med en fri kraftturbין. Det finns också modernare maskiner i Göteborg (Rya KVV) som primärt används för fjärrvärmeproduktion. Rya KVV används för basproduktion och har därför ett relativt stort antal drifttimmar. Anläggningen är optimerad för fjärrvärmeproduktion och har mycket hög totalverkningsgrad. I Malmö byggdes motsvarande anläggning på Öresundsverket som driftsattes 2009, men med skillnaden att denna optimerades för maximal elproduktion. Dvs. för en viss värmelast får man en mycket stor andel elproduktion. Öresundsverket avvecklas i skrivande stund på kommersiella grunder eftersom de låga elpriserna (eller mer korrekt skillnaden mellan el- och naturgaspriset) omöjliggör drift.

Gasturbinens framtid i det svenska energisystemet beror sannolikt på tillgången till förnybart bränsle och flexibilitet. Redan idag kan man starta en anläggning på mer än 1 400 MW på under 30 minuter. Verkningsgraden på denna typ av anläggning är idag så hög som 64 procent (om kylvattentemperaturen är tillräckligt låg). Själva gasturbinen går att starta på typiskt 10 minuter till 12 minuter oberoende av storlek och effektklass. Denna nivå av flexibilitet är tillgänglig även om maskinen eldas med förnybar gas eller vätgas – dvs. gasturbinen är mycket lämplig i det framtida förnybara energisystemet utan kärnkraft. Flytande förnybara bränslen kommer sannolikt användas för transportändamål i lastbilar, fartyg och flygplan. Detta eftersom batterierna under översiktlig framtid kommer ha högre vikt per energienhet jämfört med exempelvis diesel och Jet A-1. Värmevärdet för dessa är cirka 42,8 MJ/kg (11,9 kWh/kg). Jämfört med ett modernt batteri, i exempelvis en Tesla som idag har 0,15 kWh/kg, erbjuder flytande flygbränslen avsevärt större räckvidd eftersom massan är avsevärt lägre ($0,15/11,9 = 0,013$). En försiktig gissning ger vid handen att batterikapaciteten 2050 har utvecklats till 0,8 kWh/kg – vilket ger en faktor 0,067. Skulle kapaciteten fördubblas jämfört med denna nivå blir förhållandet cirka 0,134 (osv...). Omräknat till 12 ton bränslevikt idag för en viss sträcka krävs det cirka 90 ton batterier.

Alla tillverkare av gasturbiner erbjuder idag lösningar med batterier för snabb respons. Det innebär att man kan ha nominell effekt¹ inom 250 millisekunder och

¹ Beroende på batteriets storlek

erbjuder därmed spinning reserve (FCR-N och FCR-D) i "samma" anläggning utan att gasturbinen eldas.

Flottan med gasturbiner som används i störningsreserven har relativt få drifttimmar och har, trots sin ålder, många kvarvarande drifttimmar. De flesta maskinerna är konstruerade för 40 000 drifttimmar vid 850°C innan kryp- och oxidationsskadorna blir kritiska. En ökning av eldningstemperaturen är möjlig för att öka effekten avsevärt och man kan på detta sätt öka kapaciteten i systemet. En 18 MW PP4 STAL-LAVAL gasturbin har cirka 1 MW effektökningspotential om eldningen ökas 30°C – till priset att livslängden förkortas med en faktor tio.

Summary

Sweden has ambitious targets when replacing the ageing fleet of nuclear plants with other renewables. The maximum grid load is on the order of 25 GW and the installed hydro-capacity is 13 GW to 14 GW – hence a need for some 13 GW flexible and dispatchable power. Gas turbines firing renewable fuels can definitely be part of this system as highly flexible assets.

Sweden has today a fleet consisting of approximately 40 ageing units for non-spinning reserve. Most of the units are aero-derivatives and this is most likely driven by vintage and cost when originally installed. There are more modern examples such as the Rya district heating plant in Gothenburg. The Rya-plant is a mid-merit plant that supplies the bulk of the district heating in Gothenburg during cold days. The plant has a very high total efficiency, exceeding 90 percent when including the heat. The plant has duct-firing for enhanced flexibility between electricity and heat. Duct-firing removes the need for multiple pressure levels in the HRSGs because of most of the heat duty is displaced toward the HP-section – hence little addition from the lower pressure levels. Another recent example is the F-class plant at Öresundsverket (ÖVT) in Malmö. The ÖVT-plant is also furnished with district heating capacity and offers very high total efficiency. The plant is, however, optimized for maximum electricity production for a certain DH-load. This solution has proven less successful because of the low electricity prices (and high natural gas prices) during recent years and the plant has been written-off because of financial reasons. The plant is under de-commissioning and the prime movers are for sale.

The future of gas turbines in a Swedish context is strongly driven by the level of flexibility and availability of renewable fuels. A state-of-the-art combined cycle plant can be started within 30 minutes and the largest offers 1,400 MW within that starting capacity. The 60 percent “barrier” from the 90’s has been breached and the standard of today is 63 percent to 64 percent net efficiency. The stated figures are dependent of external limitations such as available cooling water temperature etc. Most gas turbines per se can be started and fully loaded within 10 minutes to 12 minutes. It should be noted, however, that all mentioned figures are valid regardless of the fuel. The most feasible scenario is that stationary gas turbines are fired with gaseous fuels whereas units (prime movers) for automotive- and air transport purposes will utilize liquid fuels. This is driven by the current and assumed future battery capacity.

All prominent OEMs offers plant solutions that incorporates batteries for fast response. This means that power at a certain rating is available within 250 milliseconds. The rating is dependent of the available battery capacity, but offers spinning-reserve capacity at an unprecedented response time when compared to all other means of power production. The battery capacity is typically used during the gas turbine start-up and loading sequence. The battery can also be used as an extra power capacity when the gas turbine already is in operation.

The Swedish non-spinning gas turbine fleet has a rather low level of utilization. Most units have not been operated more than a limited amount of hours. This means that there is a substantial remaining life for the hot components before end-of-life replacement of the entire engine. This, in a sense, margin can be utilized for increasing the power output. The work in the project has shown that the 18 MW PP4 units can have an increase in power by approximately one megawatt, by increasing the firing level from 850 °C to 880 °C. The lifing consumption will increase by a factor of ten.

Innehåll

1	Gasturbiner i Sverige	9
1.1	Svenska gasturbiner	10
2	Introduktion till gasturbiner och flexibilitet	13
2.1	Flexibilitet - introduktion	14
2.2	Olika maskinarrangemang	22
2.3	En- och fleraxlig variant av "samma" maskin	25
2.4	Eldningstemperatur	26
3	Flexibilitet	29
3.1	Turn-down	29
3.1.1	Brännkammare	29
3.1.2	Kompressorer	30
4	Nya maskiner	32
4.1	Kostnad	32
4.2	Prestanda och kostnader - Enkel cykel	33
4.3	Prestanda och kostnader - Kombicykel	34
4.4	Produktionskostnad	36
5	Ökad eldning – äldre maskiner	37
5.1	Ökad eldningstemperatur – beräkning av effekttökning	37
5.2	Effekttökning Stal-Laval PP4	39
5.2.1	Effekttökning 850...880°C	41
5.2.2	Flat rate	42
6	Referenser	44

1 Gasturbiner i Sverige

I Sverige består gasturbinflottan i huvudsak av maskiner för antingen störningsreserv eller fjärrvärmeproduktion. I störningsreserven ingår i huvudsak äldre maskintyper medan de som används för fjärrvärme installerades under 2000-talet.

I Sverige finns i dag cirka 40 gasturbiner för kraftgenerering och som nämndes i ingressen är det oftast antingen en maskin för störningsreserv eller fjärrvärmeproduktion. Maskiner i störningsreserven aktiveras automatiskt när frekvensen sjunker under ett visst värde, vid exempelvis större produktionsbortfall. I Sverige hanteras primärregleringen på sekundnivå i huvudsak av vattenkraftverkens statik (som är ett mått reglerstyrkan) i varvtalsregulatorerna². Denna reglering är en ren P-länk³ och kan därför aldrig återställa frekvensen till exakt 50 hertz. Detta bygger på att man har en viss bestämd "marginal" i den befintliga nordiska produktionen. I Sverige är den allvarligaste och dimensionerande störningen att Oskarshamn 3 (O3) trippar och systemet ska därför kunna hantera ett 1 400 MW bortfall⁴. I skrivande stund kommer O3 att vara i drift cirka 20 år till och det innebär bland annat att störningsreservens nivå kommer behöva vara oförändrad inom överskådlig framtid⁵.

Sveriges framtida energisystem kommer ha stora inslag av vind- och solkraft, som tillsammans med utfasning av äldre reaktorer, kommer att ge mer frekvensinstabilitet och effektbrist. Man kan visa att frekvensderivatan i systemet, vid en störning med effektunderskottet ΔP , blir:

$$\frac{df}{dt} = \frac{\Delta P - \frac{a}{100} \times P_{Init} \times (f_{nom} - f) + P_{Reserv}}{P_{Nom}} f_{Nom}^2 \times \frac{1}{2 \times f \times \tau_i} \quad (1-1)$$

Ekvationen ger också vid handen att systemet bör ha en lämplig tröghetskonstant (τ_i) som dämpar frekvensfallet med rörelsemängdsmomentet som är lagrat i turbinernas och generatorernas rotor. Solpaneler har ingen roterande massa medan vindkraftverk kan ha en del artificiellt eftersom rotorn roterar och har en fysisk svängmassa. Tröghetskonstanten definieras som:

$$\tau_i = \frac{E_r}{P_{nom}} = \frac{1/2 \times I_r \times \omega^2}{P_{nom}} = 1/2 \times (2 \times \pi \times f)^2 \times \frac{I_r}{P_{nom}} \left[\frac{J}{J/s} = s \right] \quad (1-2)$$

Ekvationen ovan visar att en rotor (med en viss polärt tröghetsmoment) som roterar med dubbelt så högt varvtal har fyra gånger större svängmassa. Ett typiskt vattenkraftverk har 3 sekunder till 4 sekunder trots en mycket tung rotor och ett

² FCR-N (Frequency Containment Reserve - Normal)

³ Proportionell, dvs. utsignalen från regulatoren är proportionell mot avvikelserna plus en bias

⁴ FCR-D (Frequency Containment Reserve - Disturbance)

⁵ Efter kärnkraftseran måste vi fortfarande kunna hantera exempelvis ett ställverksfel på Harsprånget eller trip OL3 (1600 MW)

typiskt kärnkraftverk har det dubbla. Det är inte ovanligt att använda produkten av tidskonstanten och nominell effekt eftersom denna ger lagrad energireserv.

I skrivande stund är det svårt att förutse gasturbinens roll i det framtida svenska energisystemet. Ingen annan termisk produktion är så flexibel och har så hög verkningsgrad som kombicykler och den kan byggas för både bio- och vätgas⁶ – dvs. vara en del i ett energilager eller förnybar basproduktion. Gasturbinbaserade anläggningar som eldas med naturgas kan också utrustas med samma avskiljningsteknik som exempelvis koleldade anläggningar och då kan 90 procent av koldioxiden avskiljas.

Flytande förnybara bränslen kommer sannolikt enbart användas för transportändamål i lastbilar, fartyg och flygplan. Detta eftersom batterierna under översiktlig framtid kommer ha högre vikt (och volym) per energienhet jämfört med exempelvis diesel och Jet A-1. Värmevärdet för dessa är cirka 42,8 MJ/kg (11,9 kWh/kg). Jämfört med ett modernt batteri, i exempelvis en Tesla som idag har 0,15 kWh/kg, erbjuder flytande flygbränslen avsevärt större räckvidd eftersom massan är avsevärt lägre ($0,15/11,9 = 0,013$). En försiktig gissning ger vid handen att batterikapaciteten 2050 har utvecklats till 0,8 kWh/kg – vilket ger en faktor 0,067. Skulle kapaciteten fördubblas jämfört med denna nivå blir förhållandet cirka 0,134. Omräknat till 12 ton bränslevikt idag för en viss flygsträcka krävs det cirka 90 ton batterier med denna teknologinivå.

1.1 SVENSKA GASTURBINER

Tabellen nedan baseras väsentligen på [1] och har uppdaterats i de fall mer aktuell information förekommer. I de fall när stationsnamnet anges i fet text har anläggningarna varit i drift under 2017 (utsläppshandelssystemet).

