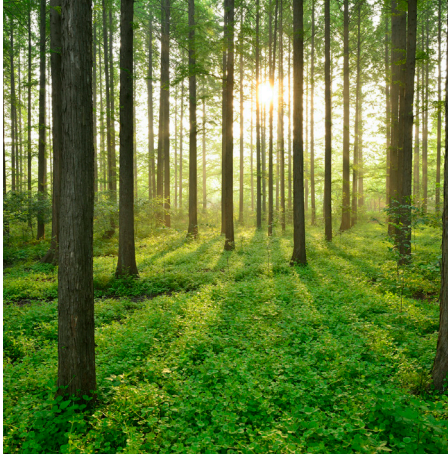
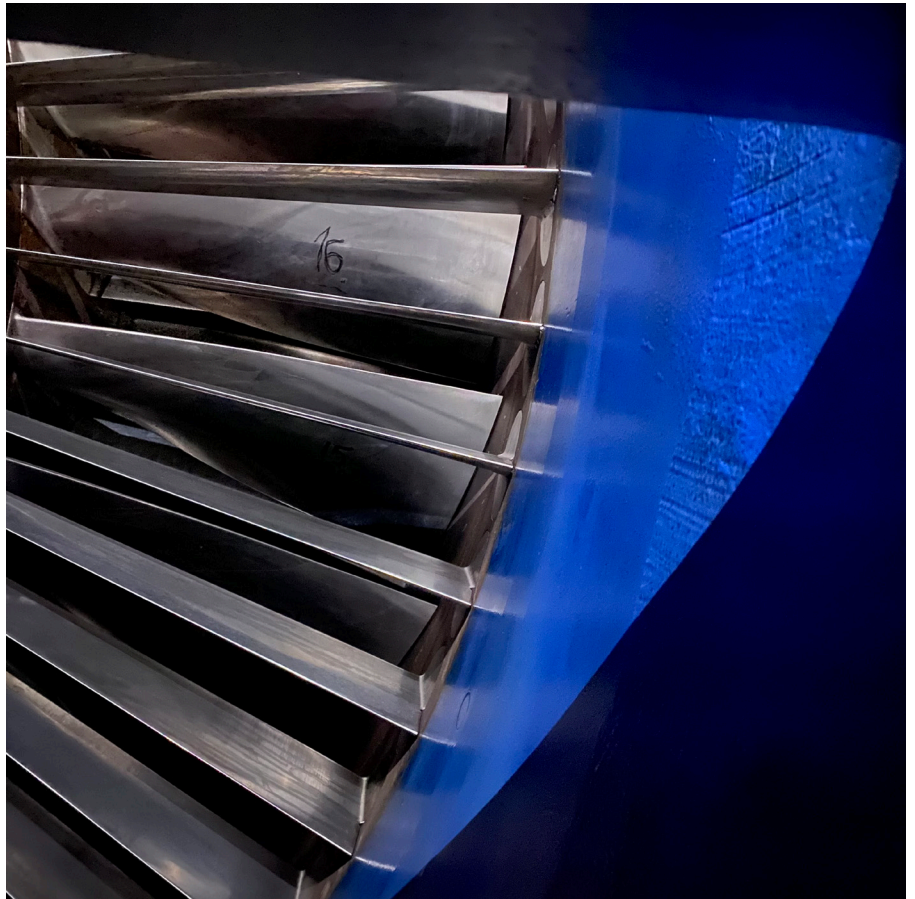


GASTURBINTEKNIK – ÅRSRAPPORT 2023

RAPPORT 2024:1012



UPPFÖLJNING AV GASTURBIN-
UTVECKLINGEN



Gasturbinteknik

Årsrapport 2023

MAGNUS GENRUP

Förord

I syfte att öka gasturbinägares beställar-, drift- och underhållskompetensen, genomför Energiforsk teknikbevakningsprojektet *Uppföljning av gasturbintekniken*. Industrirelevanta frågeställningar som följts under projektet och beskrivs i denna årsrapport är exempelvis prestanda och miljöprestanda, ökad tillgänglighet (start, drift etc.), effekthöjningar, drifttillgänglighet, underhållskostnader och bränsleflexibilitet.

Projektet har bedrivits i treårsetapper under flera år och resulterat i årliga rapporter. Det här är den första årliga rapporten från etappen 2023-2025, och har finansierats av Göteborg Energi, Gotlands Energi, Svensk kraftreserv, Stockholm Exergi, Tekniska verken i Linköping, Forsmarks kraftgrupp/Vattenfall och Uniper. Projektet har genomförts av Magnus Genrup vid Lunds universitet och Energiforsk har varit sammanhållande.

Projektet har följts av en styrgrupp med följande medlemmar: Anders Runesson och Jonatan Hellborg, Svensk kraftreserv, Martin Rokka, Göteborg Energi, Tenny Larsson, Gotlands Energi, Joakim Mellström, Johan Gustafsson och Sebastian Müller, Stockholm Exergi, Christian Wedin, Tekniska verken i Linköping, Dennis Liljeqvist, Forsmark/Vattenfall och Mikael Nilsson, Stefan Kristiansson och Rania Torabi Aysf, Uniper, och Bertil Wahlund, Energiforsk. Energiforsk tackar styrgruppen för värdefulla insatser i projektet!

Bertil Wahlund, Energiforsk

Februari 2024

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 införas för att möta dubblerat effektbehov. I Sverige är idag det totala effektbehovet cirka 25 GW medan installerad vattenkraft är 13 GW till 14 GW, dvs. 12 GW ersättningsproduktion 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 kraftturbin. Det finns också modernare maskiner i Stockholm (Värtan) och 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 avvecklades 2016 och var utbudet till försäljning, men processen avbröts då anläggningen åter ansågs viktig i termer av stödtjänster och kommer åter att vara tillgängligt 2025.

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 5 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. Flytande förnybara bränslen kommer sannolikt användas för transportändamål i lastbilar, fartyg och flygplan. Detta eftersom batterierna under överskådlig framtid kommer ha avsevärt högre vikt per energienhet jämfört med exempelvis diesel eller Jet A-1. Värmevärdet för dessa bränslen är cirka 42,8 MJ/kg (11,9 kWh/kg). Jämfört med ett modernt batteri, i exempelvis en Tesla som idag har 0,2 kWh/kg, erbjuder flytande flygbränslen avsevärt större räckvidd eftersom massan är avsevärt lägre ($0,2/11,9 = 0,017$). 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 för motsvarande räckvidd.

Gasturbiner kommer att inom en relativt snar framtid kunna elda förnybara bränslen som vätgas, e-metanol och ammoniak. Utvecklingen av brännare för vätgas pågår intensivt och det är bara en tidsfråga innan tekniken är *kommersiellt tillgänglig*. Ordet kommersiellt tillgänglig är kursivt eftersom vätgaseldning har

demonstrerats i en maskin under 2023. Ett problem med att elda andra bränslen än naturgas är att dagens förblandade låg-NO_x brännare är relativt snäva i sina driftområden. Man kan exempelvis visa att mixningsprocessen (impulsförhållandet) där bränslet blandas med luften före förbränningen beror på gasens s.k. Wobbe-index. Till detta tillkommer sedvanlig problematik med flash-back och dynamik. Lösningen kommer sannolikt att vara anpassade AM-komponenter som tillverkas för att möta väldigt specifika behov. Vätgas och ammoniak är ett klassa som gasformiga bränslen, vilket gör lagring lokalt krävande. Man kan med säkerhet anta att andra flytande förnybara bränslen, exempelvis HVO, kommer att bli viktiga i framtiden vilka kan lagras och blandas på ett enklare sätt.

Alla tillverkare av gasturbiner erbjuder idag lösningar med batterier för snabb respons. Det innebär att man kan ha nominell effekt¹ inom 250 millisekunder och erbjuder därmed "spinning reserve" (FFR, FCR-N och FCR-D) i "samma" anläggning utan att gasturbinen eldas.

Möjliga teknologisteg som är rimliga i en närtid är (i) förbränning vid konstant volym ("pressure gain combustion"² och (ii) ersätta första ledskenan i turbinen med acceleration i övergången mellan flamröret och turbinens första rotor. Andra varianter som sannolikt blir mellansteg är AM-tillverkade komponenter, till exempel icke-roterande ledskenor och värmesköldar. Den största anledningen med dessa är sannolikt lägre kyl Luftförbrukning eftersom dessa kylsystem kan göras mycket bättre än dagens gjutna blad³. Den stora vinsten med detta är att man kan höja avgastemperaturen för gasturbinerna utan att öka eldningstemperaturen, som potentiellt resulterar i högre NO_x. En ökad avgas-temperatur innebär ökad medeltemperatur för värmeförsel i bottenkylaren och därför högre verkningsgrad för kombiprocessen. Detta förutsätter givetvis att motsvarande ångturbin teknologi finns tillgänglig för annars blir detta en exergiförlust i processen.

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.

¹ Beroende på batteriets storlek

² 1,8...2,0 procentenheter verkningsgradspotential för gaskombianläggning – dock begränsat till "mindre enheter.

³ Siemens har introducerat "mikrokanaler" i 9000HL för maximal kyleffektivitet.

Summary

Sweden has ambitious targets for increasing the electric load in the coming years. One can expect the increase in load will be two-fold compared to today's load. The maximum grid load today 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 be part of this system as highly flexible assets.

Today, Sweden has a fleet consisting of approximately forty aging units for non-spinning reserves. Most units are aero derivatives, which 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 remarkably 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 most of the heat duty is displaced toward the HP section – hence, there is 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 was proven less successful because of the low electricity prices before 2021 (and high natural gas prices). The plant was written off for financial reasons and under de-commissioning, but the process has been reversed, and the plant will be back in operation in 2025.

The level of flexibility and availability of renewable fuels strongly drives the future of gas turbines in a Swedish context. 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 '90s has been breached, and the standard of today is 63 percent to 64 percent net efficiency. The stated figures depend on external limitations such as available cooling water temperature, etc. Most gas turbines per se can be started and fully loaded within 5 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.

In the not-too-distant future, gas turbines will be able to, on a commercial level, combust renewable fuels such as hydrogen, E-methanol, and ammonia. Currently, there are intense development activities related to the mentioned fuels within all OEMs, and it is just a matter of time before commercial products are available. The issue with such fuels is that lean-premixed combustion systems are the fuel mixing process (i.e., time, velocities, ...) per se. The momentum ratios govern the process for the gas and the air, which can be shown to be controlled by the Wobbe index. In addition to the mixing process, the rest of the conventional issues with kinetics

(e.g., flash-back, etc.) still apply. The key success factor for introducing hydrogen as a fuel is additive manufacturing (AM) of critical components. In addition to the mentioned gaseous fuels, other liquid renewable fuels may become important in the future. One issue with hydrogen is the cryogenic storage on site; the same issues apply to ammonia. It is, therefore, safe to assume that renewable fuels such as HVO will be utilized in gas turbines. One issue with liquid fuels is the potential risk of having aggressive corrosion problems for the blades. However, fuels such as the mentioned HVO appear to fulfill common fuel specifications and could be ready to go. A caveat: one should always consult the OEM under question before changing the fuel.

All prominent OEMs offer plant solutions that incorporate batteries for a fast response. This means power at a certain rating is available within 100...250 milliseconds. The rating depends on the available battery capacity but offers spinning-reserve ability at an unprecedented response time compared to all other means of power production. The battery capacity is typically used during the gas turbine start-up and the loading sequence. The battery can also be used as an extra power capacity when the gas turbine is already operating.

Possible major technology steps that are to be expected are (i) constant volume combustion ("pressure gain combustion") and (ii) replacing the first guide vane in the turbine with acceleration in the transition between the combustor liner and the turbine's first rotor (hence no stator that requires cooling). The latter is probably in a rather near future.

Another expected intermediate stage is additive manufacturing, where laser sintering of non-rotating components (guide vanes and heat shields) is performed. The main reason for this is probably lower cooling air consumption, as these cooling systems can be made much better than today's cast blades. The advantage is that one can raise the exhaust temperature for the gas turbines without increasing the combustion temperature, potentially resulting in higher NO_x. An increased exhaust temperature means an increase in the average temperature for heat supply in the bottom cycle and higher efficiency for the combined cycle. This, of course, assumes that the corresponding steam turbine technology is available. Otherwise, this becomes an exergy loss.

The Swedish non-spinning gas turbine fleet has a rather low level of utilization. Most units have not been operated for more than a limited number of hours. This means there is a substantial remaining life for the hot components before the end-of-life replacement of the entire engine. In a sense, this margin can be utilized to increase the power output. The work in the project has shown that the 18 MW PP4 units can increase 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

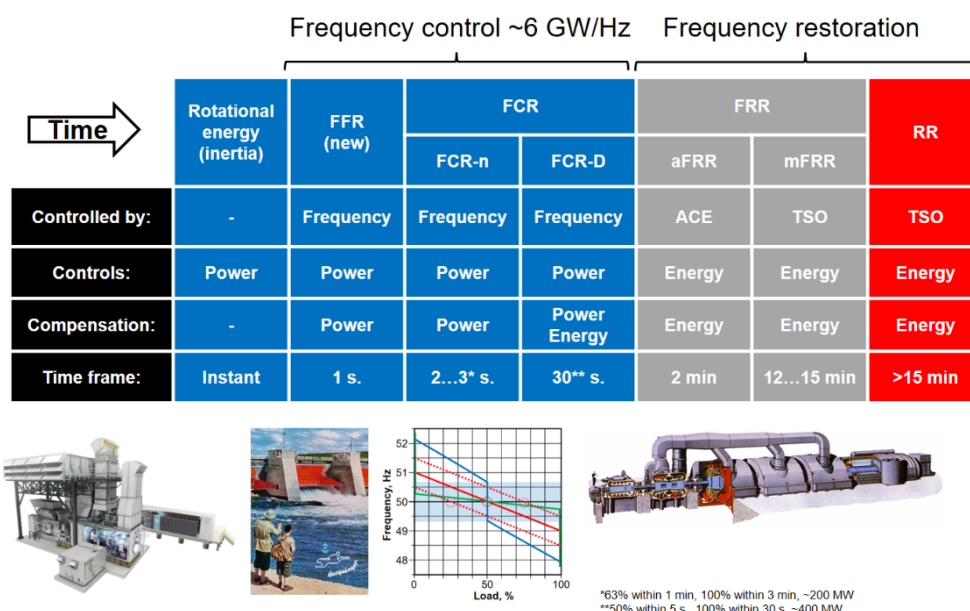
1	Gasturbiner i Sverige	10
1.1	Vindkraft – ersättningskapacitet	12
2	Svenska gasturbiner	15
3	Introduktion till gasturbiner och flexibilitet	18
3.1	Flexibilitet - introduktion	19
3.2	Batterikoncept	28
4	Olika maskinarrangemang	30
4.1	Dynamik – aspekter	35
4.2	En- och fleraxlig variant av ”samma” maskin	36
4.3	Eldningstemperatur	37
5	Gasturbiner i framtiden	39
5.1	Vätgas och andra elektrobränslen	40
5.2	Koldioxidavskiljning - CCS	44
5.3	OxyFuel och Allam-Fetvedt	45
5.4	Förnybara gasformiga bränslen	46
5.5	Flytande förnybara bränslen	50
5.6	Slutsats	50
6	Flexibilitet	51
6.1	Turn-down	51
6.1.1	Brännkammare	51
6.1.2	Kompressorer	52
6.2	Kompressorer och ”gride code” problematik	53
6.3	SSS-koppling och roterande generator	54
6.3.1	Fleraxliga maskiner utan SSS-koppling	54
6.4	Off-design (dellast) strategi kombicykel	54
7	Mobila installationer	56
8	Flytande bränslen	58
8.1	Flytande förnybara bränslen i gasturbiner	60
8.2	Typer av brännare	60
9	Bottencykler – ORC och sCO₂	63
9.1	Organisk Rankinecykel	63
9.2	Superkritisk CO ₂	66
10	Nya maskiner	68
10.1	Nya maskiner	68
10.2	Kostnad	69
10.3	Prestanda och kostnader - Enkel cykel	70
10.4	Prestanda och kostnader - Kombicykel	72
10.5	Produktionskostnad	74

10.5.1	Approx. produktionskostnad vid 500 timmar drift	76
10.5.2	Approx. produktionskostnad vid 5000 timmar drift	77
10.5.3	Förbättrad/fördjupad analys	78
10.5.4	HVO samt Metanol	85
11	RfG-problematik och gasturbiner	87
11.1	Introduktion – H-värde och feltålighet	87
11.2	Påverkan av RfG på gasturbiner	89
12	Ökad eldning – äldre maskiner	91
12.1	Ökad eldningstemperatur – beräkning av effektökning	91
12.2	Effektökning Stal-Laval PP4	93
12.2.1	Effektökning 850...880°C	95
12.2.2	Flat rate	96
13	Referenser	98

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 (FRR) 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 varvtsregulatorerna⁴. Denna reglering är en ren P-länk⁵ 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 bortfall⁶ minus cirka 200 MW självreglering pga. elmotorer. 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 framtid⁷. Figuren nedan visar den generella strukturen för frekvenshållning.