Station	Beställare	Maskin	Effekt	Bränsle	År	Status	Kommentar
Varberg	Voxnan	SL GT35	10	HFO	56	-	-
Otterbäcken	Gullspång	BBC	30	HFO	57	-	-
Västervik	Vattenfall	SL GT120	44	HFO	59	-	-
Oxelösund	Gränges	BBC	30	HFO	61	-	Skrotad
Nyhamn	Bålforsen	SL GT120	45	HFO	62	-	-
Hemse	Voxnan	SL PP3	10	Fotogen	65	Drift	Skrotad
Roma	Voxnan	SL PP3	12	Fotogen	68	-	Stenungsund ⁷
Hultungs	Voxnan	SL PP3	12	Fotogen	69	Drift	Skrotad
Falkenberg	Voxnan	SL PP3	12	Fotogen	69	Drift	-
Tranås	Voxnan	SL PP3	12	Fotogen	69	-	Konserverad
Karlstad	Karlstad EV	SL PPD3	26	Fotogen	69	-	Konserverad
Värtan	Sthlm EV	SL GT120	54	GO	69	Drift	-
Kimstad	Vattenfall	SL GT120	2·67	GO	71	Drift	-
Visby	Voxnan	PP Avon	12	Fotogen	71	Drift	Stal-Laval
Långsjö	Bålforsens	SL PP3	12	Fotogen	71	-	Konserverad
Halmstad	Sydskraft	SL GT120	67	GO	72	Drift	-

⁶ Ammoniak är ytterligare en möjlighet

⁷ Flyttad till Stenungsundsverket (Vattenfall)

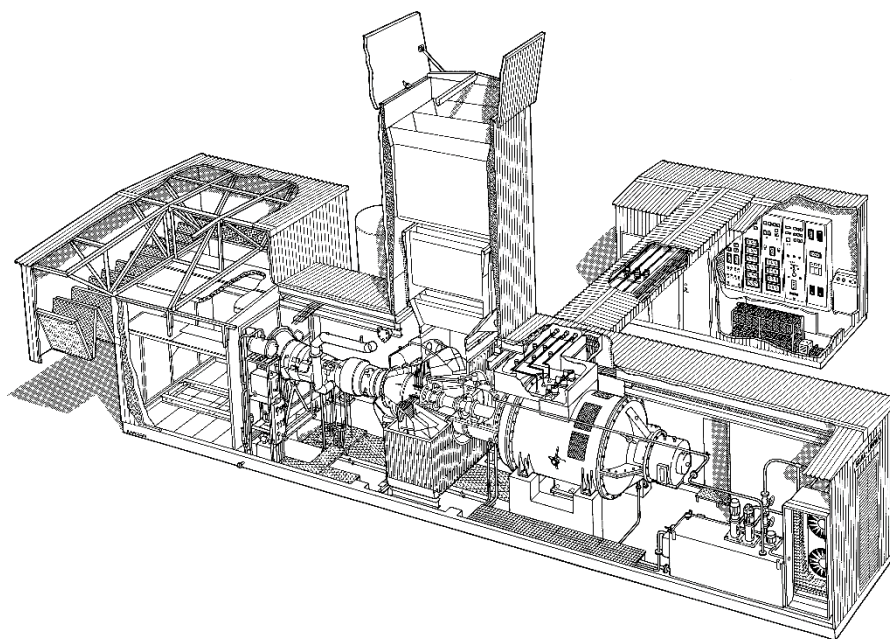
Station	Beställare	Maskin	Effekt	Bränsle	År	Status	Kommentar
OKG	OKG	SL PPD4	2·40	Fotogen	73	Drift	
Högdalen	Sthlm EV	SL PPD4	40	Fotogen	73	Drift	
Barsebäck	Sydskraft	SL PPD4	2·40	Fotogen	74	Drift	
Stallbacka	Vattenfall	SL GT120	2·67	GO	75	Drift	
Karlshamn	Sydskraft	Olympus	37	Fotogen	?	Drift	GEC (R-R)
Arendal	Vattenfall	Avon	60	Fotogen	?	Drift	GEC
Lahall	Vattenfall	Avon	4·60	Fotogen	?	Drift	
Hallstavik	Vattenfall	Avon	4·60	Fotogen	?	-	2 st flyttade
ÖVT ⁸	Sydskraft	V93.0	2·63	GO	72	Drift	
Forsmark	FKG	SL PPD4	2·40	Fotogen	75	Drift	40 MW
Malöga	Volvo ⁹	SL GT35B	14	GO	79	?	
Stallbacka	Vattenfall	SL GT200	83	GO	79	?	
Torslanda	BP	SL GT35B	14	Gas	80	Drift	
Slite	Vattenfall	Avon	2·63	Fotogen	?	Drift	GEC
Värtan	Sthlm EV	GT35P	89	Kol	89	Drift	PFBC
Ängelholm	Ängelholm	GT10B	22	NG	91	-	Såld
Karlskoga	Karlskoga	GT10B	22	GO	91	-	Flyttad
Lund	Lunds EV	GT10B	22	NG	91	Drift	
Halmstad	Sydskraft	V94.2	172	NG/GO	93	Drift	
Papyrus	Papyrus	Centaur	4	GO	?	?	Solar
Eskilstuna	E-tuna EV	Centaur	4	GO	?	?	
Sandviken	Sandviken	Centaur	4	C3	?	?	
Gärstad	Linköping	GT10B	25	GO	94	?	
Carisma	Stena	GT35C	2·17	HFO/GO	96	Drift	Upplaggd
Uppsala	Uppsala EV	Alstom	15	GO	99	?	
V-hamn ¹⁰	Helsingborg	GTX100	43	NG/GO	00	Drift	Störningsres.
RYA	GBG EV	GTX100	3·43	NG/GO	04	Drift	Kombi
ÖVT	E.ON	GE 9.FB	400	NG/GO	08	-	Malpåse

Figuren på nästa sida visar en typisk "Power Pac" från STAL-LAVAL (nu Siemens i Finspång)

⁸ Öresundsverket Malmö

⁹ Volvo Aero (GKN) för ram till jetmotorer

¹⁰ Västhamnsverket



Figur 1-1 Power-Pac gasturbin

2 Introduktion till gasturbiner och flexibilitet

Syftet med kapitel två är att ge en introduktion till gasturbiner, flexibilitet och arrangemang. Gasturbinen är särskilt lämplig för balanskraft där man har höga nivåer icke-kontrollerbar förnybar produktion. Den kan göras förnybar genom att antingen elda förnybara bränslen eller vätgas.

En modern gasturbin kännetecknas av flexibilitet i termer av start, stopp och lastföljning. Investeringskostnad och hur snabbt man kan bygga en anläggning ökar också attraktionskraften. Verkningsgraden för en modern öppen gasturbin kan överstiga 43 procent till 44 procent i enkel cykel medan en kombicykel når 63 procent till 64 procent. Det gör att kombicykeln har den bästa verkningsgraden av alla "termiska" anläggningar. Mycket hög flexibilitet och förhållandevis låga – eller inga direkta¹¹ – utsläpp av drivhusgaser, gör att denna typ av anläggning är lämplig för att balansera förnybar tid- och väderberoende elgenerering. I dag är det möjligt att starta en anläggning med nästan samma kapacitet i MW¹² som O3 på under 30 minuter. Pålastningskapaciteten för en sådan anläggning är mer än 100 MW per minut och ingen annan produktion har större rampningskapacitet. Alla stora tillverkare som General Electric, Siemens, Ansaldo och Mitsubishi har maskiner i 500 (+) MW- klassen. Marknaden för dessa maskiner har minskat och efterfrågan är cirka en faktor fyra lägre än kapaciteten. Detta har gjort att alla tillverkarna har lönsamhetsproblem¹³ utom möjligtvis Mitsubishi som har mycket stora marknadsandelar i Asien. Det finns givetvis även mindre maskiner från tiotalet kW upp till nämnda nivåer.

Gasturbinen konkurrerar med diesel- och gasmotorer upp till cirka 20 MW [2] men det finns lösningar med exempelvis fem (eller fler) motorer i en anläggning. Förbränningsmotorn har ett övertag mot gasturbinen i termer av verkningsgrad och i dag finns kommersiellt tillgängliga kolvmotorer med cirka 50 procent verkningsgrad¹⁴, vilket är 5 procentenheter över den bästa gasturbinen¹⁵. Alla värmemotorer har naturligt en sämre dellastverkningsgrad än för fullast och anläggningar med fler maskiner än en har stora möjligheter att bibehålla hög verkningsgrad inom lastområdet. Kolvmotorn har bättre dellastverkningsgrad än vad som är möjligt för en "normal" gasturbin och skillnaden ligger in den fundamentala arbetsprincipen¹⁶. Ur ett rent flexibilitetsperspektiv är kolvmotorn snabbare att starta och lasta på (typiskt ett par minuter) medan gasturbinen normalt sett tar 10 minuter (oavsett storlek). Ur ett bränsleflexibilitetsperspektiv är båda maskintyperna "flexibla" men sedvanlig Wobbe-indexproblematik föreligger tillsammans med kinetik-relaterade problem¹⁷. Gasturbinen har avsevärt lägre

¹¹ Vid eldning av förnybara bränslen, ammoniak eller vätgas

¹² Baseras på två 500 MW gasturbiner och en gemensam ångturbin.

¹³ Siemens avser att minska personalstyrkan med cirka 7,000 personer och GE med 14,000 (2017).

¹⁴ Wärtsilä 31 0,1706 kg/kWh (49,42 % verkningsgrad @42.700 kJ/kg) och motsvarande verkningsgrad för gasbränsle

¹⁵ General Electric LMS100 (43,6/44,7 procent)

¹⁶ Joule-Brayton jämfört med Diesel/Otto (Seiliger)

¹⁷ Exempelvis flamhastighet

emissionsnivåer är motsvarande kolvmotor. En annan stor fördel illustreras enklast med att jämföra en gaseldad anläggning med 10 kolvmotorer som utvecklar 550 kW/cylinder¹⁸ med en 100 MW gasturbin – nämligen att man får 182 cylindrar med lock, kolv, foder, lager och ventiler som kräver underhåll jämfört med en enda gasturbin.

Gasturbinens underhållskostnad är inte försumbar heller och man bör räkna 3,6 USD till 4,0 USD per producerad MWh som schablon. Man kan också anta att servicekostnaden under 80.000 drifttimmar är cirka 1,8 till 2,0 gånger nypriset för gasturbinen. I världen finns i storleksordningen 40.000 "icke-flygande" gasturbiner och under -17 var den totala servicemarknaden värd 23,9 miljarder USD. Marknaden förväntas öka med 8,5 procent per år för att 2025 vara värd 41,6 miljarder USD.

2.1 FLEXIBILITET - INTRODUKTION

Som tidigare nämnts, är en gasturbin flexibel i termer av start-, stopp- och laständringar, men beroende av maskintyp kommer ändå underhållsinsatserna variera. En industrimaskin har i allmänhet tjockare gods i komponenter som utsätts för temperaturgradienter. Dessa gradienter kan skapa stora spänningsnivåer och man riskerar utmattningsbrott (sprickor). Ett typiskt exempel är första turbinskivan som normalt konstrueras för en viss kryplivslängd. Typiska siffror för en industrimaskin är 40.000 timmar och 900 starter medan ett flygderivat inte har någon budget för cykler. Detta innebär att man kan starta och stoppa flera gånger per dag i exempelvis fem år utan någon extra underhållsinsats. Den stora skillnaden ligger i tunnare hus och skivor.

Vilken typ av gasturbin med avseende på axelkonfiguration har stor betydelse för flexibiliteten. De tre använda arrangemangen är:

- Enaxlig
- Fleraxlig
- Compound

Den enaxliga maskinen har som namnet antyder en enda axel och är förhållandevis enkel med en kompressor, brännkammare och turbin. Fleraxliga arrangemang är normalt tvåaxliga för industrityp och ibland treaxliga för flygderivat (beroende på ursprungsmotorn¹⁹). Compound-arrangemang är i praktiken alltid flygderivat där lågtrycksturbinen driver lågtryckskompressorn och "överskottet" blir axeleffekt i den kalla ändan av gasturbinen. Alla tre maskintyper har olika egenskaper som påverkar prestanda och ibland även flexibiliteten.

Driftsättet för en typisk gasturbinbaserad anläggning i ett energisystem med höga nivåer är normalt "mid-merit" och "peaker". Detta innebär att baslastdrift blir mindre förekommande och detta avspeglar sig i hur man konstruerar anläggningarna. Ett bra svenskt exempel är Öresundsverket som driftsattes 2008 och i skrivande stund är lagt i malpåse²⁰. Denna anläggning tar i storleksordningen

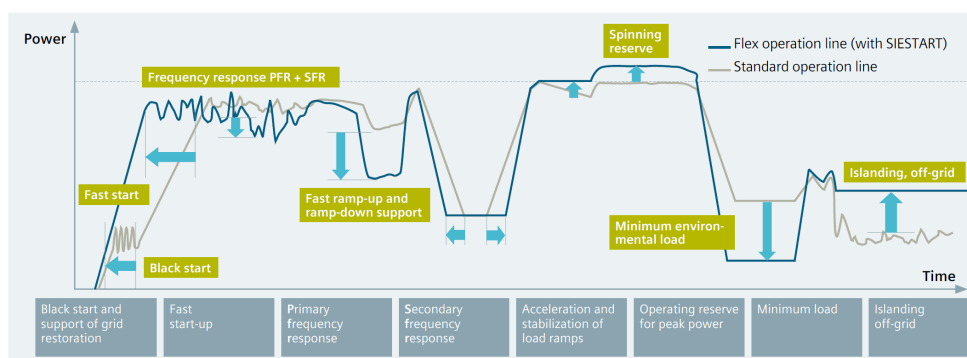
¹⁸ Wärtsilä 31

¹⁹ Exempelvis är Rolls-Royce RB-211 treaxlig som flygmotor medan GE LM2500 (TF-39) är tvåaxlig.

²⁰ Uniper (Sydkraft AB) har ansökt om att få avveckla anläggningen

ett par timmar att starta²¹ med nuvarande konfiguration av avgaspanna och ångturbin – om anläggningen var i drift dagen innan. Skulle motsvarande anläggning uppföras i dag hade motsvarande tid varit mindre än en halvtimme. Den stora skillnaden består både i hårdvara men även själva startfilosofin. Den absolut största modifieringen är att man startar ångturbinen med lägre admissionstemperatur och på så sätt får lägre spänningar i ångturbinrotorn genom att ha två ”stora” ångkylare före och efter slutöverhettaren.

Figuren nedan (Figur 2-1) visar hur situationen (eller rättare sagt vad man måste konstruera för i dag) ser utför ett typiskt gaseldat kombikraftverk i ett elsystem med mycket tids- och väderberoende produktion. Situationen är givetvis annorlunda om man har tillgång till vattenkraft i tillräcklig omfattning som exempelvis i Sverige och Norge. Vattenkraftstationerna är mycket lämpliga för statikreglering²² där turbinregulatorn principiellt byggs upp kring en P-länk. Denna reglering är på sekundnivå och mycket viktig för att hålla frekvensen inom ett visst intervall – men kan inte återställa till nominell frekvens 50/60 Hz eftersom regulatorn i P-form saknar integration (I-länk). Istället måste man tillföra annan produktion som antingen är roterande eller batteri/bränslecell.