Figur 1-1 Frekvensreglering elnät – Baseras på diverse källor (tex SVK)

⁴ FCR-N (Frequency Containment Reserve - Normal)

⁵ Proportionell, dvs. utsignalen från regulatoren är proportionell mot avvikelserna plus en bias från börvärdet

⁶ FCR-D (Frequency Containment Reserve - Disturbance)

⁷ Efter kärnkraftseran måste vi fortfarande kunna hantera exempelvis ett ställverksfel på Harsprånget eller trip OL3 (1 600-200=1 400 MW)

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

$$\frac{df}{dt} = \frac{\Delta P - \overbrace{\frac{a}{100} \cdot P_{\text{init}} \cdot (f_{\text{nom}} - f)}^{\text{Self regulating}}}{P_{\text{Nom}}} \cdot f_{\text{Nom}}^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot f \cdot H} \quad (1-1)$$

Ekvationen ger också vid handen att systemet bör ha en lämplig tröghetskonstant (H) 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. Man kan även notera att snabb ersättningskapacitet FRR (P_{reserv}) minskar frekvensfallet (derivatan). Tröghetskonstanten definieras som:

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

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 tre till fyra sekunder trots en mycket tung rotor och ett typiskt kärnkraftverk har det dubbla. Det är mycket vanligt (t ex SVK) att använda produkten av tidskonstanten och nominell effekt eftersom denna ger lagrad energireserv.

Enaxliga maskiner har mycket höga siffror och exempelvis en 275 MW GE Frame 9F har 10.6 sekunder [1] ($I = 59,078 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$). Omräknat till rotationsenergi dvs. 10,6 sekunder \times 275 MW får man 2,915 MWs eller cirka 2,9 GWs. Det nordiska systemet har i skrivande stund cirka 190 GWs och då skulle gasturbinen motsvara cirka 1.5 procent av det totala. Fleraxliga maskiner har mycket lägre nivåer eftersom dessa baseras enbart på kraftturbinen och generatoren. Typiskt kan man förvänta sig 1...3 sekunder för ett typiskt flygderivat och "lätt" industrimaskin. I RfG stipuleras explicit ingen nivå för H-värdet utan i stället krävs maskinens feltålighet (FRT) i tid vid en mycket låg spänningsnivå. Genom att integrera ekvationen ovan två gånger (vid tiden = 0), antar att effekten går mot noll (dvs. $\Delta P = P_{\text{nom}}$) och räknar om till grader, erhåller man ett samband för hur många grader rotorn "ligger fel" i fältet som funktion av tid:

$$\Delta \varphi_{\text{rotor}} = \frac{90}{H} \cdot f_{\text{nom}} \cdot t^2$$

Dvs. ett stort H-värde minskar risken för att generatoren ska falla ur fas. I detta fall har diskussionen begränsats till rotorns fysiska vinkelläge – i tillägg till denna måste man också inkludera generatorns lastvinkel där spännings-regleringen, som styr flödet av EMK via magnetiseringen i rotorn, kommer att inverka. Skulle lastvinkeln överstiga 90° kommer generatoren att falla ur fas.

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 vätgas⁸ – dvs. vara en del i ett energilagring 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 primärt användas för transportändamål i lastbilar, fartyg och flygplan. Detta eftersom batterierna under överskådlig framtid kommer ha högre vikt (och volym) per energienhet jämfört med exempelvis diesel eller Jet-A1. Värmevärdet för dessa bränslen 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 VINDKRAFT – ERSÄTTNINGSKAPACITET

Vindkraft kommer att få stor betydelse i en svensk kontext i omställningen till ett förnybart energisystem. I Sverige finns i dag 13...14 GW tillgänglig vattenkraft-effekt medan maxbehovet är i storleksordningen 25 GW. Skillnaden i kapacitet (ca 12 GW) utgörs i huvudsak av vindkraft, kärnkraft och äldre kraftvärme. Svensk kärnkraft har hög tillgänglighet i sin roll för basproduktion och konkurrenskraftiga produktionspriser, men de befintliga anläggningarna kommer pga. åldersskäl att behöva fasas ut i framtiden. Ny svensk konventionell storskalig kärnkraft på kommersiella villkor är mindre sannolik pga dagens höga kostnader som möjligtvis kommer att ligga i intervallet 130...204 USD/kWh⁹ [2]. Den nya anläggningen i Olkiluoto (TVO OL3) har drabbats av avsevärda förseningar och mycket höga kostnader för leverantören med resultatet att väldigt få skulle ta en mycket stor risk att uppföra något motsvarande i Sverige. Den totala kostnaden (EPC och kapitalkostnad under byggnation) uppges vara i intervallet 7 800...12 800 USD/kW. Omräknat till en 1 600 MW anläggning får man en ungefärlig kostnad för anläggningen på 20,5 Miljarder Dollar. Utbyggnad av konventionell kärnkraft pågår alljämt i världen och i Japan forskar man exempelvis på gaskylda (helium) reaktorer för el och exempelvis vätgasproduktion.

Sedan ett antal år diskuteras mindre kärnkraftsanläggningar där nettoeffekten understiger 200 MW. Syftet med mindre storlekar är lägre kostnader pga modularitet och serieproduktion av reaktormoduler. I ett första skede kommer dessa sannolikt vara vattenkylda reaktorer, men även här kan gaskylda vara ett alternativ.

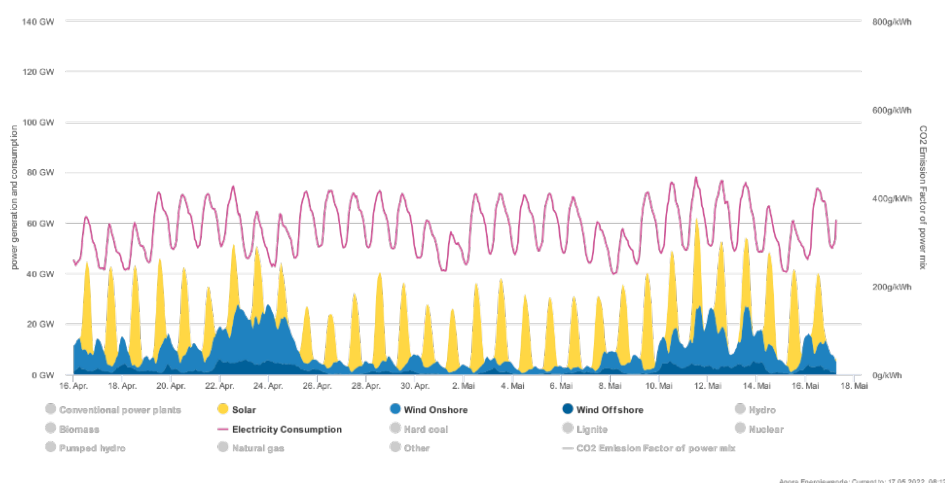
Detta innebär att man, i en svensk kontext, måste säkra produktion i storleksordningen 12 GW (exklusive elektrifiering av både fordonsflottan och industrin). Vind- och PV-kapacitet kan med säkerhet producera *energimängden* på

⁸ Ammoniak är ytterligare en möjlighet

⁹ Lazards rapport bygger på amerikanska avskrivningsregler

exempelvis årsbasis¹⁰ som övriga produktionsslag står för idag och, tillsammans med lager, hantera variationer i produktion och konsumtion på dygnsbasis. I exempelvis Tyskland fanns det 2021 mer än cirka 65 (+) GW installerad vindkapacitet vilket är imponerande. Under 2017 var maximal producerad vindeffekt 39,4 GW, medelproduktion var 11.7 GW och minsta produktion var mindre än 0,3 GW. Motsvarande siffror för 2016 var 50,0, 33,8, 8,8 och 0,2 GW. Standardavvikelsen för medelvärdet var 6.8 GW som i sammanhanget blir betydande. Detta innebär att minsta statistiskt säkerställda produktionen var 0,28 procent av installerad effekt i Tyskland under både 2016 och 2017.

Figuren nedan visar produktionsmixen i Tyskland i december 2022 där, under fjorton dygn, ingen nämnvärd vindkraft producerades. Detta innebar att i det närmaste all el producerades med annan konventionell produktion¹¹ under denna tid – se figur:

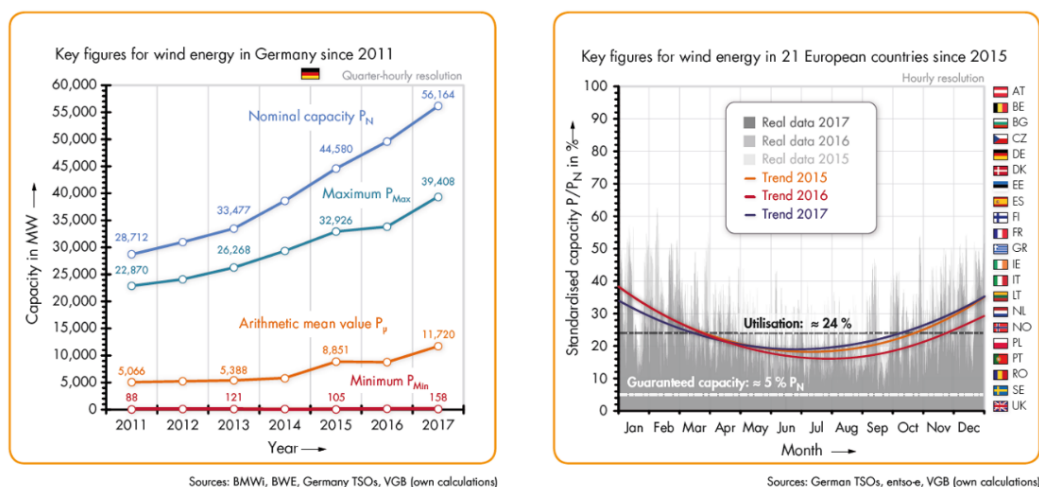


Figur 1-2 Vind- och PV-produktion Tyskland april/maj 2022.

Ofta anges argumentet att det endast är fråga om överföringskapacitet och att det skulle lösa problematiken med planerbarheten. Figuren nedan visar vindkraftsproduktionen för 21 länder i EU sedan 2015 och *fem procent produktion av installerad är statistiskt säkerställd* (garanterad) samt en medelkapacitetsfaktor om 25 procent [3].

¹⁰ Egentligen endast en fråga om installerad kapacitet

¹¹ Ställer stora krav på massiv lagringskapacitet ~ 4 gånger större än Sveriges hela elbehov under 4 dygn



Figur 1-3 Vindkraftsstatistik Tyskland 2016–2017 samt vindkraftsproduktion i 21 EU-länder 2015-2017

Slutsatsen av detta är att det krävs i storleksordningen 100 procent ersättningskapacitet för vindkraft i någon form. Moderna vindkraftverk har höga kapacitetsfaktorer och stora havsbaserade installationer kan nå mycket höga nivåer. Detta kommer givetvis att öka produktionsmöjligheterna men tar inte bort det etablerade faktumet att det inte alltid blåser.

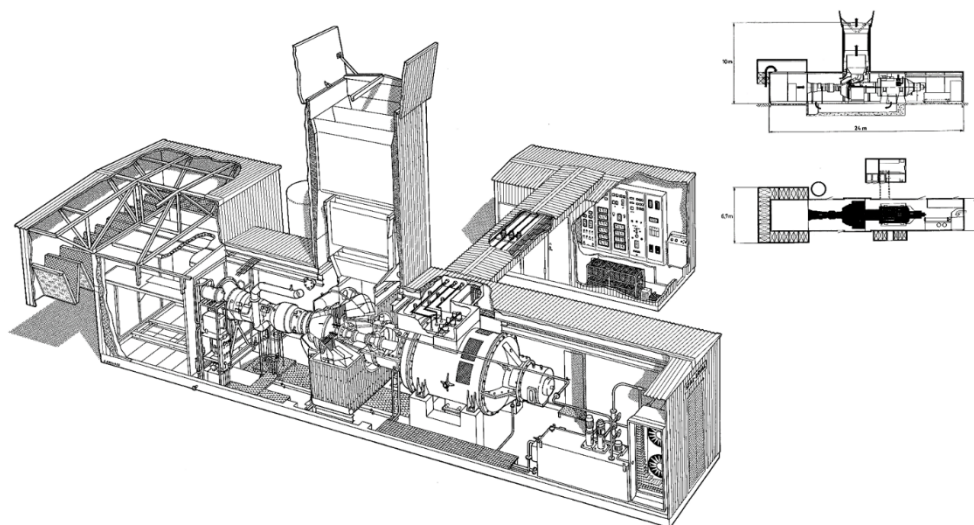
2 Svenska gasturbiner

Tabellen nedan baseras väsentligen på [4] och har uppdaterats i de fall mer aktuell information förekommer. Stationsnamn och beställare är maskerade.

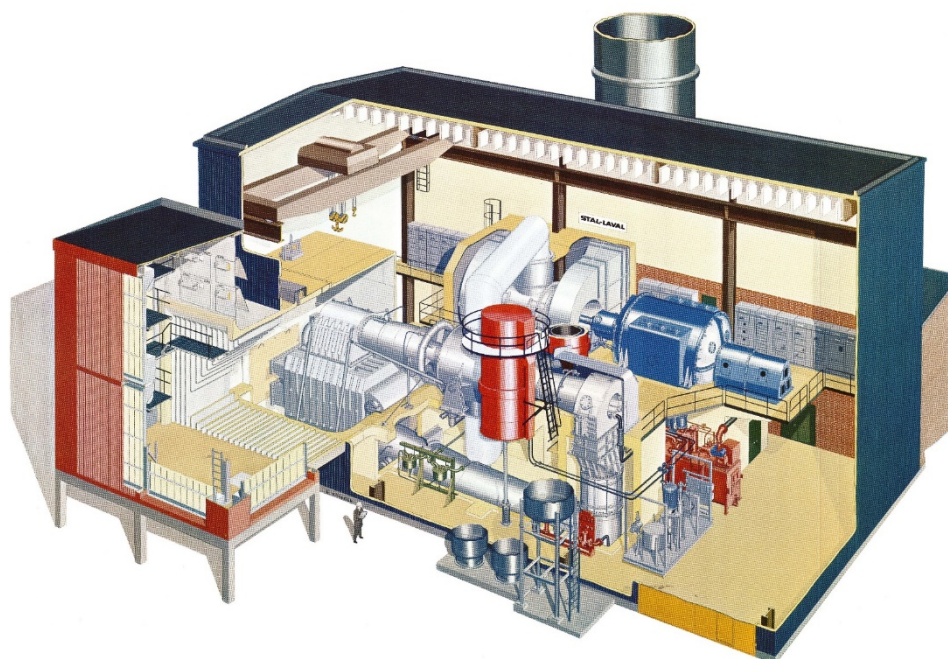
Station	Beställare	Maskin	Effekt	Bränsle	År	Status	Kommentar
		SL GT35	10	HFO	56	-	Säld
		BBC	30	HFO	57	-	Skrotad
		SL GT120	44	HFO	59	-	Skrotad
		BBC	30	HFO	61	-	Skrotad
		SL GT120	45	HFO	62	-	Skrotad
		SL PP3	10	Fotogen	65	Drift	Skrotad
		SL PP3	12	Fotogen	68	-	
		SL PP3	12	Fotogen	69	Drift	Skrotad
		SL PP3	12	Fotogen	69	Drift	
		SL PP3	12	Fotogen	69	-	Konserverad
		SL PPD3	26	Fotogen	69	-	Skrotad
		SL GT120	54	GO	69	Drift	Skrotad
		SL GT120	2·67	GO	71	Drift	
		PP Avon	12	Fotogen	71	Drift	Stal-Laval
		SL PP3	12	Fotogen	71	-	Konserverad
		SL GT120	67	GO	72	Drift	
		SL PPD4	2·40	Fotogen	73	Drift	
		SL PPD4	40	Fotogen	73	Drift	
		SL PPD4	2·40	Fotogen	74	Drift	
		SL GT120	2·67	GO	75	Drift	
		Olympus	37	Fotogen	?	Drift	GEC (R-R)
		Avon	60	Fotogen	?	Drift	GEC
		Avon	4·60	Fotogen	?	Drift	GEC
		Avon	4·60	Fotogen	?	-	

Station	Beställare	Maskin	Effekt	Bränsle	År	Status	Kommentar
		V93.0	2·63	GO	72	Drift	
		SL PPD4	2·40	Fotogen	75	Drift	40 MW
		SL GT35B	14	GO	79	?	
		SL GT200	83	GO	79	Såld	
		SL GT35B	14	Gas	80	-	Skrotad
		Avon	2·63	Fotogen	?	Drift	GEC
		GT35P	89	Kol	89	Drift	PFBC
		GT10B	22	NG	91	-	Såld
		GT10B	22	GO	91	-	Flyttad
		GT10B	22	NG	91	Flyttad	
		V94.2	172	NG/GO	93	Drift	
		Centaur	4	GO	?	?	Solar
		Centaur	4	GO	?	?	Skrotad
		Centaur	4	C3	?	?	
		GT10B	25	GO	94	?	
		GT35C	2·17	HFO/GO	96	Drift	Upplaggd
		Alstom	15	GO	99	?	
		GTX100	43	NG/GO	00	Drift	
		GTX100	3·43	NG/GO	04	Drift	Kombi
		GE 9.FB	400	NG/GO	08	-	
		SGT-800	54	EO1/HVO	23	Drift	

Figureerna på nästa sida visar en typisk "Power Pac" och en GT120 från STAL-LAVAL (nu Siemens i Finspång)



Figur 2-1 Power-Pac gasturbin (STAL-LAVAL)



Figur 2-1 STAL-LAVAL GT120 (STAL-LAVAL) – exempelvis Stallbacka, Kimstad, Värtn¹² och Halmstad

¹² Skrotad

3 Introduktion till gasturbiner och flexibilitet

Syftet med kapitel tre 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 till 64 procent. Det gör att kombicykeln har den bästa verkningsgraden av alla "termiska" anläggningar. Mycket hög flexibilitet och förhållandevis låga – eller inga direkta¹³ – 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 MW¹⁴ 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 radikalt och efterfrågan är cirka en faktor fyra lägre än kapaciteten. Detta har gjort att alla tillverkarna har lönsamhetsproblem¹⁵ 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 [5] 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 verkningsgrad¹⁶, vilket är 5 procentenheter över den bästa gasturbinen¹⁷. 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 i den fundamentala arbetsprincipen¹⁸. Ur ett rent flexibilitetsperspektiv är kolvmotorn snabbare att starta och lasta på (typiskt ett par minuter) medan gasturbinen normalt sett tar 10 minuter (i princip oavsett storlek). Ur ett bränsleflexibilitetsperspektiv är båda maskintyperna "flexibla" men sedvanlig Wobbe-index problematik¹⁹ föreligger tillsammans med kinetik-relaterade

¹³ Vid eldning av förnybara bränslen, ammoniak eller vätgas

¹⁴ Baseras på två 500 MW gasturbiner och en gemensam ångturbin.

¹⁵ Siemens avser att minska personalstyrkan med cirka 7 000 personer och GE med 14 000 (2017).

¹⁶ Wärtsilä 31 0,1706 kg/kWh (49,42 % verkningsgrad @42 700 kJ/kg) och motsvarande verkningsgrad för gasbränsle

¹⁷ General Electric LMS100 (43,6/44,7 procent)

¹⁸ Joule-Brayton jämfört med Diesel/Otto (Seiliger)

¹⁹ Ventiler, rör och spridare/munstycken för korrekt impulsförhållande

problem²⁰. Gasturbinen har avsevärt lägre emissionsnivåer är motsvarande kolvmotor. En annan stor fördel illustreras enklast med att jämföra en gaseldad anläggning med 10 kolvmotorer som utvecklar 550 kW/cylinder²¹ 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 och man bör räkna 3,4 till 4,0 USD per producerad MWh som schablon. *Man kan också anta att servicekostnaden under 80,000 drifttimmar är ungefär samma som 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.

Servicemarknaden har ändrat sig mycket under de senaste åren med mer icke-OEM lösningar. Ett relativt nytt fenomen är att man köper andra leverantörers anläggningar (av deras kunder) för att sedan skanna och röntga komponenter – för att sedan utveckla egna serviceprodukter. Marginalerna vid nyförsäljning är inte publika men man kan med säkerhet säga att dessa är under 10 procent och vikten av servicemarknaden inses lätt med siffrorna ovan.

Service för "äldre" maskiner är avsevärt billigare eftersom teknologinivån är lägre och att det samtidigt finns en uppsjö av kompetenta leverantörer. Till detta kommer en uppsjö av andrahandskomponenter som antingen nytillverkats eller renoverats till nyskick²². Vissa väljer att renovera sina egna delar som man har koll på hur de har använts och förmodade skador medan andra köper från marknaden (open pool).

3.1 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 direkt budget för cykler. Detta innebär att man kan starta och stoppa flera gånger per dag i exempelvis fem år utan någon egentlig extra underhållsinsats. Den stora fundamentala skillnaden ligger huvudsakligen 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

²⁰ Exempelvis flamhastighet

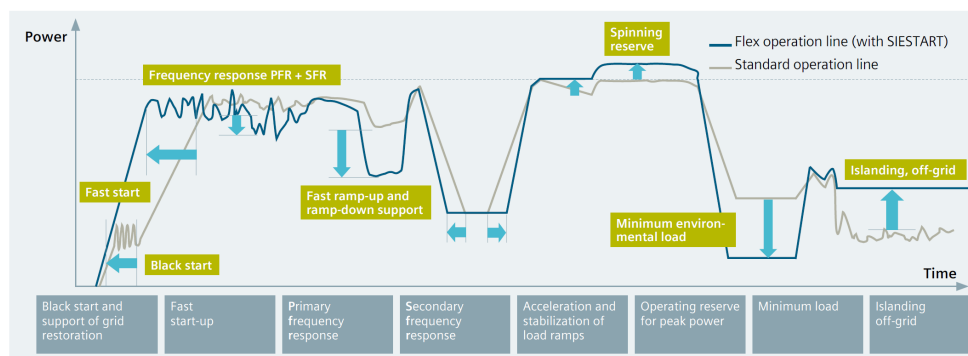
²¹ Wärtsilä 31

²² Exempelvis Liburdi i Canada

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 ursprungsmotorn²³). 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 sålt²⁴. Denna anläggning tar i storleksordningen ett par timmar att starta²⁵ 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 som är lokaliserade före och efter slut- och mellanöverhettaren.

Figuren nedan (Figur 3-1) visar hur situationen (eller rättare sagt vad man måste konstruera för i dag) ser ut för 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 statikreglering²⁶ 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). I stället måste man tillföra annan produktion som antingen är roterande eller batteri/bränslecell.



Figur 3-1 Exempel på olika driftformer (källa: Siemens)

²³ Exempelvis är Rolls-Royce RB-211 treaxlig som flygmotor medan GE LM2500 (TF-39) är tvåaxlig.

²⁴ Uniper (Sydkraft AB) ansökte om att få avveckla anläggningen -18, vilket beviljades av Elberedskapsmyndigheten (SVK)

²⁵ Gasturbinen (General Electric 9F.04) bedöms ha förutsättningar för 10 minuter till 15 minuters starttid

²⁶ Eng. speed droop

I Figur 3-1 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. En snabbstart kommer relativt en normal dito resultera i: (i) lägre bränsleförbrukning²⁷, (ii) minskade emissioner och (iii) högre dispatch ranking. I tillägg till det tidigare 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 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 normal vädring utföras. Flytande bränslen är mer problematiska och principen är att alltid vädra eftersom en "pöl" kan ge stora mängder brännbar (explosiv) gas.

För en gaskombi kan starttiden avsevärt minskas med en bypass skorsten och spjäll för reglering av temperatur- och tryck förlopp i högtrycksdomen (systemet). Detta innebär att man termiskt kopplar "isär" gasturbinen och avgaspannan och att gasturbinen kan starta så snabbt som denna medger (spänningsnivåer, startmotor, brännkammare, etc.). Ett annat förslag är att introducera kallluft till gasturbinens avgaskanal med hjälp av fläktar. Ångan till ångturbinens tempereras till lämplig nivå (för minimala rotorspänningar pga. temperaturgradienter) med hjälp av stora sprayångkylare i och efter slutöverhettaren. I de flesta fall kan man anta att LCF står för 2/3 av rotorns livslängdsförbrukning och 1/3 är kryp.

I vissa fall kan starttiden begränsas av andra saker än pannan, gas- och ångturbinen nämligen ångkemin och kapacitet för dränage av exempelvis överhettare och andra lågpunkter i panna och ångsystem. Ångkemin är kritisk för både avgaspannan och turbinen och måste hållas inom stipulerade gränser för att undvika allvarliga problem. Ett klassiskt sådant är utmattningsbrott pga. spänningskorrosion (SCC) i ångturbinens slutsteg – där den höga spänningsnivån och klorider tillsammans bildar sprickor.

Starttiden definieras normalt från när gasturbinen lämnar sitt baxvarvtal tills ångturbinens reglerventil är fullt öppen (VWO) och båda bypass-stationerna²⁸ 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.

²⁷ Särskilt viktigt vid daglig start och stopp

²⁸ Högtrycks och varm reheat (dvs. innan HP- och IP turbin)

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 eldningsstemperatur för fleraxliga maskiner – medan flygderivaten normalt har tunnare turbinskivor som får mindre temperaturgradienter vilket gör dem mindre känsliga.

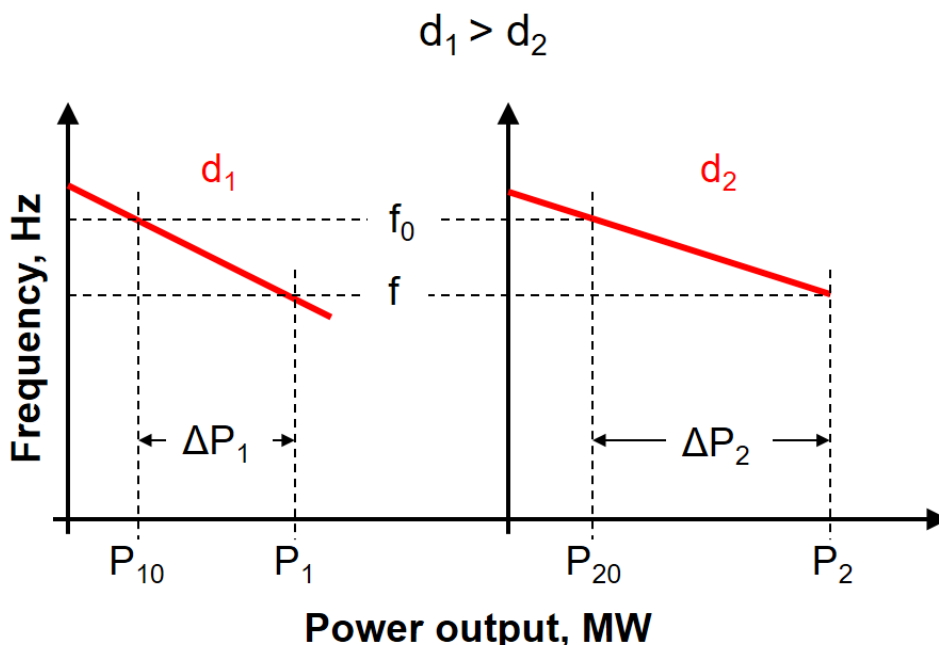
Oftast har man 4 procent till 5 procent varvtalsstatik i turbinregulatorn.

Själva regulatorn opererar som en ren P-länk dvs. utsignalen är frekvensavvikelsen multiplicerat med inversen av droop-värdet i decimalform. Utan denna reglerform skulle det råda kaos i elnätet och det är bara vid rena ö-nät som man kan ha isokron reglering (dvs. konstant varvtal) där regulatorn faktiskt har en I-länk.

För att illustrera vikten av droop kan man demonstrera vad som händer i ett 100-pu nät vid 50 Hz om 20 p.u. försvinner momentant. I nätet finns fyra generatorer som har 30, 20, 35 respektive 15 p.u. last. Efter lastfrånslaget blir frekvensen 50,4 Hz pga. överproduktionen (100 minus 80 p.u.). Man kan då med ekvationen ovan visa att laständringen för enhet nummer ett blir:

$$\Delta P = \frac{0.4/50}{4} \cdot 100 \cdot 30 = 6 \text{ p.u.}$$

Detta innebär att enhet nummer ett kommer ha en ny last om 24 p.u. i stället för 30 medan enhet 2 får 16 i stället för 20 osv. Den stora fördelen och det som förhindrar kaos i nätet är att alla maskiner har sin fördelning och inte försöker reglera frekvensen till exakt 50 Hz. Figuren nedan visar resonemanget schematiskt:



Figur 3-3 Varvtalsstatik (effektsvar) för två turbiner med olika droop

Sekundärreglering (FRR)

Sekundärreglering är ren effektreglering 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, kompressorfladder²⁹ och problem i brännkamar-systemet.

Denna typ av reglering används för att återställa frekvensen (frekvensfelet från primärregleringen) i nätet. Effektmarginalen till fullast brukar kallas "spinning reserve" i engelskspråkig litteratur 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 varmare och på så sätt får högre gasturbineffekt – till priset av kortare livslängd. Denna möjlighet är i praktiken begränsad eftersom moderna maskiner eldas varmt (1,500 °C till 1,650 °C) och det finns därför små marginaler för högre temperaturer. Man får alltid högre NO_x-utsläpp vid varmare eldning och detta kan också begränsa flexibiliteten beroende på vad som stipuleras i 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 för "övereldning". 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:

$$EOH = OH \cdot MF$$

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

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

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 erhåller en faktor 10 för 56 °C i eldnings-temperatur, faktor 1,0 för nominell. En minskning (dvs. dellast) med 56 °C ger en faktor 0,5.

²⁹ Aero-elastiskt fenomen där man förlorar den aerodynamiska dämpningen av naturliga svängnings-/modalformer i beskovlingen.

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 månaden³⁰ 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 proportionell 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 vatten³¹ 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 i stället på stegnivå. Givetvis kan man starta on-line tvätten vid ett lämpligt tillfälle!

Ytterligare en möjlighet är enaxliga maskiner är att "öppna" inloppsledskenan (och de variabla stegen) ytterligare än vad som avsågs vid konstruktionen³². En mer djuplodande diskussion är av platsbrist inte lämplig här och därför begränsas diskussionen till rudimentär nivå. Man får högre meridionalhastighet (dvs. volymflöde) och därmed högre effekt. I Figur 6-2 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 vid nedre delen av skovelhöjden, eftersom man normalt vill begränsa det relativa Machtalet in i första

³⁰ Årliga emissionsmätningar kräver längre drifttider.

³¹ Eng. High-fogging

³² 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.

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 i stället 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 flygderivat³³) har inte denna möjlighet i praktiken utan gasturbinens driftlinje bestämmer flödet oberoende av variabel kompressor-geometri. 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 gasturbin-utveckling 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 eller inloppsvärmning³⁴ 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

³³ Compoundmaskiner där kompressorn är kopplad till "lastturbin" med synkront varvtal

³⁴ Endast vid kombianläggningar med vatten från ekonomisern

brännkammaren avsevärt och är sannolikt heller inte lämpligt vid filmkylning av första ledskenan eftersom tryckfallet kommer att variera.

Det finns andra begräsningar 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 med kondensat för att kyla beskovlingen under 10 till 15 procent ångturbinbelastning. Ett bevis för att virvlarna existerar i praktiken är att man normalt får lättare erosionsskador av kylvattnet på bakkanten vid nedre delen av rotorbladen i den sista skovelraden. Risken för turbinskador är emellertid stor och drift i ventilations-området bör undvikas. Ett ytterligare skydd är att införa en L-1 temperaturgivare (mäter temperaturen vid ytterdelen mellan två ledskenor). En högre temperatur i L-1 än i turbinavloppet är en indikation på ventilationsarbete.

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, generatorm reläskydd etc. Det vanliga för kombianläggningar är att man låter ångturbinen trippa vid övergång till husturbindrif och går över till dumpdrift med öppen turbinbypass(er).

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

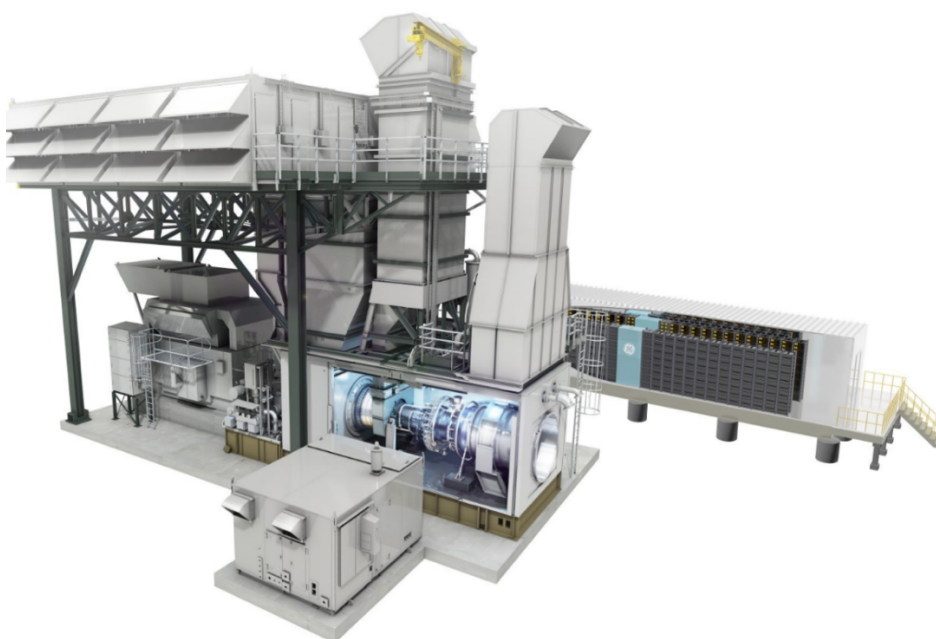
Vissa av momenten som turbinregulatorm ska hantera vid lastfrånslag bygger på att bränslesammansättningen är oförändrad sedan intrimningen och inte direkt reglering. Detta är en av de stora utmaningarna för att nå riktig bränsleflexibilitet för gasturbiner.

Vid ö-drift ställs normalt droop till (nära) noll för isokron drift samt i vissa fall adderar en I-länk i varvtalsregulatorm.