Figur 2-1 Exempel på olika driftformer (källa: Siemens)

I Figur 2-1 visas en start längst till vänster och diverse olika driftfall för att sedan längst till höger köras i ren ö-drift. Driftfallen som visas i figuren är:

- Frekvensreglering (sekundnivå),
- Sekundärreglering (minuter),
- Peak (spinning reserve)
- Minsta last
- Ö-drift

Start

Som tidigare nämnts kan man göra en start för en hel modern kombianläggning under 30 minuter. I tillägg till resonemanget om temperaturmatchning kan starttiden förkortas genom att man inte vädrar turbinen, avgaspannan och skorstenen innan start. Detta förfarande är exempelvis godkänt i USA och bygger på att man kan säkerställa att inget bränsle kan komma in i maskinen under

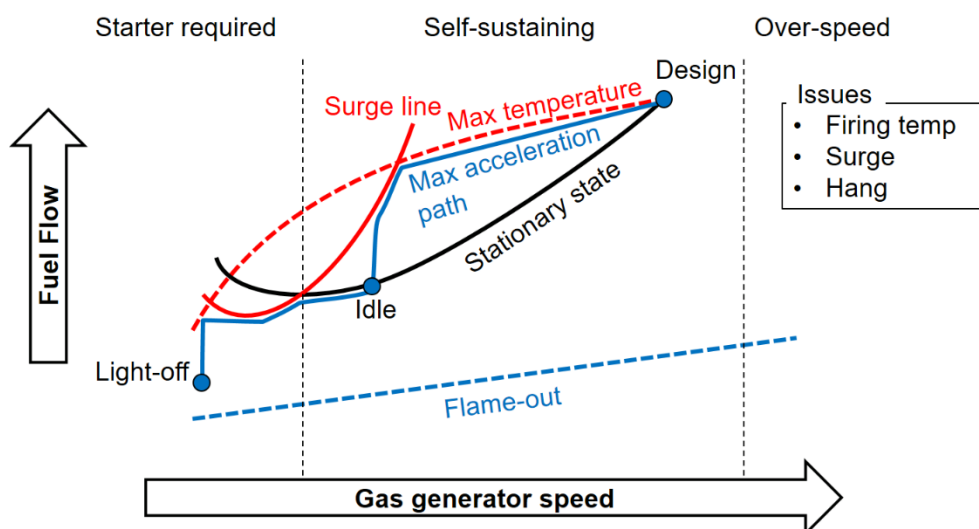
²¹ Gasturbinen (General Electric 9F.04) bedöms ha förutsättningar för 10 minuter till 15 minuters starttid

²² Eng. speed droop

stillestånd. Praktiskt löses detta med dubbla avstängningsventiler med ventilation mellan ventilerna – dvs. eventuellt gasläckage från den första ventilen ventileras till atmosfär. Detta förfarande är bara tillämpligt för "första" starten och om maskinen trippar under starten måste vädring utföras. Flytande bränslen är mer problematiska och principen är att alltid vädra eftersom en "pöl" kan ge stora mängder explosiv gas.

Starttiden definieras normal från när gasturbinen lämnar sitt baxvarvtal tills ångturbinens reglerventil är fullt öppen (VWO) och båda bypass-stationerna²³ är stängda. Detta är inte detsamma som full effekt eftersom ångtemperaturen normalt är lägre än nominellt för att minska temperaturinducerad spänning i ångturbinens rotor och hus.

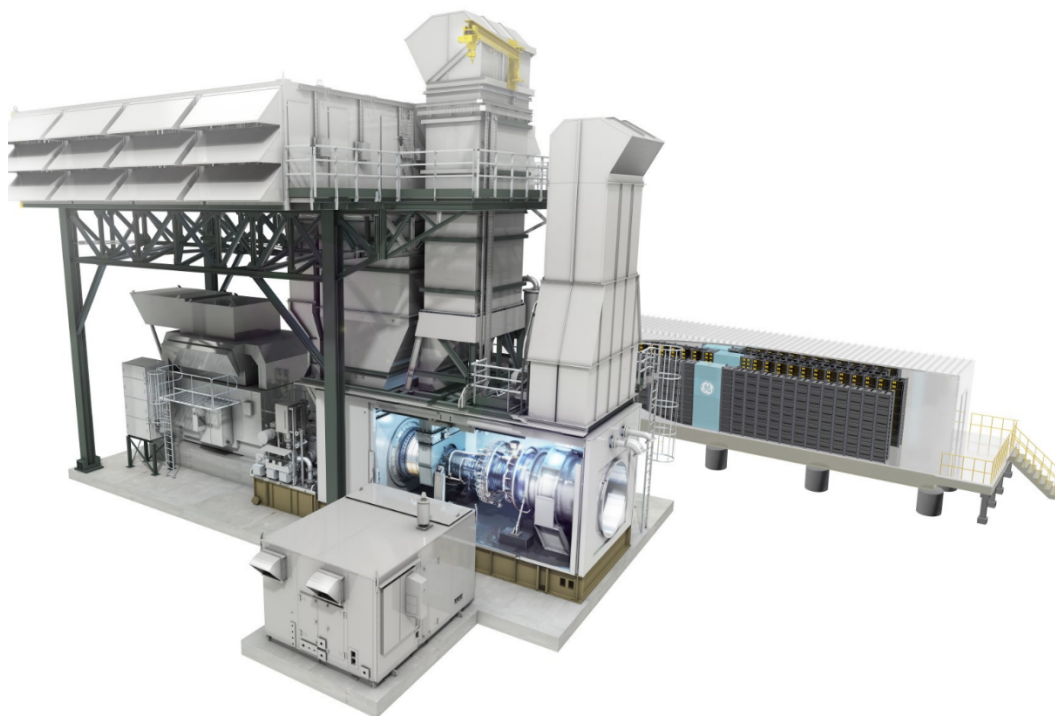
Fleraxliga maskiner har också exempelvis accelerationsbegränsare som förhindrar att man kommer för nära pumpinjen (se Figur 2-5 för vidare information). Det kan också uppstå en så kallad "hängstart" när gasgeneratoren inte accelererar tillräckligt snabbt. I detta läge måste man avbryta starten för att inte skada maskinen på grund av överhettning. Figuren nedan (Figur 2-2) visar hur bränsleregleringen kan se ut för en "optimal" start och pålastning beroende på vilken begränsare som är i ingrepp.



Figur 2-2 Exempel på bränslereglering vid start och lastreglering, baserad på [3]

Siemens, General Electric och Mitsubishi Power Systems har kommersiellt tillgängliga koncept där man kombinerar gasturbinen med ett batterilager. Detta kan dimensioneras för nominell effekt under tiden som gasturbinen startar och lastar på vilket normalt tar under 10 minuter. Detta gör att man kan klassa hela anläggningen som "spinning reserve" eftersom hela nominella batterieffekten finns tillgänglig inom exempelvis 250 millisekunder. Bilden nedan visar ett exempel från General Electric (LM6000):

²³ Högtrycks och varm reheat (dvs. innan HP- och IP turbin)



Figur 2-3 Exempel på gasturbin med batterilager (källa: General Electric)

I exemplet ovan har man: (i) primär frekvensreglering, (ii) reaktiv kapacitet (faskompensering), (iii) svängmassa (med SSS-koppling), (iv) startkapacitet vid dött nät.

Frekvensreglering

Denna driftform innebär att turbinregulatorn håller en viss effekt som är en funktion av frekvensen. Denna funktion kallas normalt för reglerstyrka (eng. droop) och är en linjär funktion av frekvensavvikelsen (där statikinställningen är derivatan):

$$Droop = \frac{\Delta f / f_{nom}}{\Delta P / P_{nom}} \times 100 \quad [\%]$$

Denna reglering verkar inom ett visst effektområde som, i princip, bestäms nedåt av förbränningssystemet och uppåt av eldningstemperaturen. Det är stor skillnad mellan gasturbinernas axelarrangemang och detta kommer att diskuteras utförligt i nästa sektion.

Maskintyperna uppför sig olika och en djuplodande diskussion om vilken som exempelvis tar mest "skada" av frekvensreglering är inte möjlig. Vissa generella saker är dock en större variation i eldningstemperatur för fleraxliga maskiner – medan flygderivaten normalt har tunnare turbinskivor som får mindre temperatur-gradienter vilket gör dem mindre känsliga. Vissa enaxliga maskiner har stora turbinavlopp (AN^2) som gör att de blir mer känsliga för lågcykelutmattnings (pga. tjockare strukturer).

Oftast har man 3 procent till 5 procent varvtalsstatik i turbinregulatorn.

Sekundärreglering

Sekundärreglering är ren effektregering där man låter turbinregulatorn hålla en viss last och "ställer undan" frekvensdelen med antingen stor statik eller stort dödband. Det gör att turbinen håller sitt effektbörvärde oavsett nätfrekvensen så länge som ingen större störning inträffar. Beroende på nätoperatörens regelverk varierar tiden från avrop och hur länge effekten ska produceras.

De flesta gasturbinerna har begränsare i turbinregulatorn som skyddar turbinen mot för stora temperaturinducerade spänningsnivåer – dvs. hur fort man kan lasta på respektive av. Maximal effekt bestäms normalt av den högsta tillåtna eldnings-temperaturen. Det kan finnas andra begränsningar som uppstår vid kallt respektive varmt klimat. Dessa är bundna till vissa maskiner men generellt betraktat kan de vara maximal avgastemperatur, kompressorfladder²⁴ och problem i brännkammarsystemet.

Denna typ av reglering används för att återställa frekvensen (frekvensfelet från primärregleringen) i nätet. Effektmarginalen till fullast brukar kallas "spinning reserve" och är tillgänglig omedelbart.

Peak

Peak betyder *oftast* att man lämnar anläggningens märkeffekt på något lämpligt sätt. Det vanliga är att man ökar eldningstemperaturen men det finns andra möjligheter om man har en kombianläggning. Det förstnämnda gör att man eldar

²⁴ Aero-elastiskt fenomen där man förlorar den aerodynamiska dämpningen av naturliga svängnings-/modalformer i beskovlingen.

varmare och på så sätt får högre gasturbineffekt – till priset av kortare livslängd. Denna möjlighet är i praktiken begränsad eftersom moderna maskiner eldas varmt (1500°C till 1600 °C) och det finns därför små marginaler. Man får alltid högre NO_x-utsläpp vid varmare eldning och detta kan också begränsa flexibiliteten beroende på miljötillstånden.

Man kan visa att ungefär var tionde grads ökning av eldningstemperaturen halverar livslängden på de heta delarna och kostnaden för service kommer därför öka avsevärt. Man brukar införa en faktor i beräkningen av ekvivalenta timmar som brukar benämnas C_x-faktorn eller MF-faktorn (beroende på tillverkare) som hanterar hur maskinen körs enligt:

$$EOH = OH \times MF$$

I en tidigare projektfas har förhållanden 6:1 vid 35°C respektive 36:1 vid 111°C gett den approximativa ekvationen för MF:

$$MF = e^{0.0323 \times \Delta COT}$$

Det är intressant att notera att både kryp och oxidation är diffusionsprocesser och därför ska följa ett Arrheniusuttryck. Det är också värt att notera att de fundamentala processerna för kryp och oxidation är olika – men att påverkan blir ungefär den samma i termer av livslängdsförkortning på grund av ökande metalltemperatur. Man får en faktor 10 för 56°C i eldningstemperatur, faktor 1.0 för nominell. En minskning (dvs. dellast) med 56°C ger en faktor 0.5. Resonemanget ovan ger vid handen att om man vill ”kompensera” för varje timme peak vid 56°C övereldning från nominell med att elda 56°C under nominell (dvs. dellast), så måste man köra 20 timmar för att ”ta tillbaka skadan” från motsvarande övereldning.

Maskiner som används för störningsreserv används normalt väldigt lite och det kommer ta avsevärd tid att nå nominell kryp- och oxidationslivslängd för heta delar, som exempelvis kan vara 40.000 ekvivalenta drifttimmar. Denna typ av maskin provkörs normalt en timme i månaden och därför behövs det av den anledningen ingen service, det finns därför avsevärd marginal för störningsreservens heta delar. Däremot kräver andra delar som styrsystem, spänningssatta komponenter, generator, smörjolja, hydraulik, mekaniska komponenter o.s.v. service som baseras på kalendertid.

Det finns givetvis andra möjligheter för att öka effekten hos en gasturbin. Den vanligaste är att man kyler kompressorinloppet med en kylmaskin eller genom förångning av vatten med ”evaporering” eller en fin spray. Principen är termodynamiskt förhållandevis ”enkel” och bygger på att arbetet som krävs för ett komprimera en enhet luft (gas) till ett visst tryckförhållande är direkt proportionellt mot inloppstemperaturen i Kelvin. Detta ger vid handen att man approximativt får kylmaskinens köldfaktor som utväxling för den ökade gasturbineffekten och kylmaskinens effektbehov. De andra varianterna med att förånga vatten bygger på att man säkerställer att allt vatten är förångat innan kompressorn. Elementär psykometri begränsar dock detta till varma och torra klimat. Det finns ytterligare

en variant där man ökar mängden sprayat vatten²⁵ så att detta inte hinner förångas innan kompressorn utan processen fortgår in i kompressorn. Man får då en sorts mellankylning i kompressorns frontsteg när vattnet succesivt förångas men det blir även stor risk för svåra erosionsskador. Principen är dock fortfarande att arbetet för att komprimera är proportionellt mot temperaturen – men nu istället på stegnivå.

Ytterligare en möjlighet är att "öppna" inloppsledskenan (och de variabla stegen) ytterligare än vad som avsågs vid konstruktionen²⁶. En mer djuplodande diskussion är av platsbrist inte lämplig här och därför begränsas diskussionen till rudimentär nivå. Man får högre meridionalhastighet (dvs. flöde) och därmed högre effekt. I Figur 3-2 visas exempel på hur prestanda påverkas och en extra öppning på 5° ger ett par procent ökat flöde, för denna kompressor. Detta är dock inte utan problem eftersom man både ökar den aerodynamiska lasten (pga. större c_m/u) och sänker pumpmarginalen i fronten av kompressorn. Även de bakre stegen kommer att påverkas och man kan exempelvis visa att det högre flödet kommer att öka tryckförhållandet och därmed lasta på de bakre stegen. I praktiken är denna möjlighet också "besvärlig" eftersom man normalt inte har onödig medrotation efter inloppsledskenan. Detta gör att man har mycket "swirl" (eller medrotation) längst ute och ingen alls under ungefär halva skovelhöjden eftersom man normalt vill begränsa det relativa Machtalet in i första rotorn till 1,3. Man kan också visa att man behöver en större kompressor för samma flöde om man lägger ut för medrotation. Givetvis kan man konstruera en "för stor" kompressor och använda detta som en marginal för att kunna öka effekten tillfälligt. Detta kräver emellertid att man lastar av de bakre stegen för att kunna hantera ett större massflöde – vilket kan öka stegantal och rotorlängd.

Det finns vägar för att permanent modifiera en befintlig maskintyp, man brukar prata om "high-flowing" och nollstegning. Det förstnämnda är helt enkelt en större kanal i början av kompressorn medan det sistnämnda är ett extra frontsteg. Båda dessa kombineras ofta av en ökning av varvtalet för att kompensera för oönskade incidenseffekter i stegen bakom.