3.2 BATTERIKONCEPT

Siemens, Solar, General Electric och Mitsubishi Power Systems har kommersiellt tillgängliga koncept där man kombinerar gasturbinen med ett batterilager. Detta *kan*³⁵ dimensioneras för nominell effekt under tiden som gasturbinen startar och lastar på vilket normalt tar under 5...10 minuter. Detta gör att man kan klassa hela anläggningen som "spinning reserve" eftersom hela nominella batterieffekten finns tillgänglig inom exempelvis 100...250 millisekunder efter tillslagsorder. En stor fördel är att man inte behöver fasa på samma sätt som med en roterande maskin och sparar på så sätt värdefull tid innan brytaren kan slutas.

Bilden nedan visar ett exempel från General Electric (LM6000):



Figur 3-3 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. Batterikapaciteten är 10 MW (4,3 MWh) och täcker denna effekt tills gasturbinen är i drift. Sammanfattningsvis har systemet följande egenskaper i stand-by mode:

- 250 millisekunder tillslagstid
- 50 MW reservkapacitet inom mindre än 10 minuter
- Primär frekvensregleringskapacitet (FCR-N)
- 5...-8 MVA_r faskompensering
- 134 MWs tröghetskonstant
- Dödnätsstart

³⁵ Finns egentligen ingen begränsning bortom tillgänglig batterikapacitet

När gasturbinen är i drift:

- 50 MW (+) effekt med en verkningsgrad på 41,3 procent
- 25 MW "snabb" respons
- 10 MW peak med batteriet

GE LM6000™ är ett flygderivat från GEs standardmotor för Boeing 747 och har därmed "inbyggd" flexibilitet i termer av start och stopp. Flottan av LM6000 består av 1 270 enheter och har 37 miljoner drifttimmar. Turbinen är en "komponent-maskin" där lågtryckskompressorn är kopplad till lågtrycksturbinen som också är kraftturbin – dvs. en tvåaxlig maskin. Inneraxeln med högtrycks-kompressorn och högtrycksturbinen bildar kärnmotorn på samma sätt för flygplansmotorn. Valet av denna maskin beror sannolikt på att den redan finns och har god prestanda. Vid start måste därför hela strängen startas och detta ger större starteffekt än för motsvarande "vanlig" tvåaxlig maskin. Dvs. man hade kunnat ha ett mindre batteri om man hade valt en tvåaxlig maskin där bara gasgeneratoren behöver el-start och därmed lägre effektkrav.

Siemens har motsvarande koncept med ett 80 MW BESS tillsammans med en SGT-800 i kombiutförande. Detta innebär att prestanda blir avsevärt bättre (cirka 15 procentenheter) än för enkelcykel.

Teknologin är möjlig att införa på befintliga gasturbiner eftersom det inte innebär något större ingrepp i befintlig hårdvara. Vissa maskiner har redan idag en diesel för att kunna starta mot dött nät och dessa skulle kunna ersättas direkt med batterilösningar.

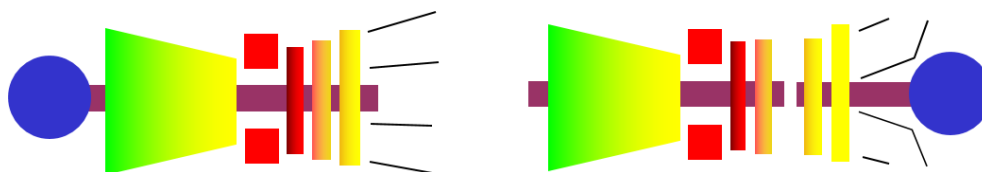
Kostnaden för batteriet i en Litium-jon baserad anläggning i 10 MW-klassen ligger i intervallet 240...451 USD/kWh [7]. Växelriktaren och övrig AC-utrustning adderar ytterligare 60...151 USD/kWh [7].

Denna teknologi är mycket lämplig som snabb frekvensrespons (FFR) eftersom effekten finns tillgänglig efter 0,1...0,25 sekunder.

I Sverige finns goda förutsättningar för dylika lösningar och ett bra exempel är batteriet som installeras i Uppsala av Vattenfall. I Uppsala finns även en Solar™ gasturbin som ägs av Vattenfall och möjligheterna är därför stora för en svensk demonstrationsanläggning.

4 Olika maskinarrangemang

Som tidigare nämnts finns det tre huvudsakliga arrangemang³⁶ men resonemanget här kommer att begränsas till en- respektive fleraxliga maskiner (Figur 4-1). 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 varvtal³⁷. Luftflödet kommer då att bibehållas genom maskinen och man får, mer eller mindre, samma effekt men vid ett högre gasgeneratorvarvtal (se exempelvis [8] 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 4-1 Olika gasturbinarrangemang (vänstra figuren visar enaxlig och högra tvåaxlig) [9]

I resonemanget används ordet fysiskt varvtal som i dagligt tal benämns "varvtal" men i ett gasturbinsammanhang är man oftast mer intresserad av det aerodynamiska varvtalet³⁸. 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 4-2). Detta sker genom att beskriva hastighetstrianglarna i form av Machtal³⁹ (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 [5]. Matematiskt kan en förenklad kompressorkarakteristik skrivas som:

³⁶ PFBC som exempelvis fanns i Värtan i Stockholm är en fjärde variant

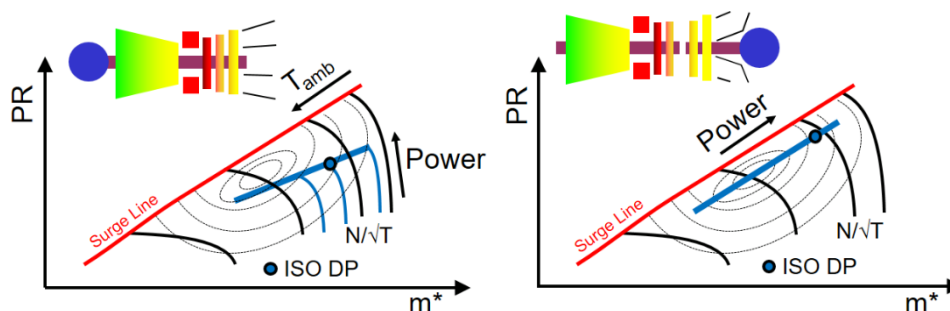
³⁷ Detta påverkar inte kraftturbinen so roterar med samma fysiska varvtal

³⁸ Kallas ibland för "normaliserat varvtal"

³⁹ Varje punkt i karakteristiken har unika hastighetstrianglar baserat på Machtal. I vissa fall utgår man från Buckingham's PI-teorem men det är otympligt och tillför inget (snarare hanteringen av γ blir besvärligare)

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

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 eldnings-temperatur 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 last⁴⁰ tills en maximal nivå erhålls inom den variabla geometriens reglerområde.

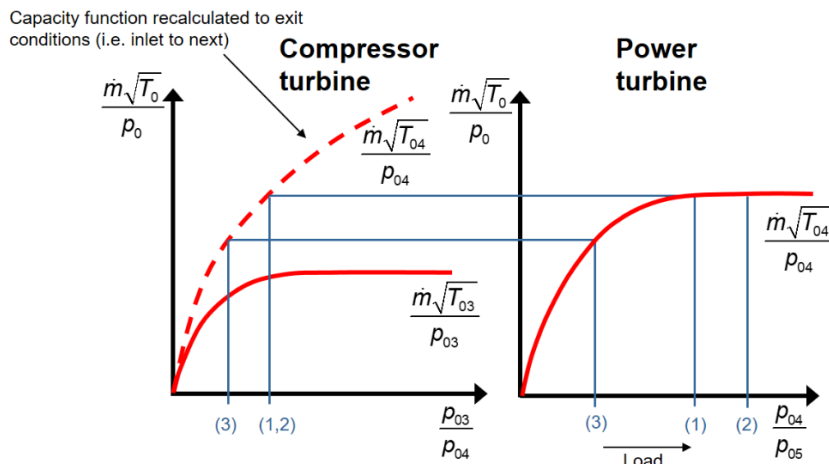


Figur 4-2 Kompressorkarakteristik för en- och fleraxlig gasturbin [9]

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 nedan för vidare förklaring. Mycket förenklat styr genomsläppligheten⁴¹ i kraftturbinen trycket framför denna och därmed fördelningen i värmefall mellan turbinerna. Man kan visa att om kraftturbinen är chokad så kommer kompressorturbinens tryckförhållande att vara konstant.

⁴⁰ Oftast initial en liten sänkning pga. något minskad eldnings-temperatur när man lämnar nominell maximal eldnings-temperatur.

⁴¹ Brukar kallas för ”vidhet”.



Figur 4-3 Matching kompressor- och kraftturbin [9]

Detta gör tillsammans med resonemanget om hur kompressorns variabla geometri påverkar varvtalet att det enda sättet att reglera lasten är att variera eldnings-temperaturen. Detta innebär exempelvis att eldnings-temperaturen sjunker vid dellast och att man kan få problem med emissioner av oförbrända 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 4-2) och kompressorturbinen kommer att ligga i designpunkten vilket borgar för hög verkningsgrad. Man kan också visa att en "riktig" gasturbins verkningsgrad till stor del är en funktion av brännkammarens temperaturökning. Den bakomliggande anledningen är att effekten av komponenternas "ineffektivitet" blir mindre dominerande om temperaturökningen i brännkammaren är stor. Här har också den tvåaxliga maskinen en "inbyggd" fördel när kraftturbinen inte längre chokar som ger lägre tryckförhållande över kompressorturbinen. Kraftturbinen kommer däremot att köras över ett relativt stort område med varierande verkningsgrad. Den enaxliga maskinen följer sin temperaturlinje i kompressor-karakteristiken (och IGV/VSV-krympning av karakteristiken) tillsammans med att turbinen har varierande tryckförhållande. Denna reglerform gör att avgas-temperaturen 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 kraftturbin eftersom gasgeneratoren inte kommer att tappa varvantal utan det endast är kraftturbinen som roterar långsammare⁴².

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:

$$\underbrace{P_{Startmotor}}_{(A)} + \underbrace{P_{Turbin}}_{(B)} + \underbrace{\Delta P \cdot I}_{(C)} - \underbrace{P_{Kompressor}}_{(D)} \geq 0$$

Där:

- (A) Startmotorns effekt
- (B) Turbineffekt (efter tändning)⁴³
- (C) Turbinens överskottseffekt för att nå den önskade accelerationen med systemet polära tröghet (I) – dvs. bränslerampen måste motsvara denna
- (D) Kompressorabsorberade effekt

Ekvationen ovan ger vid handen att en rotor med stor polär tröghet kräver större startmotoreffekt. Den tvåaxliga maskinen behöver bara accelerera gasgeneratoren 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 [6] för en fullständig diskussion). Den enaxliga har mycket litet vridmoment vid låga varvantal (därför bl.a. lyftolja) som varierar linjärt till nominellt vid fullast. Detta är ett av argumenten för att välja en fleraxlig maskin för applikationer med ”tung” last, ingen frekvenskänslighet och liten starteffekt.

Man kan visa analytiskt att vridmomentet för en två- eller fleraxlig gasturbin varierar med varvtalet enligt:

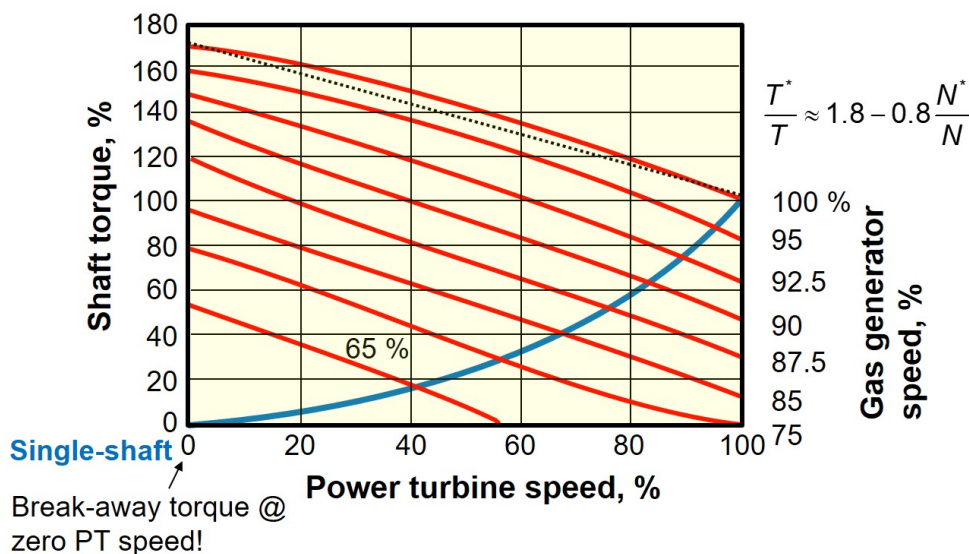
$$\frac{T^*}{T} = 2 - \frac{N^*}{N}$$

I tillägg till detta kan man få bättre dellastverkningsgrad med en fleraxlig maskin. Exakt hur detta förhåller sig varierar mellan olika maskiner och det går inte att svara generellt men principen är att de fler-axliga får en mer gynnsam kompressorprestanda i dellast pga. drift-linjen. I den svenska flottan maskiner för störningsreserv är lejonparten fleraxliga förutom tre maskiner (Siemens) som ursprungligen uppfördes av Sydkraft AB i Malmö (1972) och Halmstad (1993).

⁴² Detta gäller inte compoundarrangemang som exempelvis Rolls-Royce Trent (Siemens) och General Electric LM6000.

⁴³ Negativ innan tändning

Power turbine speed and torque characteristics



Figur 4-4 Vridmomentskaraktäristik för typisk två- respektive enaxlig gasturbin, baserad på [5].

I figuren ovan är momentkaraktäristiken för 100 procent gasgeneratorvarvtal enligt föregående ekvation:

$$\frac{T^*}{T} \cong 1.8 - 0.8 \cdot \frac{N^*}{N}$$

Dvs. snarlik med den föregående ekvationen som härletts ur en tänkt hastighets-triangel och nominellt flöde – dvs. 100 procent gasgeneratorvarvtal.

De fleraxliga maskinerna har ett problem med att kraftturbinen kan övervarva (eller rusa) vid lastfrånslag eller falla ur fas vid eller nära noll- eller låg spänning (s.k. "brown-out"). Detta är normalt ett färre problem för de enaxliga maskinerna på grund av den större polära trögheten i rotorn ($H = 5 \dots 10$ sekunder) och att kompressorns arbete ökar. Detta innebär att kraftturbinen ($H = 1 \dots 3$ sekunder) är mer benägen att falla ur fas vid "brown-out". Flera aspekter kring detta diskuteras i sektionen om RfG och gasturbiner.

Alla länder (regioner) har "grid codes"⁴⁴ som stipulerar vad en generator (och drivmaskin) ska klara i termer av frekvensavvikelse och spänningsbortfall. I Sverige stipulerar regelverket exempelvis att maskinen skall stanna infasad i intervallet 47,5...52,0 Hz och leverera effekt. I Storbritannien är kraven i intervallet 47,0...52,0 Hz med konstant effekt ner till 49,5 Hz och därifrån ner till 47 Hz ska maskinen leverera proportionerligt mot nätfrekvensen. I tillägg till detta ska maskinen klara 0,14 sekunder med spänningslöst nät (s.k. brown-out) utan att brytaren löser ut (gränsbryttid).

En annan mycket viktig aspekt är hur dellast påverkar livslängden på maskinen eftersom det kommer att ha stor påverkan på servicekostnaden. Det är inte möjligt att svara generellt på frågan utan man måste studera hur eldningstemperaturen

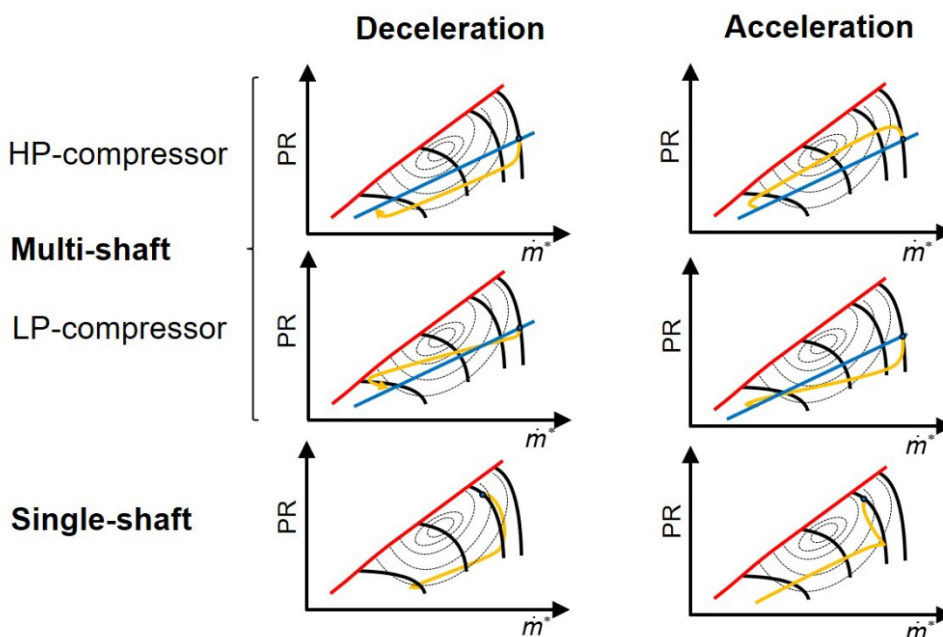
⁴⁴ RfG EU 2016/631

och varvtalet varierar ($\sigma \sim \text{rpm}^2$) över lastområdet. Den fleraxliga gasturbinen har en fördel här eftersom varvtalet är en funktion av lasten (endast är en funktion av eldningstemperaturen) medan en enaxlig maskin har konstant varvtal.