Ibland, beroende på "grid code", refererar man till skillnaden mellan peak- och nominell (design) last som "spinning-reserve". Det är egentligen ingen skillnad i det hänseendet mot förgående förutom att man i detta fall exempelvis "övereldar" gasturbinen istället för att röra sig inom det normala lastområdet.

Minsta last

Minsta lasten man kan köra en gasturbin på beror på en uppsjö av orsaker som varierar beroende på vilken maskin som avses. Mycket av begränsningarna finns i brännkammaren och består oftast av problematik kring oförbränt bränsle (dvs. CO och UHC) men även kväveoxider. Den enaxliga maskinen har en fördel med att man kan kontrollera luftflödet med kompressorns variabla geometri. Fleraxliga maskiner (förutom vissa flygderivat²⁷) har inte denna möjlighet i praktiken utan

²⁵ Eng. High-fogging

²⁶ En möjlighet är att garantera prestandan vid försäljning med "något stängd" ledskena (variabel geometri) för att sedan vid första servicen öppna denna och på så sätt återställa nominell effekt.

²⁷ Compoundmaskiner där kompressorn är kopplad till "lastturbin" med synkront varvtal

gasturbinens driftlinje bestämmer flödet oberoende av variabel kompressorgeometri. Vissa tvåaxliga gasturbiner har dock variabel kraftturbingeometri och kan påverka driftlinjen (gasgeneratorns varvtal) så att flödet sjunker.

Man brukar ofta tala om "Minimum Emission Compliance Load" (MECL) som den minsta lasten som gasturbinen kan köras vid. Mycket av dagens gasturbinutveckling syftar till att sänka denna last så lågt som möjligt med hjälp av seriell "staging". I vissa fall kan man ha lösningar där man har "parkeringspunkter" på låg last där vissa delar av brännkammersystemets delar är släckta. Detta kan vara både seriellt men även parallellt – och i vissa fall hela brännare i annulära system. Det sistnämnda ger dock stora tangentiella temperaturgradienter med tillhörande spänningsnivåer. Det finns även möjlighet att införa varm EGR som innebär att man sänker massflödet ytterligare (eller till viss del ersätter variabel kompressorgeometri). Denna åtgärd fungerar även bra på fleraxliga arrangemang. Detta har även potential att öka verkningsgraden på dellast – samtidigt som lastomfånget ökar. I vissa fall kan man använda avtappning från (eller efter) kompressorn för samma värmningseffekt. Men prestanda påverkas avsevärt eftersom denna luft inte utför arbete i turbinsektionen. Vissa gasturbiner har möjlighet att bypassa brännkammaren med hjälp av ett ventilarrangemang. Tryckskillnaden som driver detta flöde är tryckfallet i brännkammaren som normalt är 3 procent till 4 procent för en industrimaskin. Denna typ av system påverkar temperaturprofilen ut ur brännkammaren avsevärt och är sannolikt heller inte lämpligt vid filmkylning av första ledskenan.

Det finns andra begränsningar som gäller kombicykler där ångturbinen börjar "ventilera". Detta kan förenklat förklaras med att flödet samlas mot turbinhuset eftersom den radiella tryckgradienten förändras (minskar) och arbete börjat matas in lägre ner i kanalen. Detta gör att det blir stor värmeutveckling och man har normalt spraykylare för att kyla beskovlingen under 10 procent till 15 procent ångturbin-belastning.

Ö-Drift

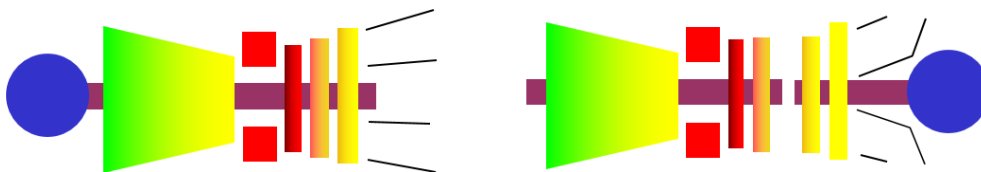
Ö-drift är när gasturbinen är enda frekvenshållande enhet och allt som är sagt om frekvensreglering gäller även här. Den stora utmaningen är dock att "ta sig hit" i lastfrånslagsögonblicket utan att trippa gasturbinen på exempelvis över- eller underfrekvens etc. Det vanliga för kombianläggningar är att man låter ångturbinen trippa vid övergång till husturbindrif och går över till drift med öppen turbinbypass(er).

En fleraxlig maskin har en annan svårighet som består i att när gasgeneratoren drar av för lastfrånslag så riskerar man komma nära pumplinjen när regulatoren "lastar på" igen för livhållning eller frekvensreglering.

Vissa av momenten som turbinregulatoren ska hantera vid lastfrånslag bygger på att bränslesammansättningen är oförändrad sedan intrimningen. Detta är en av de stora utmaningarna för att nå riktig bränsleflexibilitet för gasturbiner.

2.2 OLIKA MASKINARRANGEMANG

Som tidigare nämnts finns det tre huvudsakliga arrangemang²⁸ men resonemanget här kommer att begränsas till en- respektive fleraxliga maskiner (Figur 2-4). Den absolut största skillnaden ur ett driftperspektiv är att den enaxliga maskinen kan reglera luftflödet med IGV (och VSV) medan konventionella fleraxliga maskiner inte har den möjligheten. Anledningen till detta är invecklad att förklara i ett inledande kapitel men bygger på att de främre kompressorstegen lastas av aerodynamiskt när man stänger de variabla statorerna – dvs. mindre mängd arbete behövs per enhet luft. Kompressorturbinen som driver kompressorn kommer dock att bibehålla sitt tryckförhållande (eller värmefall) så länge som kraftturbinen är chokad. Detta gör att man får ett ”effektöverskott” i kompressorturbinen som resulterar i en ny jämviktspunkt med högre varvtal²⁹. Luftflödet kommer då att bibehållas genom maskinen och man får, mer eller mindre, samma effekt men vid ett högre gasgeneratorvarvtal (se exempelvis [4] för en uttömmande förklaring och diskussion). Den enaxliga maskinen roterar med samma fysiska varvtal oavsett kompressors variabla geometri och man får därför en effektiv möjlighet att reglera flödet.



Figur 2-4 Olika gasturbinarrangemang (vänstra figuren visar enaxlig och högra tvåaxlig) [5]

I resonemanget används ordet fysiskt varvtal som i dagligt tal benämns ”varvtal” men i ett gasturbinsammanhang är man oftast mer intresserad av det aerodynamiska varvtalet³⁰. Detta är i sin enklaste form det fysiska varvtalet (dvs. rpm) delat med roten ur temperaturen ($N/T^{0.5}$). Den bakomliggande orsaken för just denna skrivning är att man vill representera exempelvis kompressorn i ett diagram som funktionellt beskriver prestanda som flöde ($\dot{m}$), tryckförhållande (PR), verkningsgrad (η) och varvtal (se Figur 2-5). Detta sker genom att beskriva hastighetstrianglarna i form av Machtal³¹ (dvs. dimensionslösa). Ljudhastigheten kan skrivas som $(\gamma \cdot R \cdot T)^{0.5}$ men av praktiska skäl kan man oftast bortse från γ och R eftersom de är relativt konstanta och får då den förenklade formen ovan. Man kan då visa att varje punkt i kompressorkarakteristiken har unika hastighetstrianglar baserat på Machtal [2]. Matematiskt kan en förenklad kompressorkarakteristik skrivas som:

²⁸ PFBC som exempelvis finns i Värtan i Stockholm är en fjärde variant

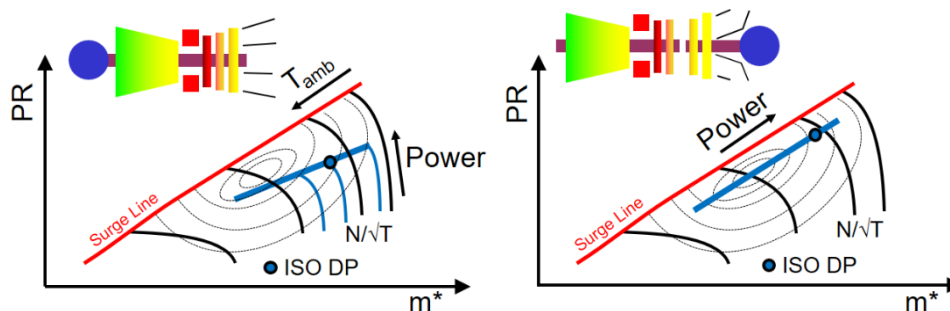
²⁹ Detta påverkar inte kraftturbinen som roterar med samma fysiska varvtal

³⁰ Kallas ibland för ”normaliserat varvtal”

³¹ Varje punkt i karakteristiken har unika hastighetstrianglar baserat på Machtal. I vissa fall utgår man från Buckinghams PI-teorem men det är otympligt och tillför inget (snarare hanteringen av γ blir besvärligare)

$$f\left(PR, m^*, \eta, N/\sqrt{T}\right) = 0$$

I kompressorkartorna nedan visas enaxlig (vänster) och tvåaxlig (höger) med tänkta driftlinjer (blå). Den enaxliga maskinen kommer alltid att ha samma fysiska varvtal medan temperaturen in i kompressorn varierar med omgivningstemperaturen – dvs. vilken $N/T^{0.5}$ linje man får varierar med omgivningstemperaturen. När man ändrar lasten kommer man att följa denna linje uppåt vid lastökning och vice versa vid nedgång (se figur nedan). Reglerformen är dock mer komplicerad i verkligheten och man använder en kombination av kompressorns variabla geometri och eldningsregleringen. Mycket förenklat sköter variabla geometrin lasthållningen medan eldningsregleringen begränsar antingen maximal eldningsstemperatur och/eller maximal avgastemperatur. Detta gör att kompressorkarakteristiken ”krymper” med stängd variabel geometri och vice versa för öppen. En direkt konsekvens av detta är att avgastemperaturen stiger med sjunkande last³² tills en maximal nivå erhålls inom den variabla geometris reglerområde.

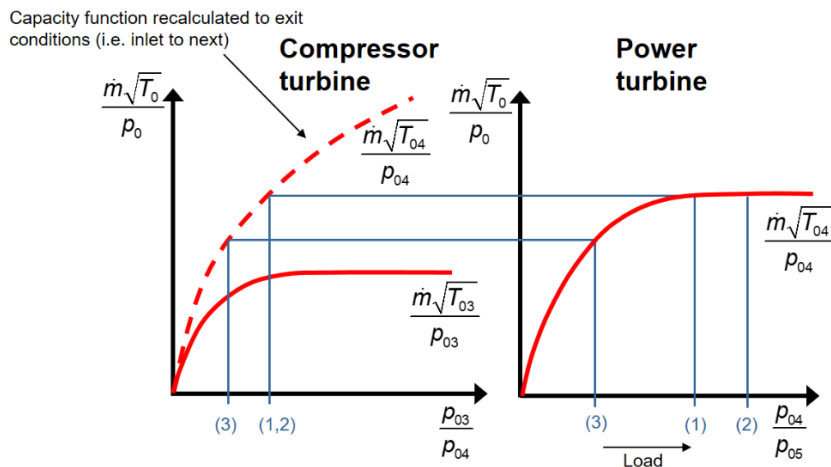


Figur 2-5 Kompressorkarakteristik för en- och fleraxlig gasturbin [5]

Den fleraxliga gasturbinen har en fri gasgenerator som roterar med ett visst varvtal som är skilt från kraftturbinen och då finns ingen direkt koppling mellan lastens och kompressorns varvtal. Man brukar dagligdags tala om den ”aerodynamiska kopplingen” eller matchningen mellan kompressor- och kraftturbinen – se Figur 2-1 för vidare förklaring. Mycket förenklat styr genomsläppligheten³³ i kraftturbinen trycket framför denna och därmed värmefallsfördelningen mellan turbinerna. Man kan visa att om kraftturbinen är chokad så kommer kompressorturbinens tryckförhållande att vara konstant.

³² Oftast initial en liten sänkning pga. något minskad eldningsstemperatur när man lämnar nominell maximal eldning.

³³ Brukar kallas för ”vidhet”.



Figur 2-6 Matching kompressor- och kraftturbין [5]

Detta gör tillsammans med resonemanget om hur kompressorns variabla geometri påverkar varvtalet att det enda sättet att reglera lasten är att variera eldningstemperaturen. Detta innebär exempelvis att eldningstemperaturen sjunker vid dellast och att man kan få problem med emissioner av kolväten. Det bör nämnas att båda maskintyperna kan få problem med NO_x på dellast och detta beror på att man ändrar "staging" och exempelvis ökar andelen med varmare typer av förbränning (olika bränsle-luft-förhållanden till diffusion).

Det är inte helt enkelt att jämföra de olika arrangemangen med avseende på verkningsgrad i olika off-design scenarion. Den fleraxliga maskinens driftlinje passerar normalt genom områden med mycket bra verkningsgrad (Figur 2-5) och kompressorturbinen kommer att ligga i designpunkten vilket borgar för hög verkningsgrad. Kraftturbinen kommer däremot att köras över ett relativt stort område med varierande verkningsgrad. Den enaxliga maskinen följer sin temperaturlinje i kompressorkarakteristiken (och IGV/VSV-krympning av karakteristiken) tillsammans med att turbinen har varierande tryckförhållande. Denna reglerform gör att avgastemperaturen stiger när lasten sjunker och därför sjunker verkningsgraden i allmänhet i dellast mer för den enaxliga maskinen. Oftast används den enaxliga maskinen för kombicykler där man har en avgaspanna och då blir situationen väsentligen annorlunda. I princip kan man säga att den högre avgastemperaturen gör att avgaspannan tar upp mer värme i högtrycksdelen och man får bättre dellastverkningsgrad. I princip är alla gasturbiner för kombicykler enaxliga – men det finns undantag. Ett stort problem för den enaxliga maskinen är att drift på lägre varvtal (dvs. underfrekvens) vid höga omgivningstemperaturer gör att man kommer närmare pumpgränsen. Detta problem existerar inte för de fleraxliga maskinerna med fri kraftturbין eftersom gasgeneratoren inte kommer att tappa varvtal utan det endast är kraftturbinen som roterar långsammare³⁴.

³⁴ Detta gäller inte compoundarrangemang som exempelvis Rolls-Royce Trent (Siemens) och General Electric LM6000.