Dvs. en fleraxlig maskin får både lägre eldningstemperatur och spänningsnivåer medan en enaxlig maskin behåller både sin eldningstemperatur⁴⁵ (i princip) och spänningsnivå. Detta bör avspeglas i beräkningen av Cx eller MF som då antar ett värde som är lägre än ett. Detta innebär att beräkningen av Ekvivalenta timmar (EOH) faktiskt inkluderar denna effekt – vilket resulterar i minskade servicekostnader.

4.1 DYNAMIK – ASPEKTER

Maskinerna skiljer sig åt i termer av dynamiska förlopp och detta speglar den tidigare diskussionen kring de fundamentala egenskaperna. Den stora skillnaden, är enligt ovan, att en en- och fleraxlig maskin är att den enaxliga följer ett visst aerodynamiskt varvtal och en fleraxlig har sin driftlinje som är oberoende av last och omgivningstillstånd.



Figur 4-5 Dynamiska förlopp – exempel (baserad på [5])

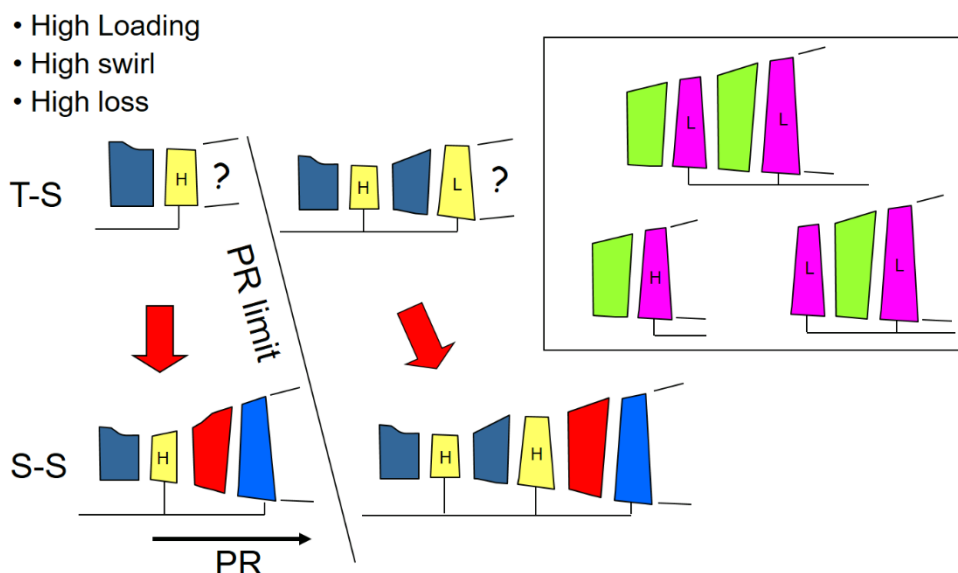
I figuren ovan visas förloppen för avdrag till vänster och pålastning till höger. För en två-axlig maskin gäller figuren märkt "HP-compressor". Om man betraktar ett scenario med ett lastfrånslagsförlopp, så kommer båda sidorna att vara aktuella. För den två-axliga maskinen kommer gasgeneratoren att vara ned enligt den gula linjen. Detta förlopp är relativt okomplicerat i termer av kompressorn och problematiken är snarare relaterad till brännkammaren som inte ska (eller får) slockna ("flame-out"). Förloppet kring att övergå till livhållning är inte direkt reglerat utan man strävar normalt efter ett visst ventilpådrag som ger en viss eldad effekt. När maskinen tar över huslasten och lastar på enligt statiken, kommer driftlinjen att "lyfta" enligt den högra figuren. Här är risken störst för pumpning! Värt att notera

⁴⁵ Temperaturnivån i en fleraxlig maskin sjunker generellt mer än för en enaxlig maskin.

är att en treaxlig maskins lågtryckskompressor driftlinje "lyfter" vid lastfrånslag. Den enaxliga maskinen har inte samma beteende utan man följer i all väsentlighet varvtalslinjen för kombinationen fysiskt varvtal och omgivningstemperatur. Givetvis föreligger samma problematik kring "flame-out" vid lastfrånslaget.

4.2 EN- OCH FLERAXLIG VARIANT AV "SAMMA" MASKIN

Vissa tillverkare har en- och tvåaxliga varianter av samma maskin för att kunna täcka både el generering och mekanisk drivning (exempelvis kompressorer, pumpar, vattenjetaggregat etc.) med i huvudsak en maskin (se Figur 4-6). 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 tvåaxlig⁴⁶. 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 4-6 för vidare information).



Figur 4-6 Olika typiska arrangemang för en- och fleraxlig maskin med samma kompressor och brännkammare, från [9].

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 varvtal. 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. $\sigma \sim AN^2$ [9, 10]. Detta innebär att man måste hitta en lämplig balans mellan utloppsmachtalet och möjligt varvtal för optimal prestanda och kompressordesign.

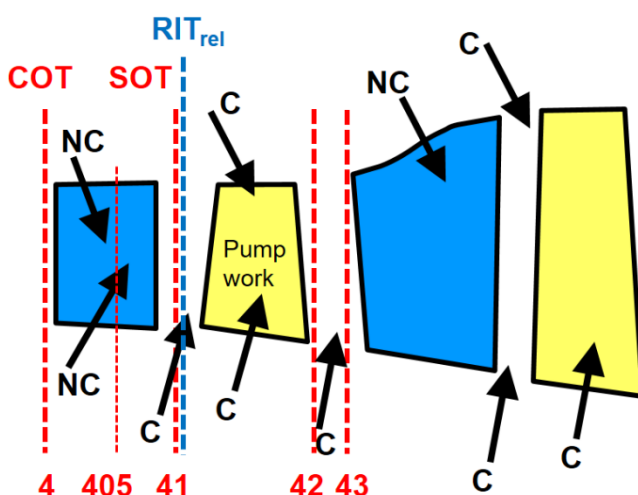
⁴⁶ 3 steg för enaxlig och 2+2 steg för en tvåaxlig

4.3 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 benämmer 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:

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

Det är också vanligt att använda benämningen "Combustor Outlet Temperature" som förkortas **COT** i dagligt tal. Men det finns andra definitioner – se Figur 4-7 för vidare information.



Figur 4-7 Definitioner av eldningstemperatur(er) [9]

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 turbinsteget. 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 kylteknik⁴⁷ och materialval. Skillnaden är normalt 100 °C till 130 °C beroende på teknologinivå.

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

⁴⁷ AM (3D-printing eller additiv tillverkning) kommer sannolikt få betydande inflytande här eftersom man kan tillverka avsevärt bättre kylgeometrier.

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:

$$\left. \begin{aligned} T_0 &= T + \frac{C^2}{2 \cdot c_p} \\ T_{0,rel} &= T + \frac{W^2}{2 \cdot c_p} \end{aligned} \right\} RIT_{rel} = SOT + \frac{W^2 - C^2}{2 \cdot c_p} \xrightarrow{c_a = const} SOT - \frac{\Delta T_{0,slg}}{2} - \frac{U^2}{2 \cdot c_p} \cdot (1 - 2 \cdot \Lambda)$$

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 kyluftmängderna. 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:

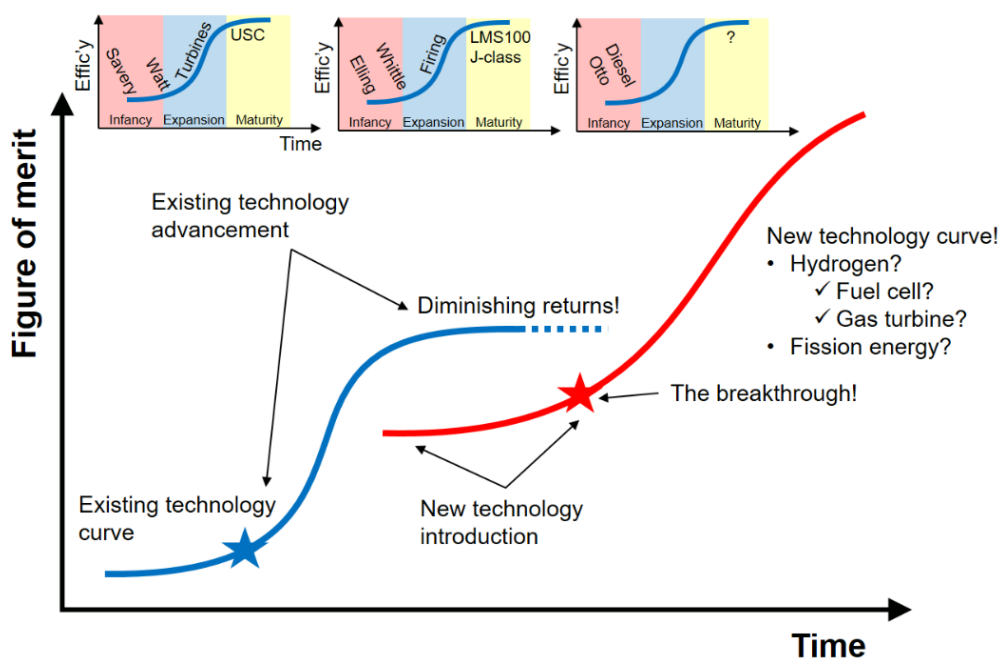
- E-klass är äldre maskintyper med förhållandevis låg eldningstemperatur, typiskt i intervallet 1 200 °C till 1 300 °C.
- F-klass är maskiner som eldas typiskt runt 1 400 °C till 1 500 °C
- G-klass är något varmare (finns bara MHI)
- H-klass är typiskt 50...150 °C varmare än F-klass
- J-klass är i dag kommersiellt tillgängliga med 1 650 °C (finns bara MHI)

Industrimaskiner följer inte nödvändigtvis denna nomenklatur. Det är också vanligt att industrimaskiner har lägre eldningstemperatur (1 300...1 500°C) än angivits ovan för samma klass. Detta beror typiskt på att turbinens strömningsskanal 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.

5 Gasturbiner i framtiden

Gasturbinens roll i energisystemet varierar kraftigt runt om i världen och det finns i skivande stund cirka 40 000 enheter. I Sverige finns endast ett fåtal maskiner som används kontinuerligt medan i världen ser situationen väsentligen annorlunda ut. De flesta gasturbiner använder (eldar) fossila bränslen och är då inte direkt en del av ett förnybart energisystem. Man kan dock resonera i termer av att gasturbiner för kraftgenerering är en förutsättning för andra väder- och tidsberoende produktionslag. Gasturbinen har använts för kraftgenerering sedan 50-talet och är därför en mogen och väletablerad teknologi världen över.

Figuren nedan visar en typisk S-kurva för en teknologi och gasturbinen tillhör absolut exempelvis en som har "planat" ut i termer av verkningsgrad. Med detta sagt så är mindre utvecklingssteg fortfarande möjliga, men ur ett strikt verkningsgradsperspektiv så ligger man idag redan på 44 och 65 procent för simpel respektive kombi-cykel.



Figur 5-1 S-kurvor för teknologiutveckling

Verkningsgraden för en kombi ligger mycket högt och man kan visa att man exempelvis har 80 procent [1] av vad som är möjligt med en Carnot-ekvivalent cykel och denna siffra är imponerande. Denna är, per definition, korrigerad för att värmen tillförs vid en medeltemperatur i stället för isotermt som för en ren Carnotcykel.

Möjliga teknologisteg som är rimliga i en närtid är (i) förbränning vid konstant volym ("pressure gain combustion"⁴⁸ och (ii) möjligen ersätta första ledskenan i

⁴⁸ 1.8...2.0 procentenheter verkningsgradspotential för gaskombianläggning – dock begränsat till "mindre enheter"

turbinen med acceleration i övergången mellan flamröret och turbinens första rotor [11]. Detta kommer avsevärt att öka maskinernas OTDF och innebär mycket stora utmaningar för att undvika utmattningsproblematik på grund av ett antal mycket distinkta hot-spots. Andra varianter som sannolikt blir mellansteg är "AM" – där man lasersintrar exempelvis icke-roterande komponenter (exempelvis ledskenor och värmesköldar). Den största anledningen med dessa är sannolikt lägre kylluftsförbrukning eftersom dessa kylsystem kan göras mycket bättre än dagens gjutna blad⁴⁹ och på sikt undvika filmkylning. Den stora vinsten med detta är att man kan höja avgastemperaturen för gasturbinerna utan att öka eldningstemperaturen – som potentiellt resulterar i högre NOx. En ökad avgastemperatur innebär ökad medeltemperatur för värmeförsel i bottenkylaren och därför högre verkningsgrad för kombiprocessen. Detta förutsätter givetvis att motsvarande ångturbin-teknologi finns tillgänglig för annars blir detta en exergiförlust i processen.

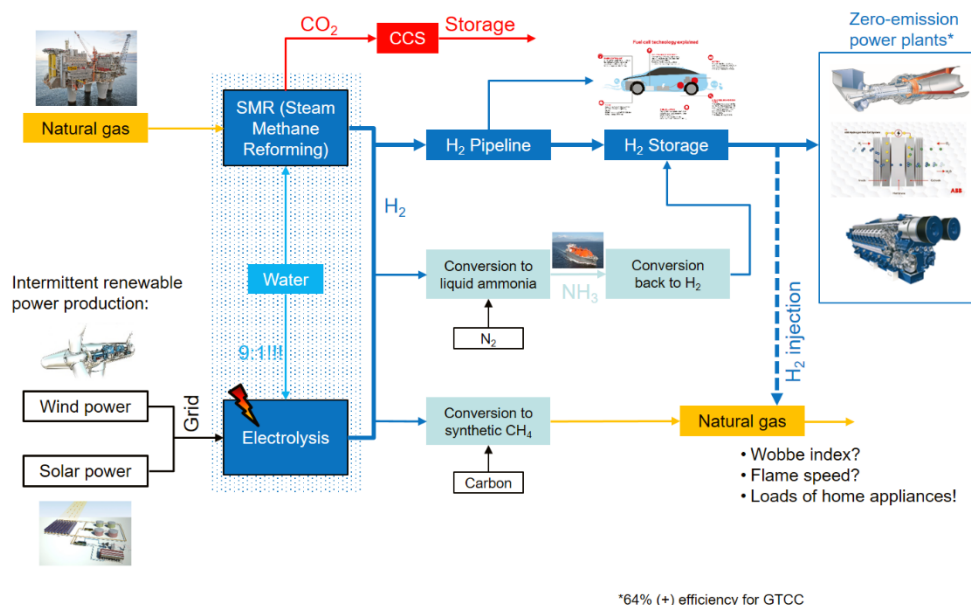
5.1 VÄTGAS OCH ANDRA ELEKROBRÄNSLEN

Att gasturbiner som eldar naturgas eller flytande bränsle är en del av det "icke-förnybara" energisystemet råder det ingen tvekan om – även om utsläppen är väsentligen lägre än från motsvarande kolkraft. Ett sätt är att ta bort kolet ur processen genom att ersätta fossila bränslen med elektrobränslen:

- Vätgas
- Ammoniak
- Metanol (et al.)

Fördelen med dessa är att man kan skapa dessa när det råder överskott från vind- och solproduktion och på så sett blir anläggningen en del i ett flexibelt energilager. Figuren nedan visar ett möjligt scenario för produktion och användning av vätgas för energiproduktion.

⁴⁹ Siemens har introducerat "mikrokanaler" i 9000HL för maximal kyleffektivitet



Figur 5-2 Produktion och distribution av vätgas

Att byta till exempelvis vätgas är dock relativt komplicerat i fallet *med en given geometri* eftersom reaktiviteten är mycket högre och detta yttrar exempelvis sig i termer av en laminär flamhastighet som är 6...7 gånger större än för metan. Detta kommer tvinga gasturbinleverantörerna att utveckla ny brännarteknologi för DLE. Under 2023 har exempelvis Siemens demonstrerat 100 procent vätgas i en DLE-brännare i en *mindre* maskin (SGT-400) i Frankrike. Ordet mindre är kursivt eftersom man kan anta en avsevärt lägre eldningstemperatur jämfört med en H-klass gasturbin. Siemens demonstrerade även flexibilitet inom hela intervallet naturgas till endast vätgas i samma geometri. Detta är ett stort steg mot flexibla gasturbiner i termer av vätgassamhället. I tillägg till flamhastigheten har vätgas ett värmevärde på 120 MJ/kg medan metan ligger på 50 MJ/kg – tyvärr så är dock densiteten mycket lägre och det gör att värmevärdet per normal kubikmeter blir 10,8 och 35,8 för vätgas respektive metan – dvs. det omvända förhållandet. Detta kommer ha ett stort inflytande på exempelvis kringssystem (rör och ventiler). Tabellen nedan visar några viktiga parametrar som illustrerar komplexiteten kring förbränningssystemet. Samtliga rader är baserade på realistiska data för en industriell gasturbin.