Startmotorns effekt är mycket lägre för fleraxliga maskiner och man behöver normalt heller inte lyftolja. Denna egenskap är mycket viktig för maskiner för svartstart (nöd) och under andra störningar. Man kan enkelt visa att kriteriet för en start blir:

$$\underset{(A)}{P_{Startmotor}} + \underset{(B)}{P_{Turbin}} + \underset{(C)}{\Delta P \times I} - \underset{(D)}{|P_{Kompressor}|} \geq 0$$

Där:

- (A) Startmotorns effekt
- (B) Turbineffekt (efter tändning)³⁵
- (C) Turbinens överskottseffekt för att nå den önskade accelerationen med systemet polära tröghet (I) – dvs. bränslerampen måste motsvara denna
- (D) Kompressorns absorberade effekt

Ekvationen ovan ger vid handen att en rotor med stor polär tröghet kräver större startmotoreffekt. Den tvåaxliga maskinen behöver bara accelerera gasgeneratorn med startmotorn och effektöverskott (dvs. att turbinen producerar mer än kompressorn – eller att startmotorn adderar skillnaden) för önskad acceleration. Alla gasturbiner har en reglerfunktion som ger den önskade rotoraccelerationen efter tändningen.

Vridmomentet vid låga varv skiljer mycket mellan maskintyperna. Man kan visa att den fleraxliga maskinen har ungefär dubbelt så stort vridmoment när den börjar rotera jämfört med vid fullast (se exempelvis [3] för en fullständig diskussion). Den enaxliga har mycket litet vridmoment vid låga varvtal (därför lyftolja) som varierar linjärt till nominellt vid fullast.

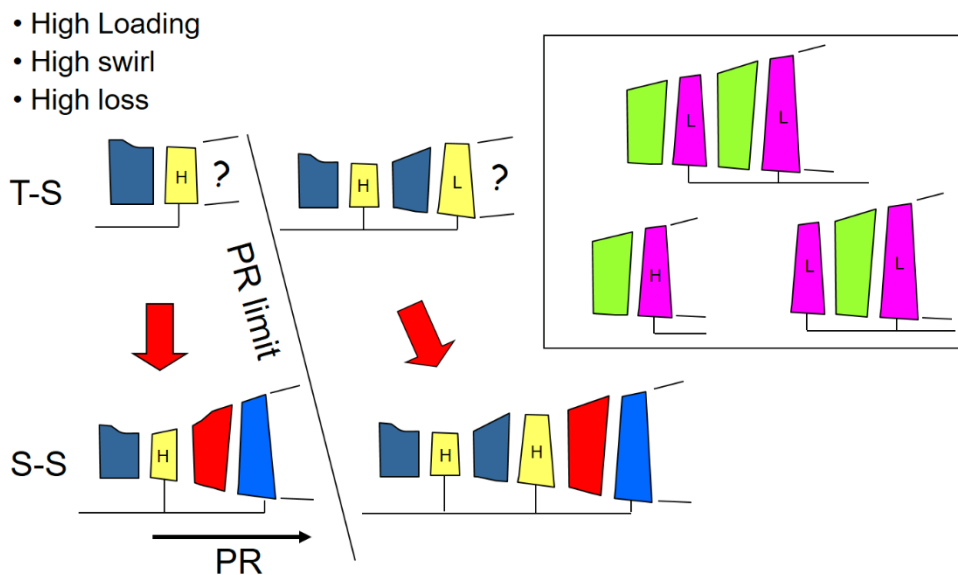
De fleraxliga maskinerna har ett problem med att kraftturbinen kan övervarva (eller rusa) vid lastfrånslag eller ur fas vid nollspänning ("brown-out"). Detta är normalt ett mindre problem för de enaxliga maskinerna på grund av den större polära trögheten i rotorn och att kompressorns arbete ökar. Detta innebär att kraftturbinen är mer benägen att vara ur fas vid en "brown-out".

2.3 EN- OCH FLERAXLIG VARIANT AV "SAMMA" MASKIN

Vissa tillverkare har en- och tvåaxliga varianter av samma maskin för att kunna täcka både elgenerering och mekanisk drivning (exempelvis kompressorer, pumpar, vattenjetaggregat etc) med i huvudsak en maskin (se Figur 2-7). Kompressor och brännkammare är samma medan turbinen anpassas genom att konfigurera turbinen med exempelvis tre steg i enaxligt utförande respektive två steg i kompressorturbin för en tvåaxlig³⁶. I princip är alltid det första och andra turbinsteget oförändrat (beroende på om den tvåaxliga maskinen har ett eller två kompressorturbinsteget) och man "överexpanderar" det sista av dessa i enaxligt utförande (se Figur 2-7 för vidare information).

³⁵ Negativ innan tändning

³⁶ 3 steg för enaxlig och 2+2 steg för en tvåaxlig



Figur 2-7 Olika typiska arrangemang för en- och fleraxlig maskin med samma kompressor och brännkammare, från [5].

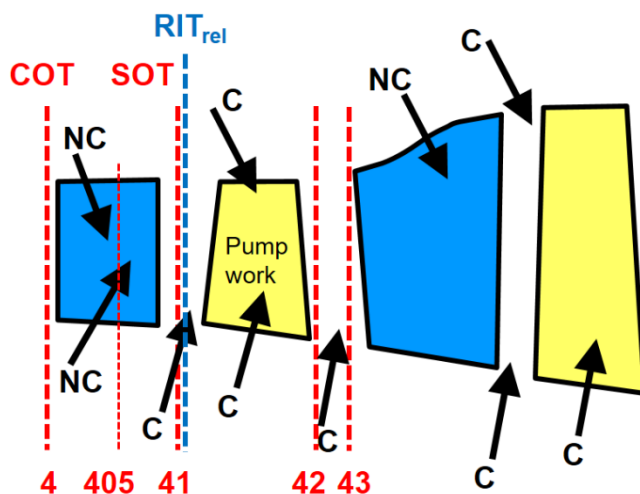
Nackdelen med att ha en maskin med två arrangemang är att den tvåaxliga alltid kommer att ha "fler" kompressorsteg än vad som skulle vara möjligt med ett högre varvtalet. Det lägre varvtalet för den enaxliga uppstår eftersom man måste begränsa spänningsnivån i det sista steget. Man kan visa att produkten av kanalarean och varvtalet i kvadrat är proportionellt mot centrifugalspänningen dvs. $\sigma \sim AN^2$ [5, 6]. Detta innebär att man måste hitta en lämplig balans mellan utloppsmachtalet och möjligt varvtalet för optimal prestanda och kompressordesign.

2.4 ELDNINGSTEMPERATUR

I texten används ordet "eldningstemperatur" i riklig omfattning utan att definiera exakt vilken temperatur som avses. I de flesta fall är ordet eldningstemperatur synonymt med temperaturen omedelbart framför första ledskenan. Denna brukar kallas T_{040} eller T_{050} beroende på tillverkare (skillnaden är hur man benämner stationen omedelbart innan ledskenan, dvs. 40 eller 50). Nollan innan stationsnumreringen anger att det är ett totaltillstånd som avses och samtliga temperaturer i texten avser varianter på denna. Totaltemperatur definieras normalt som:

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2 \times c_p}$$

Det är också vanligt att använda benämningen "Combustor Outlet Temperature" som förkortas **COT** i dagligt tal. Men det finns andra definitioner – se Figur 2-8 för vidare information.



Figur 2-8 Definitioner av eldningstemperatur(er) [5]

Den andra och bästa ur ett termodynamiskt perspektiv är T_{041} eller **SOT** som är totaltemperaturen ut ur ledskenan. Skillnaden mellan dessa uppstår på grund av turbinkylningen och all kylluft anses (per definition) att göra arbete i detta turbinsteg. Detta resonemang innebär att COT är den temperatur som faktiskt ligger till grund för turbinens effekt. Tillverkarna strävar därför alltid att minska skillnaden mellan COT och SOT genom bättre kylteknik och materialval. Skillnaden är normalt 100°C till 130°C beroende på teknologi.

I definitionen för totaltemperatur som visades innan finns två komponenter, nämligen statisk och dynamisk temperatur. Detta innebär att hastigheten påverkar förhållandet mellan total- och statisk temperatur. Utan att gå in på detaljer kring hastighetstrianglar så roterar turbinens rotorblad och upplever därför en annan hastighet. Denna brukar av förklarliga skäl kallas "relativhastighet" (W) och man kan med ett enkelt vektorsamband visa hur dessa förhåller sig. Detta innebär att rotorn upplever en lägre relativ totaltemperatur som kallas " RIT_{rel} ". Man kan visa att skillnaden blir:

$$\left. \begin{aligned} T_0 &= T + \frac{C^2}{2 \times c_p} \\ T_{0,rel} &= T + \frac{W^2}{2 \times c_p} \end{aligned} \right\} RIT_{rel} = SOT + \frac{W^2 - C^2}{2 \times c_p}$$

Rotorn är också mycket kritisk eftersom denna, i termer av livslängd, normalt begränsas av både kryp och oxidation. Under utlägget av en gasturbin kan man påverka denna med bladhastigheten, steglasttalet och reaktionsgraden för steget.

Samtliga definitioner används av de olika tillverkarna och man bör veta vilken definition som avses. I normalfallet är dessa inte publika data utan omgärdas av sekretess eftersom de avspeglar teknologinivån (exempelvis förbrännings- och kylteknik).

Det finns ytterligare en definition som varken exponerar eldningstemperaturen eller kylflödesmängderna. Denna brukar kallas "Turbine Inlet Temperature" eller TIT. Den stora fördelen med denna är att man både kan garantera sin prestanda för en viss TIT – och sedan förhållandevis enkelt verifiera under garantiprovet att maskinen inte övereldas.

Det är också vanligt att diskutera stationära gasturbiner i termer av "klass" och dessa följer i princip eldningstemperaturen alfabetiskt. De maskiner som säljs i dag är E, F, G, H och J och de kan indelas som:

- E-klass är äldre maskintyper med förhållandevis låg eldningstemperatur, typiskt i intervallet 1.200°C till 1.300 °C.
- F-klass är maskiner som eldas typiskt runt 1.400°C till 1.500 °C
- G-klass är något varmare (finns bara MHI)
- H-klass är typiskt 50°C (+) varmare än F-klass
- J-klass är i dag kommersiellt tillgängliga med 1.650°C (finns bara MHI)

Industrimaskiner följer inte nödvändigtvis denna nomenklatur. Det är också vanligt att industrimaskiner har lägre eldningstemperatur än angivits ovan för samma klass. Detta beror typiskt på att turbinens strömningskanal är mindre och därför "känsligare" för exempelvis toppspel. Skulle maskinen åldras och en del av skoveltoppen försvinner så blir det ett relativt större spel för en mindre maskin.

3 Flexibilitet

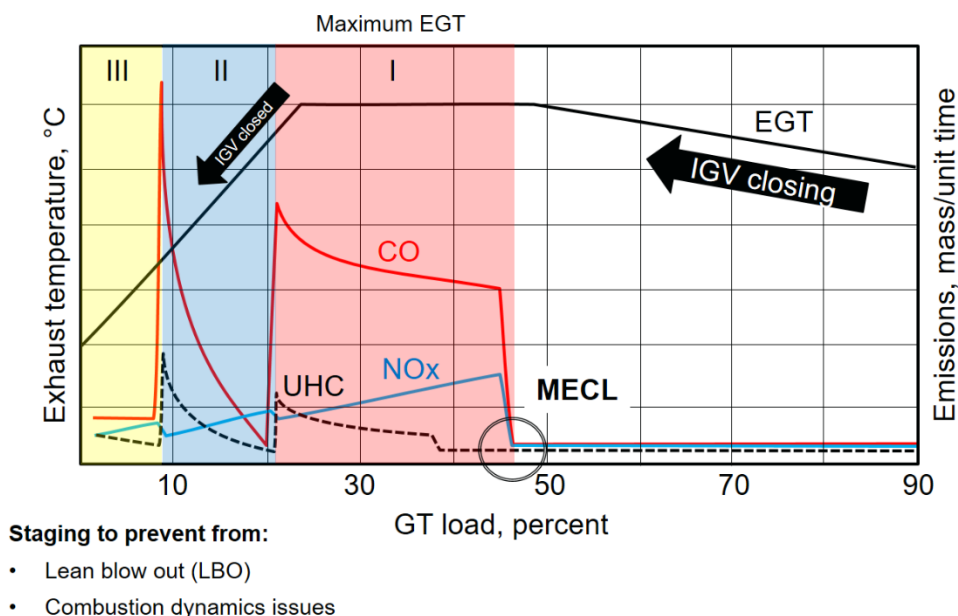
I det tidigare kapitlet diskuterades inledningsvis maskintyper och flexibilitet på en grundläggande nivå. Syftet med detta kapitel är att diskutera några frågeställningar av dessa vidare mer detaljerat.

3.1 TURN-DOWN

I denna sektion beskrivs i huvudsak enaxliga maskiner eftersom dessa skiljer sig väsentligt från fleraxliga beträffande dellastegenskaper.

3.1.1 Brännkammare

En gasturbins "turn-down" är typiskt i dag 100 procent till 40 procent där den högre siffran är nominell eldningstemperatur och den lägre är normalt den last när man inte kan ha acceptabla emissioner. Det är dock svårt att diskutera alla aspekter eftersom alla brännartyperna har sina unika egenskaper – utom för grundläggande kinetik. Det finns flera sätt att åstadkomma låga kväveoxider men det vanligaste är "dry low-NOx" där man eldar vid ett stort luftöverskott. Nackdelen med denna typ av förbränning är att man kan få termoakustiska fenomen och "lean blow-out" och det gör sammantaget att driften av dessa maskiner blir komplicerad. Det vanliga sättet är att införa varianter på "staging" där brännaren körs i olika driftsätt för att bibehålla emissioner och stabilitet över ett så stort driftområde som möjligt. Figuren nedan baseras på [7] och visar ett exempel på "staging" och emissioner.