	Inblandning 0...30 % i naturgas					H ₂
Inblandning H ₂	0	5	10	20	30	100
Laminär flamhastighet, cm/s	124	127	130	139	150	749
Autoignition fördröjning, ms	124	112	107	104	103	76
Rel. Wobbe-index, -	1,0	0,987	0,974	0,947	0,919	0,855

	Inblandning 0...30 % i naturgas					H ₂
Adiabatisk stökiometrisk flamtemperatur, °C	2 319	2 321	2 324	2 329	2 337	2 488
Inblandning H ₂	0	5	10	20	30	100

Kombinationen kombicykel och SOFC-bränslecell har sannolikt en potential att nå 70 procent verkningsgrad vilket är imponerande för en värmemaskin. Det bör dock nämnas att en bränslecell inte är en värmemotor och därför inte begränsas på samma sätt som exempelvis en gasturbin.

Produktion av grön vätgas med elektrolys kräver stora mängde energi och man kan använda sambandet nedan för att beräkna energiåtgången:

$$\text{Electrolyzer energy} = \frac{HHV}{\eta} \cong \frac{39.41}{0.65...0.75} = 52.55...60.63 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

En del av förlusterna vid produktion av vätgas går att ta tillvara om ett fjärrvärmenät eller en ångcykel finns tillgänglig. Kostnaden i framtiden för vätgas går endast att spekulera om, med ofta anges siffran 2 USD/kg. Omräknat till kostnad per energienhet blir nivån 60 USD/MWh (eller öre/kWh). Om man nu antar att verkningsgraden för en kombianläggning är 60 procent blir "bränslekostnaden" $60 \cdot 5/3 = 100$ USD/MWh (eller öre/kWh). Samma beräkning för en enkel gasturbincykel med 42 procent verkningsgrad ger vid handen en ungefärlig kostnad på 143 USD/MWh (eller öre/kWh). Dessa kostnader används för att beräkna LCOE tillsammans med kapital- och underhållskostnader.

Produktion av vätgas kräver stora mängder totalavsaltat vatten och man kan enkelt visa att det behövs 9 kg vatten per kilo vätgas (dvs. ett förhållande på 9:1!). I länder där färskvatten är ett problem, kan rökgaskondensering och rening vara ett viktigt alternativ.

Vätgas i gasturbiner diskuteras mer utförligt av General Electric i [12] men det är säkert att dra slutsatsen att all gasturbintillverkare jobbar i samma riktning.

Vätgas kan omvandlas till andra bränslen som i viss mån är lättare att transportera och lagra. Genom att tillföra CO₂ från exempelvis Bio-CCS (BECCS) kan man producera e-Metan eller e-Metanol⁵⁰. Det sistnämnda är sannolikt ett lämpligt bränsle för industriella maskiner som inte är anslutna till naturgasnätet.

Ett annat bränsle som idag får stor uppmärksamhet är ammoniak (NH₃), som framställs industriellt från vätgas via en Haber-Bosch process. Ammoniak som bränsle har ett antal predikament och giftigheten är ett stort problem som måste lösas vid hantering. Teknologin utvecklas sannolikt av de flesta tillverkarna och exempelvis Mitsubishi kommer lansera en 40 MW H₂₅ gasturbin som eldar

⁵⁰ Ger låga NO_x-nivåer även med konventionella brännare

Ammoniak redan 2025. Denna kommer att kombinera ny brännarteknologi med en SCR-process för låga NO_x-värden.

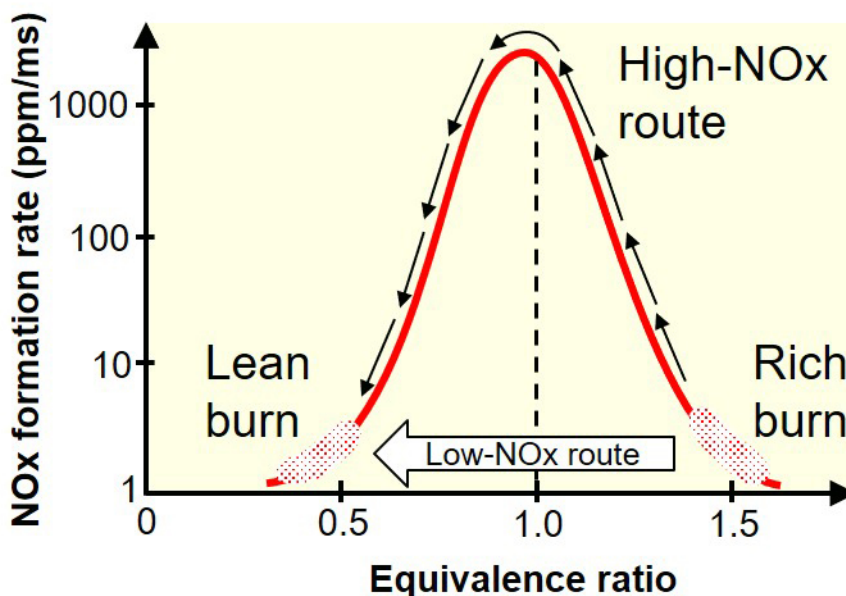
		Metan	Vätgas	Ammoniak
Molvikt	g/mol	16	2	17
Kokpunkt	°C	-161,5	-252,9	-33,3
Flamhastighet	cm/s	~30...40	~200...300	~6...7
Adiabatisk flamtemperatur	°C	1 963	2 204	1 799
Värmevärde	MJ/Nm ³	35,8	10,8	14,1
Värmevärde	MJ/kg	50,0	120,0	18,6
Värmevärde	kWh/kg	13,9	33,3	5,2
NO _x relativt CH ₄	-	1,0	~2	~150

Tabellen bör ses ur ett relativt perspektiv med avseende på absoluta nivåer. En direkt slutsats är däremot möjlig att göra och det är ammoniaks olämplighet som flygbränsle pga. energimängd per enhet vikt⁵¹. Svårigheten att ha en gemensam geometri inses lätt genom att studera den laminära flamhastigheten som är ett mått på reaktiviteten i bränslet. Ur ett praktiskt perspektiv har man typiskt 60...75 m/s bulkhastighet ut ur mixern för att undvika att flammen propagerar uppåt vid eldning av naturgas (metan). Förhållandet mellan metan, vätgas och ammoniak blir cirka 1:7:0,2 och man inser enkelt problematiken att konstruera en DLE-brännare som hanterar hela spektret av bränslen.

Sannolikt kommer framtida system att baseras på seriell "staging", där man har flera möjliga spridar-kombinationer beroende vilka bränslen som avses. Det bör nämnas att flammen måste ankras oavsett var förbränningen sker i brännkammaren. Swirlstabilisering är uppenbar för "tidiga" inblandningar medan andra lösningar (exempelvis trapped vortex) kan tillämpas nedströms i brännaren.

Ett alternativ som GE kommer att utveckla tillsammans med IHI är "RQL", där man initialt eldar med ett mycket stort bränsleöverskott (luftunderskott) för att sedan mycket snabbt blanda in en stor mängd luft för att få en mager slutförbränning. Detta bedöms av GE att ha större förutsättningar att nå låga kväveoxider and via traditionell förblandad låg-NO_x teknologi. Orsaken för detta är sannolikt att förbränningen vid det initialt låga syrenivåerna (fet blandning) gör att ammoniaken bildar N₂ (inert) i stället för oxider.

⁵¹ Inses lätt genom att studera Brequets ekvation för räckvidd



Figur 5-2 Princip för RQL-brännare (låg-NOx)

I fallet med ammoniak som energibärare är det möjligt att man i slutändan omvandlar (krackar) till vät- och kvävgas innan förbränningen i gasturbinen. Denna process är inte perfekt utan man bör förvänta sig ammoniak som ger upphov till kväveoxider.

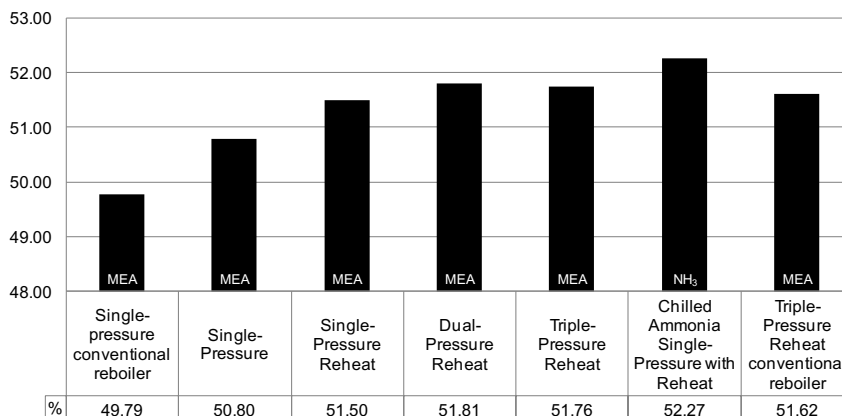
5.2 KOLDIOXIDAVSKILJNING - CCS

Det är fullt möjligt att införa CCS även för gaskombi och teknologin är känd men inte demonstrerad i fullskala. Man kan förhållandevis enkelt visa att det stora rökgasflödet (OBS! per enhet effekt) och det relativt låga partialtrycket av koldioxid gör anläggningen både större och högre än motsvarande för ett kolkraftverk. En typisk större gaskombianläggning har 1,5 kg/(MWs) vilket är avsevärt större än för motsvarande kolkraftverk som ligger runt 0,95 kg/(MWs), detta driver diametern (eller antalet) för skrubbern som bör dimensioneras för cirka 4 m/s. Höjden (uppehållstiden egentligen) för skrubbern är proportionell mot partialtrycket och man måste därför recirkulera avgaser för att öka detta. Det brukar anses möjligt att recirkulera 40 procent av rökgasflödet och högre nivåer anses begränsa kinetiken så att höga halter CO bildas.

Modern forskning på CCS för gaskombi har visat att energiintegreringen kan ske på ett förbättrat sätt. I korthet innebär det att anläggningarna kan utföras med färre trycknivåer för ångcykeln. *I figuren nedan visas olika integrationsalternativ för en referenscykel som har en nettoverkningsgrad utan CCS på 59,44 procent.* Denna siffra är representativ för en 400 MW 3PRH-anläggning som byggdes 2008⁵². Dagens GTCC kan nå verkningsgrader på 64 procent genom bättre maskiner och

⁵² Motsvarande ÖVT

cykel. I dessa fall kan man förvänta motsvarande "plikt", dvs. 7...8 procent reduktion i verkningsgrad.



Figur 5-3 Jämförelse prestanda gaskombianläggningar med olika kopplingsalternativ [13]

I korthet innebär det att fördelen med att ha flera trycknivåer, i princip, försvinner och då kan CCS bli aktuellt för även mindre anläggningar. I Sverige finns det en gaskombi (Rya i Göteborg) med entryckspannor som har därför utmärkta förutsättningar för implementering. Tekniken diskuteras utförligt av Jonshagen i [13] och läsaren hänvisas dit för detaljer.

Bör också nämnas att modern forskning inom området har resulterat i avsevärt lägre strippningstemperaturer och energibehov – dvs. lägre kostnader i termer av minskad anläggningsverkningsgrad som driver bränsleförbrukningen.

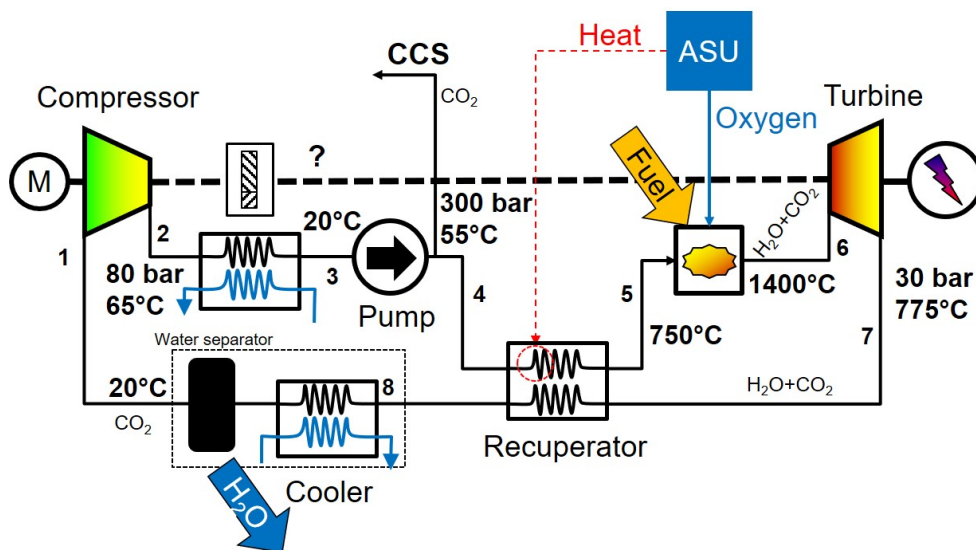
5.3 OXYFUEL OCH ALLAM-FETVEDT

Två kandidater för CCS och gasturbiner är OXYFUEL och ALLAM och detta är teknologier som innebär att man eldar bränslet direkt med syrgas. Fördelen med detta är att man undviker kvävgasen som finns i "vanlig" förbränningsluft och i teorin producerar koldioxid och vattenånga. Ordet teori är kursivt eftersom man i praktiken inte har perfekt syreproduktion utan har ett slip av ädelgaser som Argon och Helium samt andra gaser som kan finnas i bränslet.

En stor fördel med båda cyklerna är att man behåller flexibiliteten för motsvarande kombicykel och enkelcykel för OXYFUEL respektive ALLAM. Denna egenskap kommer att bli mycket viktig vid höga nivåer flyktig vind- och PV-produktion. En MEA-baserad "post-combustion anläggning" kommer att ha stora mängder amin som måste förvärmas innan CCS-funktionen är fullgod.

Modern forskning på OXYFUEL i gasturbiner visar att det är fullt möjligt att konstruera turbomaskinkomponenterna på ett traditionsenligt sätt och därmed begränsad risk.

Allam-cykeln är väsentligt nyare och påminner med om en "vanlig" super-kritisk process (sCO₂) som behandlas senare i rapporten. Figuren nedan visar ett förenklat kopplingschema.



Figur 5-4 Allam-Fetvedt process, baserad på [1]

I brännkammaren (5–6) eldas gasen tillsammans med syrgas vid 300 bars tryck till en eldningstemperatur som motsvarar dagens konventionella maskiner. Figuren ovan visar 1,400°C men man kan i framtiden förvänta sig både lägre och, kanske till och med, högre nivåer. Koldioxiden och vattenången expanderar sedan till 30 bar i turbinen (6–7). När gasen har expanderat i turbinen (6–7), överförs värme i en rekuperator för att minimera bränsletillförseln till processen. Efter rekuperatorn (7–8) kyls hela flödet i en värmesänka som också är en vattenavskiljare (8–1), där vattnet som kommer från vätet i bränslet avskiljs. Koldioxiden komprimeras och mellankyls i en kompressor (1–2) till överkritisk fas. Därefter pumpas trycket upp till 300 bar (3–4) i en pump och en del avskiljs för transport och lagring. Resten värms i rekuperatorn (4–5) tillsammans med en del energi som kommer från kompressorerna i ASU innan de leds in i brännkammaren och cykeln sluts.

Allam-processen har potential för att nå mycket höga verkningsgradsnivåer och ofta anges spannet 55...59 procent, beroende på gastemperaturen. Detta innebär att processen har potential att nå något högre än dagens "post-combustion" som normalt skulle begränsas till $64 - (7 \dots 8) = 56 \dots 57$ procent verkningsgrad. Den stora fördelen är att det inte finns någon botten-cykel och därför sannolikt möjligt att starta inom 10 minuter. Motsvarande kombianläggning utan CCS tar 30 minuter om stoppet har varit över natten och ett par timmar vid längre stopp. Själva CCS-anläggningen kräver förvärmning så att avskiljningen fungerar redan efter start.

Självfallet kan Allam-cykeln eldas med förnybar biogas och man erhåller då en sänka motsvarande det som idag diskuteras för fastbränsleeldade ångpannor.

Allam-processen kan kopplas till fjärrvärme för mycket hög totalverkningsgrad om värmen tas mellan rekuperatorn och kondensorn.

5.4 FÖRNYBARA GASFORMIGA BRÄNSLEN

Gasformiga biobränslen i gasturbiner är fullt möjligt och att det inte har tidigare är sannolikt en kostnads- och tillgångsfråga. Man kan tänka sig olika varianter men det vanliga är metan och en inert ballast som kan vara koldioxid eller kväve

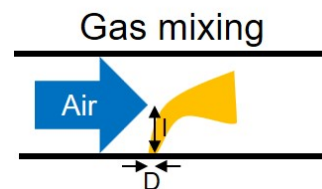
beroende på förgasningstekniken. Problem en som uppstår med denna typ av bränsle är typiskt relaterat till Wobbe-index – dvs. hur mycket energi man kan få igenom en viss area och att bränsleflödet blir mycket högt. Man kan exempelvis visa att ett bränsle som har 5 MJ/kg i värmevärde (metan + koldioxid) behöver 13 gånger större flöde än ren metan som har 50 MJ/kg. Intuitivt borde det vara en faktor 10 baserat på värmevärdet men det åtgår energi för att värma upp ballasten till utloppstemperaturen. Ett gasformigt bränsle brukar karakteriseras med hjälp av det s.k. Wobbe-indexet som beskriver hur mycket energi som kan passera en given hålarea och kan ses som:

$$\text{Heat flux} = \text{const} \cdot A_{\text{eff}} \cdot \underbrace{\frac{HHV}{\sqrt{SG \cdot T_{\text{fuel}}}}}_{MWI} \cdot \sqrt{p_{\text{fuel}} \cdot \Delta p_{\text{nozzle}}}$$

Ekvationen ovan är härledd under vissa förutsättningar och man bör undersöka exakt vilken definition som avses för det aktuella fallet.

Ett problem som uppstår när Wobbe-index (WI eller MWI) avviker mycket från nominellt är inblandningsprocessen i DLE-brännarna. Gasen bör ha så mycket impuls så att blandningsprocessen blir optimal och skulle denna öka pga. lägre WI/MWI så kan det uppstå problem. Man kan visa, under vissa förutsättningar, att penetrationsdjupet för en stråle i en ström blir (dvs. mixningsprocessen i en DLE-brännare):

$$l \sim \frac{\dot{Q}_{\text{fuel}}}{D} \cdot \frac{1}{MWI} \quad \text{or} \quad l \sim \frac{\dot{Q}_{\text{fuel}}}{D} \cdot \frac{\sqrt{T_{\text{fuel}}}}{WI}$$



I stället kan man behöva anpassa hålarea (eller diametern "D") i spridarna vilken kan göra drift med "normal" bränsle besvärligare. Modern AM-teknik kan dock vara en mycket bra väg framåt. Andra viktiga parametrar som kan påverkas är brännarens "swirltal" som definieras som axiellt flux av rörelsemängds-moment delat med axialhastigheten.

$$S = \frac{\int_0^R \rho u w r^2 dr}{R \int_0^R \rho u^2 r dr} \cong \frac{\int_0^R u w r^2 dr}{R \int_0^R u^2 r dr}$$

Denna bör ligga i intervallet 0,5...0,6 för god flamankring (dvs. att det bildas en lämplig recirkulationszon). Bulkhastigheten ut ur en brännare ligger typiskt i intervallet 60...75 m/s och det är denna som, tidigare nämnts, bildar swirltalet tillsammans med tangentialhastigheten. Exempelvis kan lägre nivåer göra brännaren mer benägen för flash-back där det, förenklat sagt, brinner på fel ställen i brännkammaren i exempelvis gränsskikt mm. Skulle detta ske är risken för svåra skador på brännkammaren överhängande.

Ur ett turbomaskinperspektiv kan lågvärdiga bränslen vara ett problem eftersom man kan öka aero-lasten i de bakre kompressorstegen. I tillägg till detta för fleraxliga maskiner få fladderproblem vid kalla vinterdagar med kvävgasballast. Man kan enkelt (via en logaritmisk differentiering av uttrycket för vidhet⁵³ och tryckförhållande) visa:

$$\frac{\Delta PR}{PR} \cong \underbrace{\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}}_{(a)} + \frac{1}{2} \underbrace{\frac{\Delta COT}{COT}}_{(c)} - \underbrace{\frac{\Delta FN}{FN}}_{(d)} + \frac{1}{2} \underbrace{\left(\frac{\Delta R}{R} - \frac{\Delta \gamma}{\gamma} \right)}_{(e)}$$

Ekvationen ger vid handen att tryckförhållandet (a) stiger om man ökar flödet genom turbinen (b) – exempelvis vid ett stort bränsleflöde pga. lågt värmevärde. För att motverka detta kan man antingen minska eldningstemperaturen (c) eller göra turbinen större (d). Det sistnämnda innebär i praktiken en relativt stor omkonstruktion eftersom man är ganska begränsad i hur mycket ”omstagger” (dvs. enkel vridning) av ledskenan för större kapacitet. Man kan visa att man får cirka 3...5 procent högre turbinkapacitet och motsvarande sänkning av tryckförhållandet per grad öppning av ledskenan⁵⁴. De två sista termerna (e) beskriver gassammansättningens inflytande på tryckförhållandet. Ett stort bränsleflöde kommer också att påverka turbinens utloppshastighet och diffusorprestanda med följd att det effektiva värmefallet sjunker något.

Man skulle kunna argumentera för att en sänkning av eldningstemperaturen (c) skulle lasta av de bakre kompressorstegen. Detta är givetvis korrekt men sannolikt inte att föredra eftersom både maskinens effekttäthet och avgastemperatur sjunker.

Man kan också visa att ett ändrat Wobbe-index påverkar brännkammarens dynamik eftersom spridaren tryckfall minskar vid ökat WI (och vice versa) – och där med återkopplingseffekten från tryckpulsationer. I korthet innebär högre värmevärde (och Wobbe index) lägre tryckfall över spridarna som han resultera i en större återkoppling (förstärkning) till dynamiken i brännkammaren. Denna kan sammanfattas förenklat som [1]:

- Det förblandade bränsle-luftflödet oscillerar (ekvivalenstal (φ) och motsvarande bränsle-luft-förhållande (φ)), som leder till:
- Oscillerande flamfront, som leder till:
- Oscillerande ”heat release”, som leder till:
- Oscillerade tryck, som leder till oscillerande ekvivalenstal (dvs. processen upprepar sig!)

Det går exempelvis att visa att ekvivalenstalet varierar (prim för perturbation) med trycket enligt:

⁵³ Svenska för ”swallowing capacity”

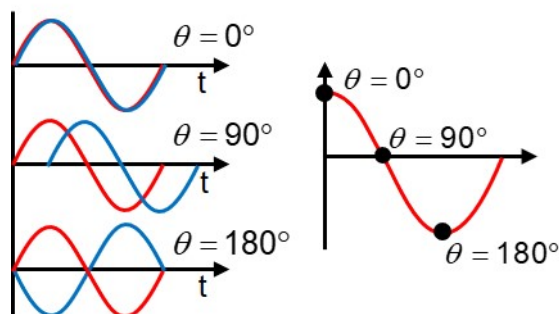
⁵⁴ Detta kommer också att öka första stegets reaktionsgrad med följd att den relativa temperaturen i i rotorn ökar samt högre axialkraft. Inget av detta är att betrakta som showstoppers utan går att hantera med konstruktionslösningar.

$$\frac{\varphi'}{\bar{\varphi}} \cong \frac{1}{\gamma \cdot Ma} \cdot \frac{p'}{\bar{p}} \quad \frac{\varphi'}{\bar{\varphi}} \cong \frac{1}{1.33 \cdot 0.05} \cdot \frac{p'}{\bar{p}} \cong 15 \cdot \frac{p'}{\bar{p}}$$

Dvs, ekvationen ger vid handen en signifikant förstärkning. För att analysera vidare om perturbationerna innebär ett problem (dvs. i fas ($<90^\circ$) eller resonans och förstärker varandra) kan man använda Reyleighs kriterium:

$$\int_T \left(\iiint_V p' \dot{q}' dV \right) dt > 0$$

Den intresserade läsaren kan hitta mer detaljerad information i [1] och annan litteratur om förbränning i gasturbiner.



Figur 5-1 Reyleighs kriterium

Om vi nu antar att p' är den blå linjen och q' är den röda linjen (till vänster i figuren) och inför en färförskjutning mellan dessa perturbationer (produkten är det väsentliga), då kan man skriva:

$$\overline{\sin(\omega t) \cdot \sin(\omega t + \theta)} = \frac{1}{2} \cos \theta$$

Instabilitet kan ske om:

$$\cos(t_{transport} \cdot F) \geq 0$$

Där " t " är tiden från spridaren till flammen och " F " är brännkammarens naturliga frekvens. Fysiken bakom relaterar både till hur lång tid det tar för en perturbation att färdas genom brännkammaren (dvs. tiden för att en tryckpuls ska påverka swirlern och hur lång tid det tar för en ändring i spridarens differentialtryck (dvs. flödet) att nå flammen.

5.5 FLYTANDE FÖRNYBARA BRÄNSLEN

Flygindustrin jobbar idag intensivt för att utveckla flytande förnybara bränslen för att ersätta Jet-A1 (och motsvarande). Dessa SAF⁵⁵-bränslen är helt fossilidentiska (på grund av certifieringskrav) och kan eldas även i gasturbiner för kraftgenerering.

Man bör dock beakta att maskiner för exempelvis störningsreserv har behov av att långtidslagring och detta ställer krav på stabilitet. Även kompatibilitet med andra bränslen kommer att bli viktigt eftersom man inte har lagkrav på att dessa ska vara identiska med Jet-A1 (motsvarande). **Lämpliga specifikationer för flytande bränslen diskuteras i ett senare kapitel.**

Maskiner som används för exempelvis störningsreserv ligger heller i allmänhet inte nära naturgasnätet och kommer sannolikt därför elda denna typ av bränslen.

5.6 SLUTSATS

Som slutsats kan man anta att *gasturbinen med sin stora flexibilitet* kommer att vara en del i det svenska energisystemet. Givetvis kommer man inte elda fossila bränslen vid normaldrift utan andra lösningar behöver utvecklas och införas. Vindkraft kommer alltid i det närmaste behöva 100 procent ersättningskapacitet – ibland under flera dygn⁵⁶. Detta kan åstadkommas på många sätt men det är säkert att anta att gasturbiner kommer att vara en del i detta – men med förnybara bränslen i någon form.

⁵⁵ Sustainable Aviation Fuels

⁵⁶ Exempel från Tyskland med fyra dygn utan vindproduktion

6 Flexibilitet

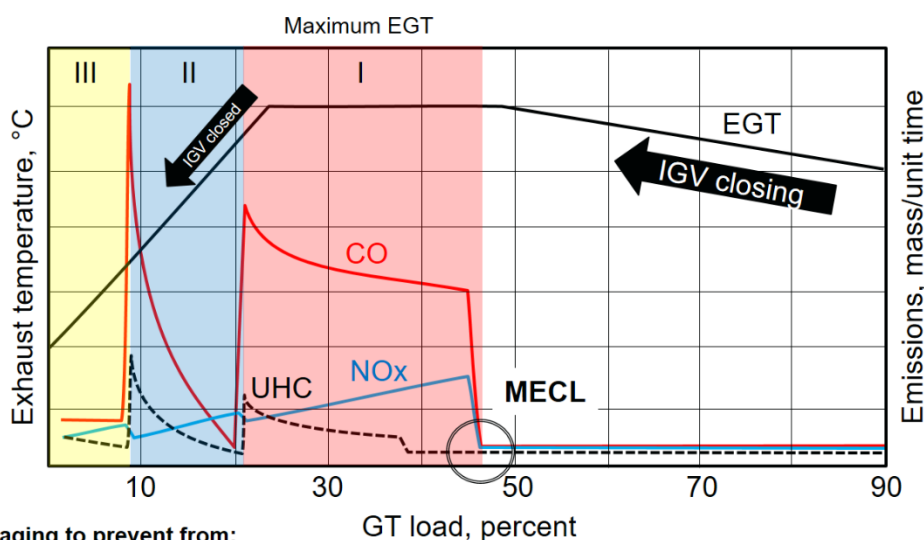
I ett tidigare kapitel diskuterades inledningsvis maskintyper och flexibilitet på en grundläggande nivå. Syftet med detta kapitel är att diskutera några frågeställningar av dessa vidare mer detaljerat.

6.1 TURN-DOWN

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

6.1.1 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 [14] och visar ett exempel på "staging" och emissioner.



Staging to prevent from:

- Lean blow out (LBO)
- Combustion dynamics issues

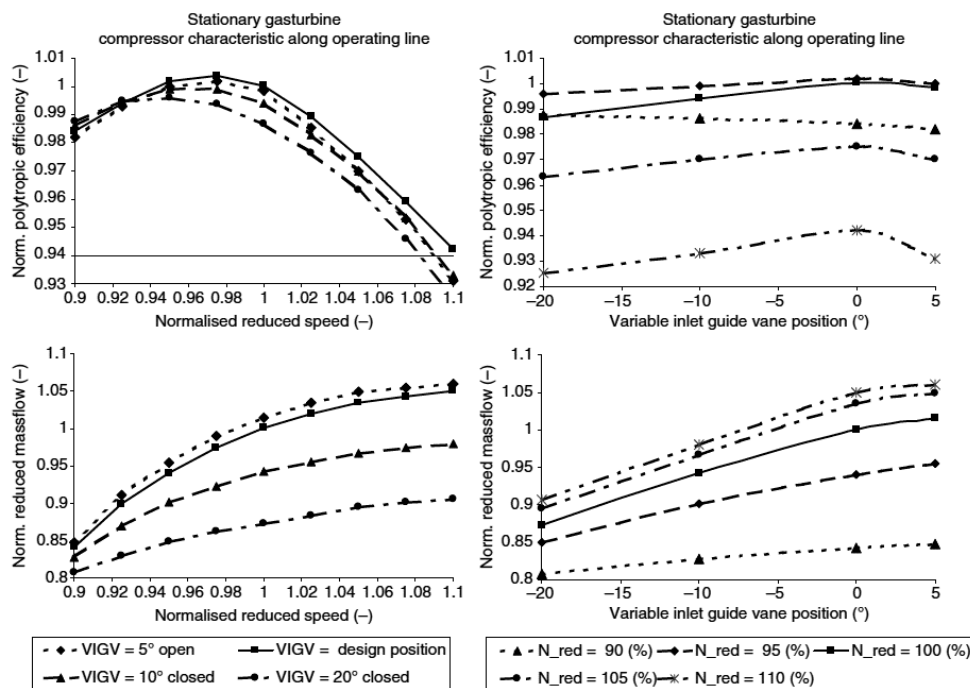
Figur 6-1 Exempel på "staging" och emissioner, baserad på [14].

Figuren ovan visar hur emissionsnivåerna 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 6-1 har fyra driftsätt ("staging") 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 [15, 16, 17] och läsaren hänvisas dit för en uttömmande diskussion.

6.1.2 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 6-1).



Figur 6-2 Kompressorprestanda vid olika relativa aerodynamiska varvtal och IGV-inställningar [18]

Figuren ovan visar flöde och verkningsgrad i IGV-intervall -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 kompressorsteg för enaxliga maskiner. Det finns egentligen inget generellt "tänk" för hur många variabla steg man måste ha utan det är en balans mellan

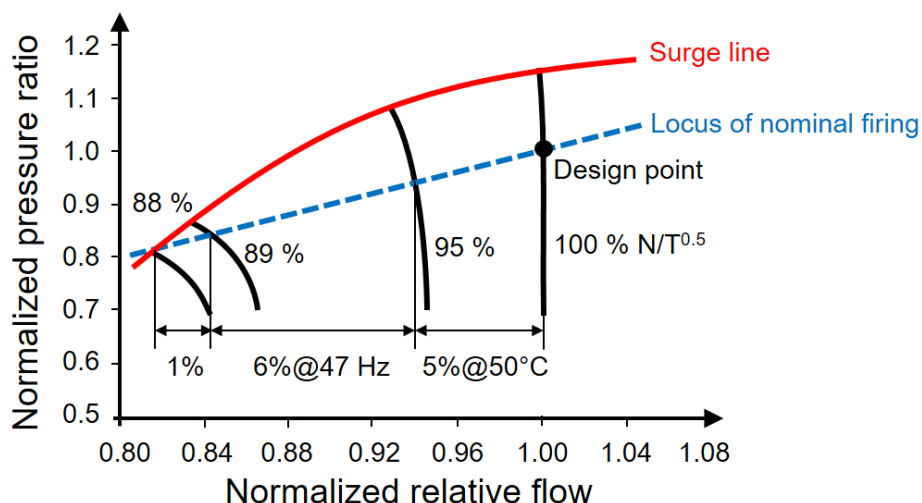
kompressorns tryckförhållande och antal avtappningsventiler. Ett större tryckförhållande ger i allmänhet större obalans mellan främre och bakre steg – och därför ett behov av fler åtgärder. Det finns tvåaxliga maskiner med tryckförhållande som överstiger 24⁵⁷ som inte har startavtappningar i kompressorn utan endast 8 variabla statorer inklusive IGV.

Ett annat sätt att minska flödeskapaciteten som även fungerar för fleraxliga maskiner är att införa varm EGR alternativt inloppsluftvärmning med vatten från ekonomisern i avgaspannan. Denna lösning är på många sätt "elegantere" eftersom man kan använda en värmeväxlare i inloppet till maskinen och rör med hetvatten i stället för omfattande kanaler för rökgasåterföring.

Tvåaxliga maskiner har inte möjligheten att minska flödet med hjälp av kompressorns variabla steg eftersom detta innebär medrotation av luften i frontstegen. Medrotation innebär att mängden arbete som matas in i luften minskar medan kompressorturbinen behåller sitt tryckförhållande – dvs. för en given eldningsnivå kommer varvtalet därför att öka. Resultatet blir att gasturbinen behåller sitt luftflöde ungefär på den ursprungliga nivån, eftersom maskinen kommer bibehålla sin effektbalans mellan kompressor och turbin.