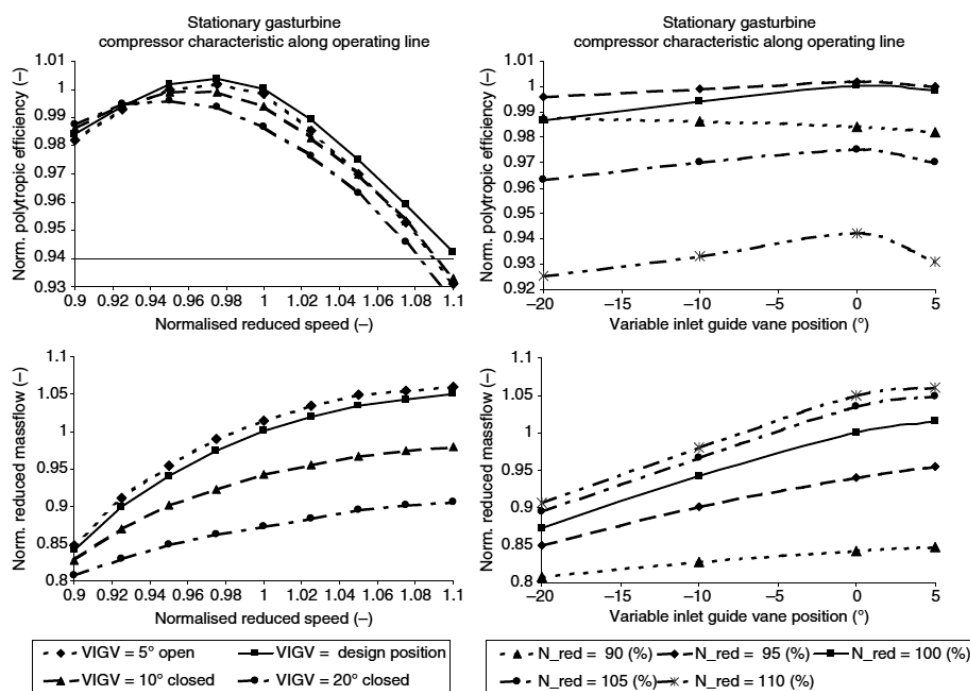


Figur 3-1 Exempel på staging och emissioner, baserad på [7].

Figuren ovan visar hur emissionsnivån ligger lågt till cirka 47 procent last för att sedan dramatiskt öka när man understiger "Minimum Emission Compliance Load" (MECL). Detta område ligger typiskt i intervallet 40 procent till 50 procent last och kan ses som den nedre gränsen av lastområdet. Brännaren i Figur 3-1 har fyra driftsätt ("stagings") och det finns punkter i skarvarna mellan dessa som också erbjuder låga emissioner. Alla tillverkare har sina specifika lösningar för att få låga emissioner beroende på teknologiplattform. Mycket av utvecklingen i dag syftar till att öka "turn-down" så långt som möjligt och få lämpliga "parkeringspunkter" i skarvarna i driftsätten. Mer detaljerade beskrivningar av teknologin finns exempelvis i [8, 9, 10] och läsaren hänvisas dit för en uttömmande diskussion.

3.1.2 Kompressorer

Kompressorn kommer att påverkas av hur den körs i de olika driftfallen (tryckförhållande) och med varierande omgivningstillstånd. Verkningsgraden för anläggningen styrs till stor del av tryckförhållandet men även komponenterna i gasturbinen (dvs. komprimering, förbränning och expansion) är viktiga. Förmågan till turn-down styrs till stor del av hur stor flödesvariation som är möjlig med kompressorns variabla geometri. Ett litet turn-down betyder i allmänhet att man måste reducera förbränningstemperaturen tidigare – och därmed hög CO och UHC vid en högre last (se Figur 3-1).



Figur 3-2 Kompressorprestanda vid olika relativa aerodynamiska varvtal och IGV-inställningar [11]

Figuren ovan visar flöde och verkningsgrad i IGV-intervallet -20° till +5°. Detta intervall kan anses som typiskt för en kompressor i en industriell gasturbin. Flödet sjunker förhållandevis linjärt med inställningsvinkeln. Som tidigare sagts är det en

bra egenskap om det finns stora möjligheter att reglera flödet och samtidigt bibehålla en hög verkningsgrad. Många tillverkare använder i dag fyra variabla kompressor-steg för enaxliga maskiner. Det finns egentligen inget generellt "tänk" för hur många variabla steg man måste ha utan det är en balans mellan kompressorns tryckförhållande och antal avtappningsventiler. Ett större tryckförhållande ger i allmänhet större obalans mellan främre och bakre steg – och därför ett behov av fler åtgärder. Det finns tvåaxliga maskiner med tryckförhållande som överstiger 24³⁷ som inte har startavtappningar i kompressorn utan endast 8 variabla statorer inklusive IGV.

³⁷ General Electric LM2500+ G4

4 Nya maskiner

Utvecklas under -18 (informationen är insamlad)

4.1 KOSTNAD

Kostnaderna för nya gasturbiner och kombianläggningar är, i termer av USD/kW omvänt proportionerliga mot effekten. För en gasturbin med en "standardleverans" kan man för *överslagsberäkningar* använda det approximativa sambandet [12]:

$$Kostnad = 9650 \times effekt^{-0.3} \quad [USD/kW]$$

För en kombianläggning gäller det approximativa sambandet [12]:

$$Kostnad = 370 + 10.3 \times 10^4 \times effekt^{-0.438} \quad [USD/kW]$$

Ordet överslagsberäkningar är kursivt eftersom precisionen för ekvationen inte är optimal eftersom det inte finns ett exakt samband mellan effekt och kostnad. Istället måste man titta på exempelvis nuvärdet för anläggningen och studera intjänande, direkta- och indirekta kostnader. Exakt indata och hur detta går till varierar kraftigt med applikationen. Exempelvis är bränslekostnaden för en basproduktions-anläggning typiskt 80 procent av den totala medan nästintill försumbar för en maskin i störningsreserven. En jämförelse med publicerade data för en Siemens SGT-800 i både enkel- och kombicykelutförande (2+1) ger:

$$kostnad_{enkel} = 9650 \times 50500^{-0.3} = 375.7$$

$$kostnad_{2+1\ kombi} = 370 + 10.3 \times 10^4 \times 135400^{-0.438} = 953.3$$

Kostnaden för en B-version av SGT-800³⁸ anges i [12] till 352 USD/kW (17.800.000 USD) och 990 USD/kW (134.000.000 USD) för en enkel respektive 2+1 kombianläggning. Skillnaden mellan ekvationerna och GTW Handbook [12] är förhållandevis stora och man bör därför alltid kontrollera resultatet.

³⁸ B-version: 54.000 kW, 39,1 procent verkningsgrad, 563°C avgastemperatur och 135,5 kg/s

4.2 PRESTANDA OCH KOSTNADER - ENKEL CYKEL

I tabellen nedan finns prestanda och kostnader för ett antal 50 Hz maskiner.

Samtliga maskiner har ett standardscope för enkelbränsle:

- **Gasturbin:** skidmonterad, startmotor, växel (vid behov), smörj- och eventuella hydrauliksystem, kompressortvätt, bränslesystem (enkel), styrsystem, extern turbinkylning, nödvändiga rör och armaturer.
- **Generator:** standard luftkyld (större enheter antingen vätgas- eller vattenkyld - TEWAC), matare.
- **BoP:** Standard hjälpsystem som inloppsfilter, inloppsdelar med ljuddämpare, avgaskanal, kort skorsten med ljuddämpare, vibrationsmätssystem, styrsystem, batterier (hjälpssystem), motorstyrning, spänningsregulator, generatorskydd **medan hjälptransformator och step-up transformator är exkluderade.**

Modell	Effekt (kW)	Verkningsgrad	Pris	USD/kW
C200	200	33,1	225.000	1.125
M1A-17D	1.700	26,9	1.550.000	912
OP16-3C	1.876	24,7	1.650.000	880
Centaur 40	3.515	27,9	3.000.000	853
501-KB5S	3.980	29,7	3.300.000	829
Centaur 50	4.600	29,3	3.700.000	804
501-KB7S	5.380	32,3	4.450.000	827
SGT-100	5.400	31,0	4.250.000	787
Taurus 60	5.670	31,5	4.320.000	762
Taurus 65	6.300	32,9	4.500.000	714
SGT-300	7.901	30,6	4.900.000	620
Taurus 70	7.965	34,3	5.100.000	640
Mars 100	11.350	32,9	6.550.000	577
GTU-12PG-2	12.300	32,6	6.460.000	525
SGT-400	14.326	35,4	7.500.000	524
Titan 130	16.450	35,5	8.750.000	532
Titan 250	21.745	38,9	11.350.000	522
LM2500DLE	22.400	35,4	12.400.000	554
SGT-600	24.480	33,6	11.450.000	468
RB-211-GT61 DLE	32.130	39,3	14.170.000	441
SGT-700	32.820	37,2	13.650.000	416
MS5002E	33.310	35,9	13.400.000	402
SGT-750	39.810	40,4	14.525.000	365
H-25	41.030	36,2	15.100.000	368
6B.03	44.000	33,5	17.650.000	401
SGT-800	50.500	38,3	17.800.000	352
LM9000	68.000	42,1	25.000.000	368
AE64.3A	78.000	36,3	27.500.000	353

Modell	Effekt (kW)	Verkningsgrad	Pris	USD/kW
6F.03	87.000	36,5	31.100.000	357
H-100	118.080	38,3	32.000.000	271
M701DA	144.090	34,8	38.600.000	268
AE94.2	185.000	36,2	47.400.000	256
SGT5-2000E	187.000	36,2	46.500.000	249
GT13E2	210.000	38,0	48.000.000	229
9F.04	288.000	38,7	64.000.000	222
9F.05	314.000	38,2	65.000.000	207
SGTT5-4000F	329.000	41,0	60.000.000	182
GT26	345.000	41,0	70.000.000	203
M701F	385.000	41,9	70.000.000	182
SGT5-8000H	450.000	>41	76.500.000	170
9HA.01	446.000	43,1	80.000.000	179
M701J	478.000	42,3	86.000.000	180
M701JAC	493.000	42,9	88.000.000	178
GT36	500.000	41,5	85.000.000	170
9HA.02	557.000	44,0	92.000.000	165

4.3 PRESTANDA OCH KOSTNADER - KOMBICYKEL

Scope-of supply utvecklas under -19.

Anläggning	Effekt (MW)	Verkningsgrad	ÅT-effekt (MW)	Pris	USD/kW
2x1 THM 1304-12N	34,0	44,2	11,0	49.500.000	1.456
1x1 SGT-600	35,9	49,9	12,6	47.000.000	1.309
1x1 FT8 SP 30	41,1	49,1	12,0	56.000.000	1.364
1x1 SGT-A30 RB DLE	42,6	52,8	12,6	57.000.000	1.354
1x1 SGT-700	45,3	52,4	14,4	58.500.000	1.295
1x1 LM2500+G4 DLE	47,7	N/A	14,2	64.000.000	1.342
1x1 SGT-750	51,6	53,3	13,5	65.500.000	1.271
1x1 LM6000 DLE	58,0	55,2	14,4	72.000.000	1.241
1x1 SGT-A65 TR DLE	66,4	53,5	N/A	81.900.000	1.233
1x1 SGT800	66,6	53,8	21,0	78.000.000	1.171
1x1 6B.03	68,0	51,6	25,6	76.000.000	1.118
2x1 SGT-600	73,3	50,9	26,5	82.000.000	1.119
1x1 SGT-A65 TR DLE ISI	77,5	53,5	N/A	87.500.000	1.129
2x1 FT8-SP-30	83,1	49,6	24,6	94.000.000	1.131
2x1 SGT-700	91,6	53,1	30,0	97.000.000	1.059
1x1 AE64.3A	118,0	54,9	40,5	118.500.000	1.004
2x1 LM6000 DLE	117,0	55,4	29,1	124.000.000	1.060

Anläggning	Effekt (MW)	Verkningsgrad	ÅT-effekt (MW)	Pris	USD/kW
1x1 6F.03	134,0	56,6	48,9	120.000.000	896
2x1 6B.03	137,0	52,1	51,6	130.000.000	949
2x1 SGT-800	135,4	54,7	44,2	134.000.000	990
1x1 LMS100	141,0	53,3	25,8	140.000.000	993
1x1 H-100	169,6	55,8	55,0	150.000.000	884
1x1 M701DA	212,5	51,4	70,4	179.000.000	842
2x1 AE64.3A	240,0	56,0	82,6	205.000.000	854
2x1 6F.03	270,0	57,1	101,3	230.000.000	852
1x1 SGT5-2000E	275,0	53,3	93,0	225.000.000	818
1x1 GT13E2	305,0	55,1	100,3	230.000.000	754
2x1 H-100	344,5	56,7	115,3	250.000.000	726
1x1 9F.03	409,0	58,9	152,6	285.000.000	697
1x1 SGT6-8000H	460,0	60,8	N/A	319.000.000	693
1x1 GT26-1	505,0	60,5	160,0	345.000.000	683
1x1 9F.06	532,0	62,2	183,4	360.000.000	677
2x1 SGT5-2000E	551,0	53,3	186,0	360.000.000	653
1x1 M701F	566,0	62,0	186,7	373.000.000	659
2x1 GT13E2-2	613,0	55,5	203,7	385.000.000	628
1x1 9HA.01	660,0	63,5	213,0	425.000.000	644
1x1 SGT5-800H	665,0	61,1	N/A	420.000.000	632
1x1 M701J	701,0	62,3	228,7	455.500.000	650
1x1 M701JAC	717,0	63,1	230,0	463.000.000	646
2x1 7HA.01	880,0	62,6	316,2	580.000.000	659
2x1 GT26-2	1.010,0	60,5	320,0	635.000.000	629
2x1 9F.06	1.067,0	62,3	369,1	650.000.000	609
2x1 9HA.01	1.322,0	63,6	461,4	810.000.000	613
2x1 SGT5-8000H	1.335,0	61,2	435,0	800.000.000	599
2x1 GT36-s5	1.444,0	61,5	444,0	850.000.000	589

4.4 PRODUKTIONSKOSTNAD

Produktionskostnad per kWh el kan beräknas baserat på de presenterade siffrorna om vissa antaganden kring kalkylränta, avskrivningstid, underhållskostnader och bränslekostnad görs. Många av kostnaderna är fasta (t ex kapital) och gör att anläggningens årliga drifttid (H) är kritisk för utfallet.

$$COE = \underbrace{\frac{\beta \times CAPEX}{P \times H}}_{\text{Capital}} + \underbrace{\frac{f}{\eta}}_{\text{Fuel}} + \underbrace{\left\{ \frac{OM_{fix}}{P \times H} + \mu \times OM_{var} \right\}}_{\substack{\text{Maintenance} \\ \text{Operation}}} \left[\frac{\text{money unit}}{\text{kWh}} \right]$$

Ekvationen ovan kan modifieras för att ta hänsyn till exempelvis utsläpp och kostnader för ersättningskapacitet och får formen:

$$COE = \frac{\beta \times CAPEX}{P_{eff} \times H_{eff}} + \frac{f}{\eta_{eff}} + \left\{ \frac{OM_{fix}}{P \times H} + \mu \times OM_{var} \right\} + \underbrace{\sum_{i=1}^n (c_i \times m_{p,i})}_{\text{Emissions}} + \frac{S_c \times \Delta P + S_e \times \Delta E}{P_{eff} \times H_{eff}}$$

Det två termerna längst till höger introduceras för att hantera kostnader för utsläpp och ersättningskapacitet.

I ekvationerna används annuitetsfaktorn (β) och denna definieras på sedvanligt sätt som:

$$\beta(i, N) = \left[\frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \right]$$

Exakt hur man hanterar projektstart dvs. när man börjar förbruka medel varierar och därmed antalet år. Om man för resonemangets skull antar 10 procent kalkylränta och 25 år blir annuitetsfaktorn 0,11.

Underhållskostnaden varierar mycket mellan maskinerna och det är svårt att ge generella siffror. Typiska siffror för moderna maskiner kan vara i intervallet 3 USD/kWh till 3.5 USD/kWh.

Som tidigare nämnts ger låga drifttimmar hög produktionskostnad och man behöver andra verktyg och godhetstal för att visa nyttan med exempelvis installation av maskiner för störningsreserv (alternativt vikten av avskrivna maskiner).

Genomräkning av maskinerna i tabellerna kommer att ske under 2019.

5 Ökad eldning – äldre maskiner

De flesta maskinerna i den svenska reservflottan är av äldre snitt. Detta innebär att kyltekniken inte är så utvecklad som för dagens maskiner. Det medför begränsningar i hur varmt maskinerna kan eldas. För en okyld maskin är eldningstemperaturen normal begränsad till 850°C och anledningen är oftast:

- Kryplivslängd steg ett
- Mindre risk för högttemperaturkorrosion eftersom asksmälttemperaturen för natrium och vanadium ligger runt 900 °C. Under denna är det lägre risk för högttemperaturkorrosion eftersom smält aska inte finns på bladen och löser upp skyddande oxidskikt.

Kryplivslängden är för denna typ av legeringar utan vare sig riktad stelning eller enkelkristall normalt begränsande. Man bör dock observera att turbinslivorna också påverkas av eldningstemperaturen och att det kan finnas andra begränsningar här. Alla kaviteter som har roterande vägg (exempelvis en turbinskiva) behöver kylas eftersom det roterande gränsskiktet matar in arbete och spärrluft krävs för att undvika nerdragning av hetgas. Det sistnämnda beror på att man har en radiell tryckgradient i kaviteten och man får något som kallas Taylor-Couette strömning. Detta ger sammantaget att man riskerar att "pumpa" ner hetgas från strömnings-kanalen vid turbinskivan och därför höja temperaturen. Det är även av största vikt att tätningarna i turbinen är i gott skick annars kan nerdragning av hetgas ske eftersom spärrluften kan bli otillräcklig. Vissa äldre gasturbiner har särskild temperaturmätning i tätningarna under ledskenorna. Denna ska mäta en blandning av ett litet tätningsläckage av hetgas (pga. tryckfallet över ledskenan) och spärrluften med lägre temperatur. Skulle denna temperatur öka så kan man förmoda att man har en skada på tätningen. Sker detta så bör man snarast undersöka orsaken och om tätningen är skadad, byta denna vid lämpligt tillfälle.

5.1 ÖKAD ELDNINGSTEMPERATUR – BERÄKNING AV EFFEKTÖKNING

En ökning av eldningstemperaturen kommer att påverka maskinen olika beroende på om det är en en- eller fleraxlig maskin (se Figur 2-5 för information). Gasturbinens effekt kommer i princip alltid att öka med ökad eldningstemperatur oavsett typ av maskin. Den enaxliga är lite mer begränsad eftersom kompressorflödet inte kommer att öka eftersom både det fysiska- och aerodynamiska varvtalet är låst vid en viss omgivningstemperatur. Situationen är annorlunda för den fleraxliga eftersom flödet normalt ökar med ökad eldningstemperatur.

Det är inte enkelt att beräkna exakt hur effekten kommer att öka med ökad eldningstemperatur eftersom man behöver en detaljerad beräkningsmodell för off-design³⁹. Dessa finns bara hos tillverkarna⁴⁰ och är väl förborgade företags-

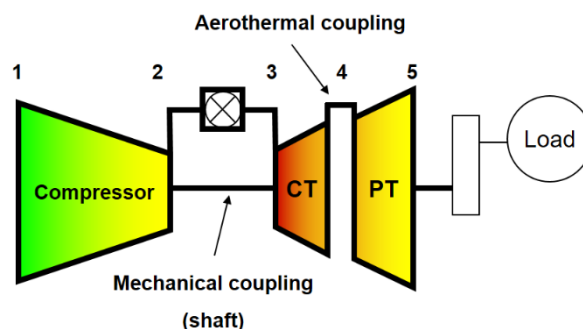
³⁹ Off-design omfattar alla driftpunkter som inte är designpunkten – dvs. samma innebörd oavsett om det är ändrade omgivningstillstånd eller en annan eldningsnivå.

⁴⁰ Används exempelvis för garantiberäkning

hemligheter. Anledningen till detta är att man skulle exponera sin teknologinivå ner till detaljnivå, exempelvis för kompressor-, brännkammor- och turbinteknologi. Även kylflöden för kylta maskiner finns i prestandamodeller.

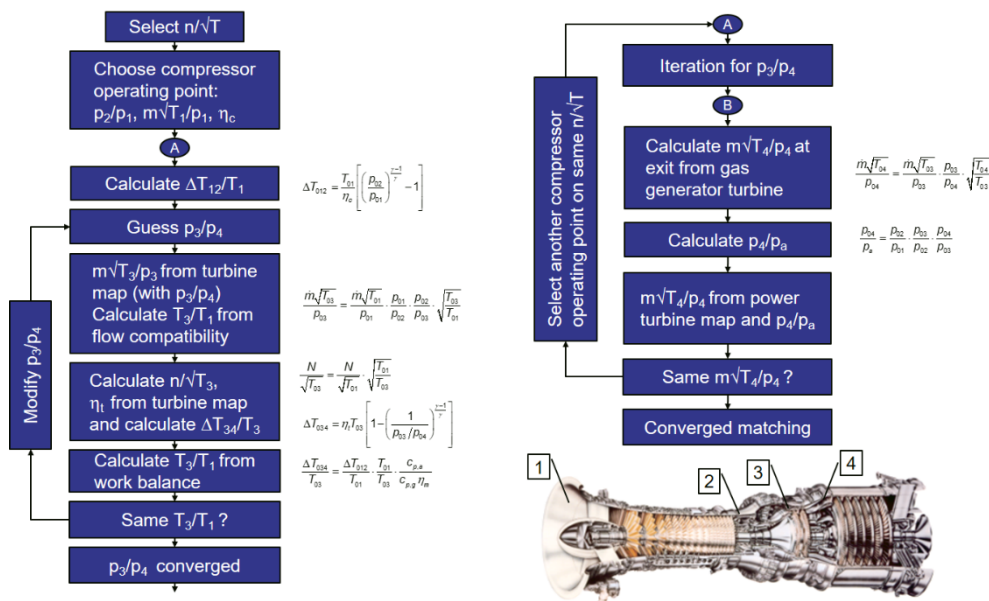
Det är egentligen ingen principiell skillnad mot hur man räknar en designpunkt och prestanda i off-design ur ett termodynamiskt perspektiv. Den stora skillnaden kommer från att man har en viss maskin med sina komponenter. Detta yttrar sig exempelvis i att en viss turbin måste driva en viss kompressor (dvs. samma fysiska varvtal och effektbalans) – och att det som lämnar en komponent ska in i nästa (Figur 2-6 och nedan).

- **Shaft speed**
- **Work balance**
- **Flow**



Figur 5-1 Princip matchningsberäkning tvåaxlig [3]

Beräkningen blir iterativ⁴¹ och lämpar sig inte därför handräkning utan man behöver ett datorprogram. Figuren nedan visar ett förenklat exempel på beräkningsgången för en tvåaxlig maskin.



Figur 5-2 Matchningsberäkning av tvåaxlig maskin [3]

⁴¹ Ekvationssystemet löses normalt med en matrislösare (Newton-Raphson) eller sekventiellt för äldre program

Figuren ovan visar beräkningsgången för gasgeneratoren respektive kraftturbinen och syftet är att hitta en driftpunkt för hela gasturbinen. Det bör understrykas att resonemanget i texten är förenklat och läsaren hänvisas till [2, 4, 3] för en fullständig och uttömmande diskussion kring ämnet. I detta projekt har GasTurb™ använts för att skapa modeller för både design och off-design. GasTurb™ är utvecklat av Joachim Kurzke [13] och är kommersiellt tillgängligt. Proceduren för att utvärdera effekttökning är:

1. Etablera en designmodell från "öppna" data och validera denna
2. Skapa en off-designmodell som baseras på ovan samt generiska och skalade kompressor- och turbinkarakteristiker.

5.2 EFFEKTÖKNING STAL-LAVAL PP4

I detta exempel har PP4-turbinerna på gamla Barsebäck använts och designpunkten har etablerats i GasTurb™ som:

- 18.000 kW @ 850°C eldningsstemperatur
- 6000 rpm, 9000 rpm och 3000 rpm för respektive lågtrycks-, högtryckskompressorn och kraftturbinen

Figuren nedan visar detaljerade utdata (skärmdump) från GasTurb™:

Station	W	T	P	WRstd		
Station	kg/s	C	kPa	kg/s		
amb		15.00	101.325		PWSD =	18280.2 kW
1	108.270	15.00	101.325		PSFC =	0.2810 kg/(kW*h)
2	108.270	15.00	100.312	109.576	P2/P1 =	0.99000
24	108.270	165.87	365.426	37.128	P25/P24 =	0.99000
25	108.270	165.87	361.771	37.503	P3/P2 =	11.74109
3	107.188	362.90	1177.767	13.727	Heat Rate=	12010.2 kJ/(kW*h)
31	105.563	362.90	1177.767		WF =	1.42677 kg/s
4	106.990	850.00	1101.217	19.469	s NOx =	0.28892
41	108.073	845.44	1101.217	19.626	Therm Eff=	0.29975
42	108.073	670.34	494.857		W_NGV/W25=	0.01000
43	108.073	670.34	494.857		WHcl/W25 =	0.00000
44	108.073	670.34	494.362		P44/P43 =	0.99900
45	109.156	666.91	494.362	40.480	WINcl/W25=	0.01000
46	109.156	533.99	250.675		WIcl/W25 =	0.00000
47	109.156	533.99	250.675		WLcl/W25 =	0.00000
48	109.156	533.99	250.675	73.972	P48/P47 =	1.00000
49	109.156	381.93	104.000		Incidence=	0.00 °
5	109.156	381.93	104.000	160.627		
6	109.156	381.93	102.338	163.236	P6/P5 =	0.98402
8	109.156	381.93	102.338	163.236	P8/Pamb =	1.01000
Bleed	0.541	362.90	1177.762		WBld/W2 =	0.00500
					A8 =	3.30970 m²
					Ps8 =	101.325 kPa
Ps0-P2=	1.013	Ps8-Ps0=	0.000			
Efficiencies:	isent	polytr	RNI	P/P		
Booster	0.8459	0.8707	0.990	3.643	WBHD/W2 =	0.00000
Compressor	0.8597	0.8801	2.162	3.256	WBld/W25 =	0.00500
Burner	0.9950			0.935	Loading =	99.97 %
HP Turbine	0.8800	0.8691	2.212	2.225	e442 th =	0.87986
IP Turbine	0.9000	0.8919	2.212	1.972	W1kLP/W25=	0.00000
LP Turbine	0.9200	0.9109	0.734	2.410	eta t-s =	0.89644
Generator	0.9850				FW_gen =	18006.0 kW
HP Spool mech Eff	0.9970	Speed	9000 rpm		TRQ =	100.03 %
IP Spool mech Eff	1.0000	Speed	6001 rpm			
LP Spool mech Eff	0.9950	Speed	3000 rpm			

Figur 5-3 Utdata GasTurb – Designpunkt

I Figur 5-3 ovan visas relativt detaljerade komponentdata som temperaturer, tryck verkningsgrader, tryckförhållanden, kyl- och spärrluft, mm. Gasturbinens avgastemperatur brukar, beroende på maskin, definieras som temperaturen efter

sista kompressorturbinen. Det bör nämnas att det finns varianter och ibland används den "riktiga" avgastemperaturen. I exemplet är avgastemperaturen 534°C och denna används för att reglera maskinen så att nominell temperatur i brännkammaren inte överstigs. Egentligen hade det varit bättre att mäta gastemperaturen före första ledskenan eller metalltemperaturen på första rotorbladet direkt. Ingen av dessa låter sig göras på ett robust sätt⁴² och man hänvisas till ett indirekt sätt – dvs. genom att mäta avgastemperaturen och sedan beräkna eldningstemperaturen. I denna generation maskiner är tillåten avgastemperatur (EGT) oftast en enkel funktion av omgivningstemperaturen – för en given eldningstemperatur. Då får man en maximal avgastemperatur för en given eldningstemperatur (och livslängd) som en unik funktion av omgivningstemperaturen. Skillnaden mellan denna och den verkliga kan användas för att beräkna maskinens MF- eller Cx-faktor vid dellast och då kan man på så sätt förlänga serviceintervallet i "verkliga" timmar. Man kan visa att denna metod fungerar *teoretiskt* via normaliserade parametrar och maskinens driftlinje. Ordet teoretiskt är kursivt eftersom metoden förutsätter att komponenterna fungerar som avsett och inte är försmutsade, skadade eller slitna.

Det stora problemet med denna metod är att om exempelvis turbinerna har lägre verkningsgrad så blir både turbineffekten lägre genom en "sämre" expansionsprocess och att turbinregleringen drar ner eldningen – dvs. dubbel påverkan. Det sistnämnda är eftersom avgastemperaturen stiger pga. mindre arbetsuttag eftersom verkningsgraden är lägre och då drar eldningsregleringen av. Denna typ av reglering infördes mer eller mindre från början och var vad som var möjligt med den tidens styrsystem. Man begränsades av att man inte kunde ha några egentliga beräkningar förutom rena x,y-tabeller i korten.

Senare turbinregulatorer har avsevärt bättre modeller för att styra maskinen på ett mer optimalt sätt även om komponenterna inte fungerar som avsett. Det vanliga sättet i dag är att bygga regulatorn på ett visst förhållande mellan temperatur- och tryckförhållande och sedan antingen beräkna eldningstemperaturen som en funktion av avgastemperaturen eller vice versa. Det sistnämnda gör att man får en varierande maximal avgastemperatur som beror på ett antal faktorer.

I detta exempel antas maskinens slitage påverka serviceintervallet (MF eller Cx) enligt:

Eldning	Serviceintervall	MF
850 °C	40 000	1
860 °C	20 000	2
870 °C	10 000	4
880 °C	5 000	8

⁴² Kräver kyllda sonder eller avancerad yttemperaturmätning (pyrometri)

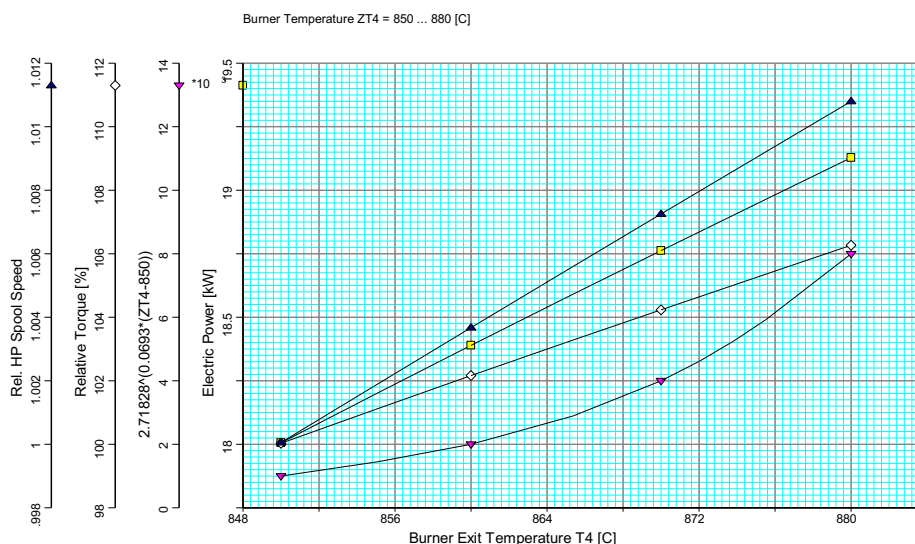
En enkel regressionsanalys⁴³ av MF som funktion av skillnaden i eldnings-temperatur (mot nominell) ger vid handen:

$$MF = e^{0.0693(COT-850)}$$

Som tidigare diskuterats beräknas ekvivalenta drifttimmar (EOH) som verkliga timmar (OH) multiplicerat med MF.

5.2.1 Effektökning 850...880°C

Figuren nedan visar hur maskinen påverkas vid ökad eldnings-temperatur i intervallet 850°C till 880°C vid 15°C omgivningstemperatur. Värdeaxlarna i Figur 5-4 är räknat från vänster: (i) högtrycksaxelns varvtal, (ii) kraftturbinens vridmoment, (iii) MF-faktorn och (iv) eleffekten.



Figur 5-4 Påverkan av ökad eldnings-temperatur i intervallet 850°C till 880 °C

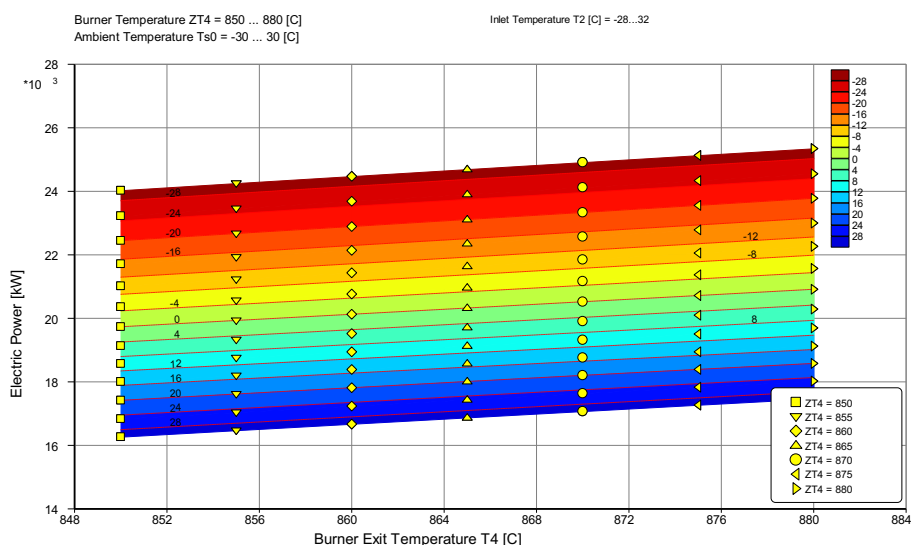
Eleffekten ökar till strax över 19 MW när eldningsnivån ökar från 850°C till 880 °C, dvs. en "extra" MW jämfört med nominellt. Livslängsförbrukningen ökar med en faktor 8 och man kan köra maskinen strax över 4.000 timmar mot nominellt 40.000. Resultatet visar också att det fysiska varvtalet för högtrycksturbinen ökar med cirka en procent. Denna faktor är viktig för att centrifugalkraften som påverkar skovlarna och skivan är proportionella mot denna i kvadrat. Vridmomentet som påverkar exempelvis olika axelförband och kopplingar ökar till 106 procent (samma som effekten).

Slutsats: maskinens effekt kan ökas med cirka 1 MW om man accepterar byte av heta delar efter 4.000 timmar.

I studien har också beräkningar genomförts där omgivningstemperaturen har varierat i intervallet -30°C till 30°C samtidigt som eldnings-temperaturen har varierat i intervallet enligt ovan. Man bör också notera att figuren endast visar

⁴³ Antar ett Arrheniusuttryck

eleffekten och flera andra viktiga parametrar (se ovan) finns inte med. Det är sannolikt så att det finns två andra "hårda" begränsningar nämligen maximal generatoreffekt och maximalt aerodynamiskt varvtal. Det sistnämnda är när kompressorn kommer in i "fladder" dvs. när bladen förlorar sin aerodynamiska dämpning. Anledningen är att lyftkraften ökar om bladet försöker röra sig (vibrera) om det inte är avlöst – denna mekanism blir den omvända vid avlösning, dvs. negativ dämpning. Äldre maskiner med höga "aspect ratios" (höjd/korda) hade ofta problem med frontstegen, som ofta var av en aluminiumlegering, vid låga varvtal (dvs. inte vid peak och kallt klimat).



Figur 5-5 Eleffekt som funktion av både eldnings- och omgivningstemperatur

Resultaten av beräkningarna (Figur 5-5) visar att effekten varierar mellan 16,2 MW och 24 MW vid -30°C respektive 30°C . Det bör nämnas att siffrorna inte nödvändigtvis är realistiska eftersom det kan finnas nämnda begränsningar för maxeffekt och maximalt aerodynamiskt varvtal. Den maximala effekten är cirka 25 MW vid -30°C och 880°C eldningsstemperatur.

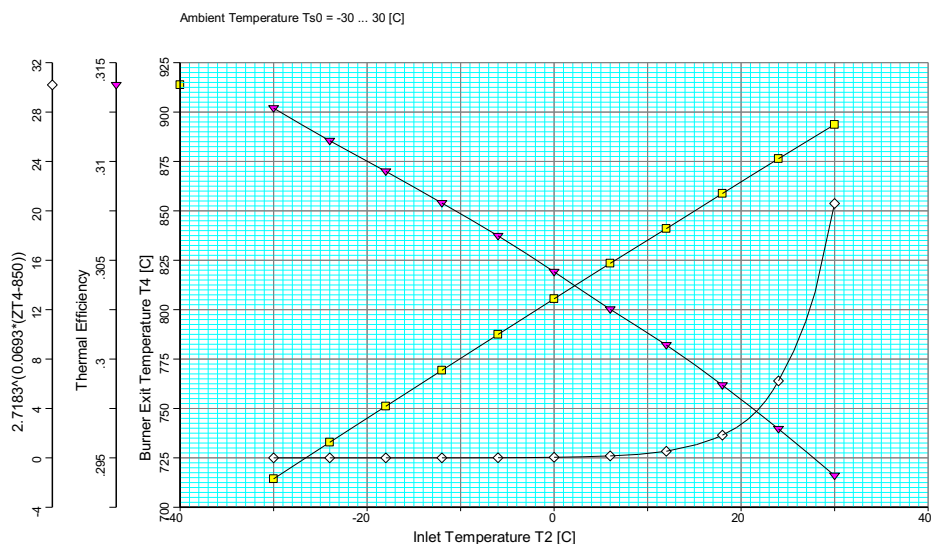
5.2.2 Flat rate

En annan reglervariant är att begränsa mot en viss effekt och sedan låta eldningsstemperaturen variera med omgivningstemperaturen. Fördelen med denna reglermetod är att en viss effekt alltid är tillgänglig oavsett omgivningstillståndet.

Livslängdsförbrukningen kommer dock att variera kraftigt med omgivningstemperaturen och tanken bakom är att övereldade timmar kompenseras med lägre eldningsstemperaturen när det är kallare ute. Som tidigare diskuterats kommer Arrheniusuttrycket straffa stort vid övereldning och under nominellt så sjunker det mot ett visst minvärde. Detta gör att det inte är möjligt att kompensera en timmes övereldning med en lika stor "undereldning". I figuren nedan visas några viktiga prestandaparametrar som eldningsstemperatur, MF-faktor och verkningsgrad.

Valet av nominell effekt är vanligtvis den som gäller för 15°C men det finns andra varianter. En tänkbar variant är också att använda en effekt som ger en MF-faktor som är ett (1,0) som flat rate effekt. Detta kräver emellertid att en statistisk temperaturfördelning är känd för den aktuella platsen.

Effekten från en gasturbin är alltid proportionell mot lufttrycket men i denna studie har denna effekt inte inkluderats.



Figur 5-6 Flat rate – effektregering

6 Referenser

- [1] P. Almqvist, "Gasturbiner i Sverige," *Mekanisten (SMR)*, pp. 26-27, 2003.
- [2] P. Walsh och P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, Oxford: Blackwell Publishing, ISBN 978-0-632-06434-2, 2004.
- [3] K. Brun och R. Kurz, *Introduction to Gas Turbine Theory - An Overview of Fundamental Concepts (Second Edition)*, San Diego: Solar Turbines.
- [4] Z. Razak, *Industrial Gas Turbines*, Cambridge, UK: Woodhead Publishing, ISBN 978-1-84569-205-6, 2007.
- [5] M. Genrup, *Gas Turbine Technology - Lecture Notes*, 2018.
- [6] H. Moustapha, M. Zelesky och N. Baines, *Axial and Radial Turbines*, White River Junction, VT: Concepts NREC, ISBN 0-933283-12-0, 2003.
- [7] J. Gülen, "Advanced Fossil Fuel Power Systems," i *Energy Conversion*, Boca Raton, FL, CRC Press, ISBN 978-1-4665-8482-2, 2017, pp. 281-446.
- [8] P. Flohr och P. Stuttaford, "Combustors in Gas Turbine Systems," i *Modern Gas Turbine Systems*, Cambridge, UK, Woodhead Publishing, ISBN 978-1-84569-728-0, 2013, pp. 151-187.
- [9] D. Eckardt, *Gas Turbine Powerhouse - The Development of the Power Generation Gas Turbine at BBC - ABB - Alstom*, München, Germany: Oldenburg Verlag, ISBN 978-3-486-73571-0, 2014.
- [10] T. Sattelmayer, A. Eroglu, M. Koenig och G. Myers, "Industrial Combustors: Conventional, Non-premixed and Dry Low Emissions (DLN)," i *Gas Turbine Emissions*, Cambridge, UK, Cambridge University Press, ISBN 978-0-521-76405-6, 2013, pp. 290-362.
- [11] W. Kappis, "Compressors in Gas turbine Systems," i *Modern Gas Turbine Systems - High Efficiency, Low emission, Fuel Flexible Power Generation*, Cambridge, UK, Woodhead Publishing, ISBN 978-1-84569-728-0, 2013, pp. 89-150.
- [12] G. T. World, "2018 GTW Handbook," Pequot Publication, Fairfield, CT, US, 2018.
- [13] J. Kurzke, "GasTurb," [Online]. Available: <http://www.gasturb.de/>.

GASTURBINTEKNIK – ÅRSRAPPORT 2018

I Sverige finns idag en åldrande flotta med ett 40-tal gasturbiner som primärt används som snabb 15-minuter störningsreserv, det vill säga för att återställa nätfrekvensen. De här maskinerna är oftast så kallade flygderivat där man i huvudsak behåller gasgeneratoren och ersätter jetmunstycket med en fri kraftturbine.

Det finns också modernare maskiner i Göteborg på Rya kraftvärmeverk, som primärt används för fjärrvärmeproduktion. Rya används för basproduktion och har därför ett relativt stort antal drifttimmar. I Malmö byggdes motsvarande på Öresundsverket, som driftsattes 2009, men den anläggningen optimerades för maximal elproduktion och avvecklas nu på kommersiella grunder.

Här behandlas gasturbinens roll och framtid i det svenska energisystemet. Tillgången till förnybart bränsle och gasturbinernas flexibilitet blir viktiga faktorer. Nya maskiner byggs för flexibilitet. Flottan med gasturbiner som används i störningsreserven kan öka effekten avsevärt genom ökad eldningsstemperatur, och på det sättet öka kapaciteten i systemet.

Ett nytt steg i energiforskningen

Energiforsk är en forsknings- och kunskapsorganisation som samlar stora delar av svensk forskning och utveckling om energi. Målet är att öka effektivitet och nyttiggörande av resultat inför framtida utmaningar inom energiområdet. Vi verkar inom ett antal forskningsområden, och tar fram kunskap om resurseffektiv energi i ett helhetsperspektiv – från källan, via omvandling och överföring till användning av energin. www.energiforsk.se



Energiforsk