6.2 KOMPRESSORER OCH "GRIDE CODE" PROBLEMATIK

Den en-axliga maskinen har alltid samma fysiska varvtal som nätet bestämmer – dvs. 50 Hz ger med en två-polig generator 3 000 rpm om maskinen är oväxlad. För växlade maskiner blir förhållandet mellan nätfrekvensen och maskinen en funktion av utväxlingen i maskinens växel. Kombinationen med hög omgivningstemperatur (50°C) och 6 Hz underfrekvens visas i figuren nedan:



Figur 6-3 Kompressorkarakteristik vid hög omgivningstemperatur och låg nätfrekvens

I exempelvis Storbritannien för maskinen inte tappa effekt under 49,5 Hz och endast proportionerligt ner till 47 Hz. Detta kommer att, ur ett relativt betraktelsesätt, innebära ökan eldning för att kompensera för det minskade

⁵⁷ General Electric LM2500+ G4

luftflödet. Detta är givetvis under förutsättning att kompressorn inte har extra flödesmarginal.

Man bör i resonemanget addera effekten av kompressorförsmutsning eftersom detta alltid har ett större inflytande på maskinens effekt för en enaxlig maskin. En fleraxlig kommer att behålla sitt nominella flöde fast vid ett högre varvtal pga. avlastning av frontstegen.

6.3 SSS-KOPPLING OCH ROTERANDE GENERATOR

En möjlighet att låta generatoren rotera när gasturbinen inte är i drift och på så sätt kunna faskompensera. I tillägg till generatorns egen polära tröghet skulle man kunna lägga till ett svänghjul på den icke-drivande sidan och på så sätt öka svängmassan till lämplig nivå. Denna rörelseenergi måste initialt tillföras vid en start av gasturbinen men sedan vidmakthållas av elnätet när generatoren fungerar som en ordinär synkron elmotor⁵⁸. Efterföljande gasturbinstarter blir "snällare" eftersom man kan ha lägre bränsleramp (dvs. lägre transient temperatur) och detta kommer sänka temperaturgradienten i exempelvis turbinskivorna.

6.3.1 Fleraxliga maskiner utan SSS-koppling

Vissa leverantörer som har fleraxliga arrangemang med oväxlade kraftturbiner kan låta dessa rotera med generatoren. Det blir dock en betydande mängd ventilationsarbete (600...900 kW) och beskovlingen måste kylas med den meddragna luften. Detta är inte möjligt för växlade kraftturbiner eftersom ventilationsarbetet blir för stort och man riskerar (bokstavligen) att smälta skovlarna. Traupel [19] anger sambandet (8.4(32) sidan 420) för ventilationsarbetet:

$$P_{vent} = \pi \cdot C \cdot \rho \cdot D \cdot l \cdot u^3$$

Dvs. proportionellt mot bladhastigheten i kub och därför inte lämpligt för växlade maskiner efter exempelvis en dubblad bladhastighet ger 8 gånger mer ventilationsarbete. Detta illustreras enklast med ett exempel där en kraftturbin som är utlagd för 3 000 rpm och har 600 kW ventilationsarbete jämfört med 6 000 rpm:

$$P_{Vent} = 600 \cdot \left(\frac{6000}{3000} \right)^3 = 4800 \text{ [kW]}$$

Denna nivå av inmatad effekt innebär stora skador på turbinbeskovlingen

6.4 OFF-DESIGN (DELLAST) STRATEGI KOMBICYKEL

I de flesta fall används kompressorns variabla geometri för att reglera effekten tillsammans med eldningsregleringen. Eldningsregleringen används normalt för att begränsa eldningstemperaturen så att inte maximalt värde överskrids alternativt begränsa avgastemperaturen till ett maxvärde. Eftersom man reglerat luftmängden vid dellast kommer avgastemperaturen att initialt öka (pga. lägre tryckförhållande) – dock efter en mindre initial sänkning av eldningstemperaturen. Detta kommer att

⁵⁸ Exempelvis är den fyrpoliga GBA-generatoren egentligen en synkron elmotor.

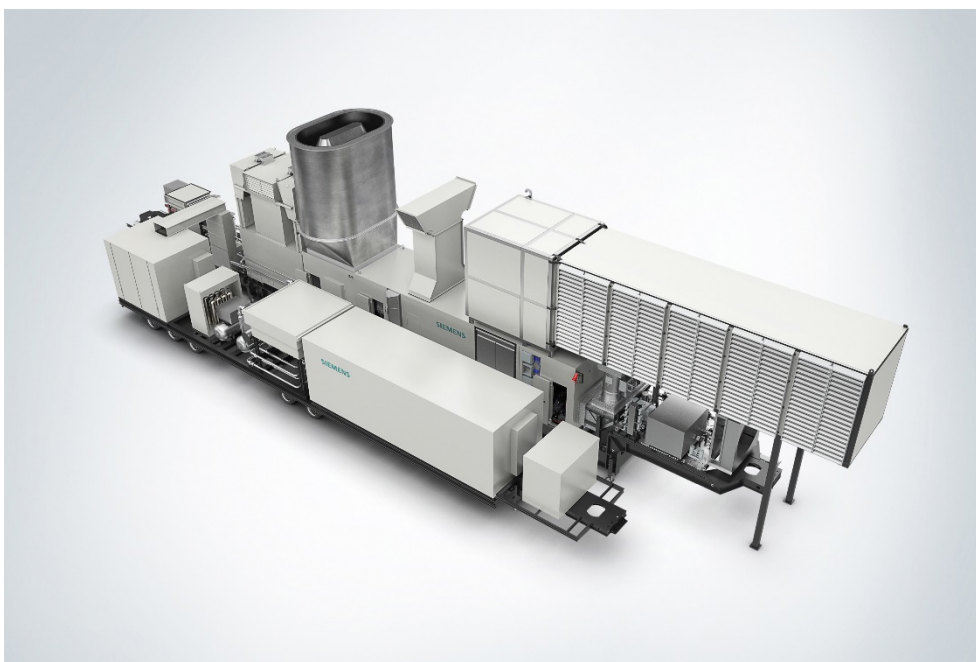
resultera i att värmeupptaget i avgaspannan kommer att flyttas (relativt) till högtrycksdelen och man kommer behöva kyla färskången med spraykylarna för att inte överstiga nominellt värde. Detta kommer att ge ett "hack" i T,s-diagrammet och man utnyttjar inte exergiflödet i rökgaserna på ett optimalt sätt. Ett bättre sätt, ur ett rent termodynamiskt perspektiv, är att styra eldningstemperaturen så att ångtemperaturen begränsas precis till en nivå där spraykylarna inte behövs. Verkningsradsförsämringen är akademisk – men man vinner mycket livslängd i dellast eftersom metalltemperaturen sjunker avsevärt i gasturbinen! Konceptet diskuteras utförligt i [13]. **Som slutsats kan man säga att detta koncept har mycket stor potential för avsevärt sänkta underhållskostnader för en gaskombi!**

7 Mobila installationer

De flesta tillverkare av flygderivat erbjuder flexibla leveranslösningar där gasturbinen levereras på en eller flera trailers. Maskinerna som erbjuds är typiskt flygderivat pga. vikten (Siemens SGT-A45 TR, General Electric LM2500, PWPS FT8) medan Solar™ använder sin Taurus 60 och Siemens Lincoln SGT-300. Detta innebär också att starttiderna typiskt understiger 10 minuter.

Installationstiden är mycket kort och understiger 14 dagar (9...11 dagar på site under vissa förutsättningar). Installationen transporteras typiskt på tre trailers: gasturbin, generator och hjälpsystem.

Siemens bygger sitt system på SGT-A45 TR (41.0 MW och 39,0 % vid ISO⁵⁹) som är en variant på Trent 60 (SGT-A65 TR). Skillnaden mellan dessa är att booster-steget (komponent) som kopplas till lågtrycksturbinen har avlägsnats och man får då en konventionell treaxlig gasturbin. Detta är sannolikt en anpassning effektmässigt men man får andra fördelar kring matchningsmöjligheter och potentiellt lägre startmotoreffekt (inget behov av att accelerera lågtrycksturbinen och generatorm).



Figur 7-1 Siemens mobila Trent (SGT-A45 TR)

General Electric har en tvåaxlig lösning som kallas TM2500 (34...37 MW och 37 % vid ISO) och denna baseras på LM2500. Denna maskin är ett av de absolut vanligaste⁶⁰ flygderivaten och baseras på motorn till transportplanet Galaxy (TF39). General Electric har levererat mer än 300 mobila enheter sedan 1996 och har loggat mer än fem miljoner drifttimmar.

⁵⁹ 15°C, 1,013 bar(a) och 60 % relativ fuktighet

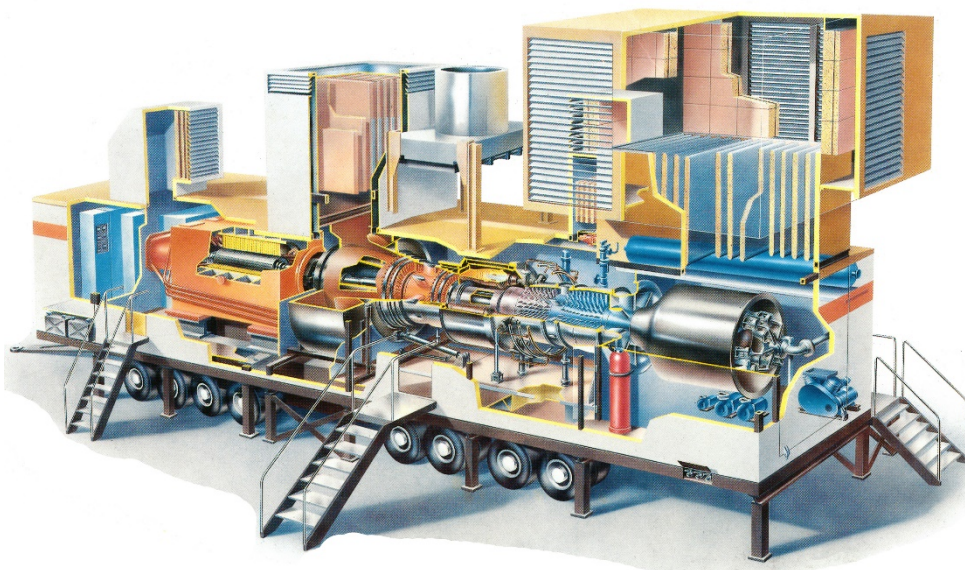
⁶⁰ 2 300 maskiner och totalt cirka 90 miljoner drifttimmar



Figur 7-2 General Electric TM2500

De andra maskinerna följer i stort samma upplägg och läsaren hänvisas till de aktuella leverantörerna för mer information.

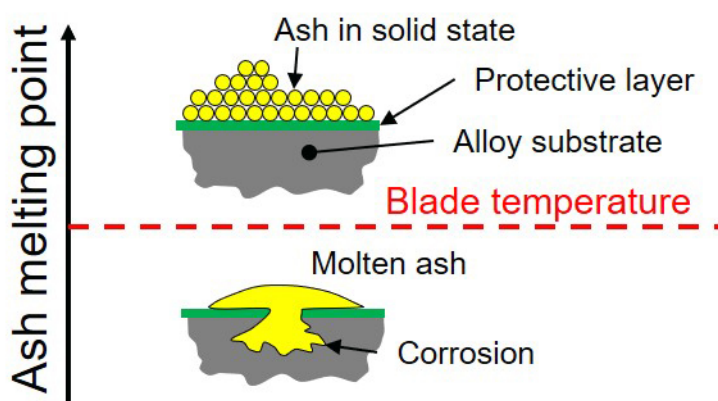
Mobila gasturbiner är absolut inget nytt utan har funnits ända sedan tidiga dagar i utvecklingshistorien. Stal-Laval utvecklade en variant som var packad i en järnvägsvagn på 50-talet. Figuren nedan visar en variant av GT35B (tidigare variant av SGT-500). Denna maskin är särskilt lämplig för dödnätsstart eftersom själva gasturbinen har luftstart och behöver därför ingen större starteffekt.



Figur 7-3 ASEA-Stal mobil GT35B

8 Flytande bränslen

Alla maskiner som används som back-up eller störningsreserv använder i dagsläget flytande bränsle, om anläggningen inte ligger vid befintlig naturgasinfrastruktur. Alla gasturbiner har en bränslespecifikation där tillverkaren tydligt specificerar vilka krav som ställs för en viss maskin. Det som är den enskilt viktigaste parametern är asksmältpunkten. Det är utomordentligt viktigt att denna ligger över metalltemperaturen i turbinen för annars riskerar man att lösa upp de skyddande oxidskikten på bladen. Sker detta har man ett snabbt högtemperaturkorrosionsförlopp med avsevärda skador på beskovlingen och andra heta delar. Äldre maskiner är ofta okyllda och har då en eldningstemperatur i intervallet 850...880°C. Denna bestäms normalt av beskovlingens kryplivslängd och 40,000 timmar för 850° är en normal siffra. Intervallet 850...880 är normalt nivåer på peak och man får då ett större slitage på maskinen. Man kan visa att var 10:e grads ökning av metalltemperaturen halverar kryplivslängden (jfr Arrhenius). Moderna maskiner som har avsevärt högre eldningstemperatur är kyllda och man kan förvänta sig en metalltemperatur som ligger runt 900...920°C för optimal livslängd. *Sammanfattningsvis kan man säga att asksmältpunkten måste vara högre och det är vanligt att antaga 900°C respektive 950°C för okylad respektive kyla maskin.* Denna distinktion är lämplig eftersom man normalt inte har "lite" kyllda maskiner eftersom de första 50°C man vinner termodynamiskt genom att öka temperaturen i cykeln "äts upp" av förluster som kommer från kyl Luft i sig själv. Självfallet kommer material och coatings påverka materialet förmåga att motstå korrosion.

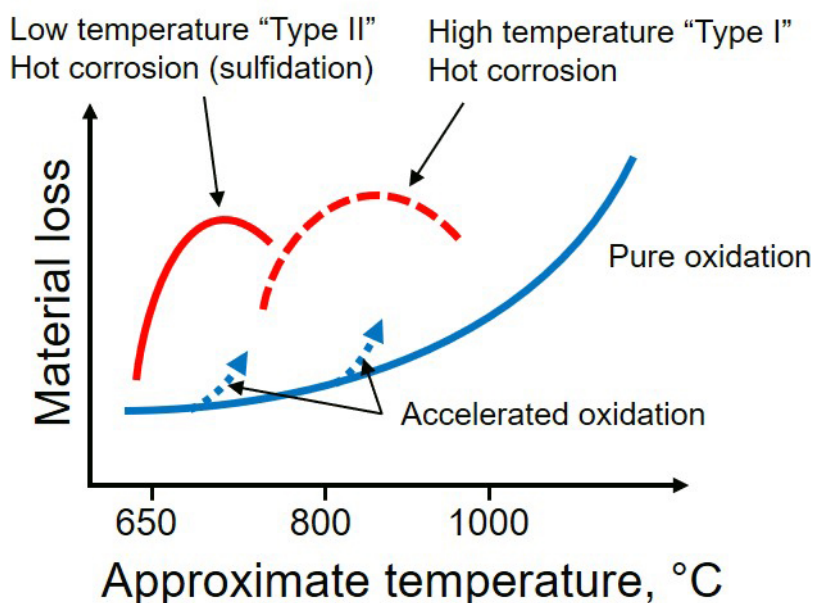


Figur 8-1 Grundläggande mekanism för högtemperaturkorrosion

Den nämnda asksmältpunkten beror på till stor del av bränslets halt av Natrium (Na) och Kalium (K). Äldre industriella maskiners bränslespecifikationer brukar ange storleksordningarna 0,5...1,0 ppm som maximalt. Moderna industriella maskiner har typiskt ett maximalt värde i intervallet 0,2...0,5 ppm, medan flygderivat ligger snävare 0,1...0,5 ppm. Som tidigare nämnts måste asksmältpunkten ligga över 900...950°C för att undvika högtemperaturkorrosion.

Reaktionskemin (och kinetiken) är komplicerad och läsaren hänvisas till relevant litteratur för en fullständig behandling av ämnet. Exempelvis förhållandet mellan Natrium och vanadium (V) styr till stor del asksmältpunkten. Ett högt värde för Na/V ger låg asksmältpunkt. I gasturbinsammanhang brukar kombinationen av

Natrium (NaCl) och svavel (S) anses som extra besvärlig. Na reagerar med S och bildar Na_2SO_4 som ger en s.k. *eutektisk*⁶¹ blandning när den blandas med NaCl vid lika molandelar. Problemet som uppstår är att asksmältpunkten blir 620°C , vilket är avsevärt lägre än 800°C och 890°C för NaCl respektive Na_2SO_4 . Denna låga temperatur överstigs genom stora delar av turbinsektionen och risken för högtemperaturkorrosion är överhängande. Det bör nämnas att exempelvis svavlet inte nödvändigtvis måste komma från bränslet utan kan komma från omgivningsluften. Samma gäller självfallet för alla föroreningar och vikten av bra filtrering av inloppsluften kan inte överdrivas om man vill undvika korrosion i gasturbinen.



Figur 8-2 Högtemperaturkorrosion

En typisk källa för kontamination av flytande bränsle är havsvatten som härrör från transporten. Det räcker med cirka 150 liter havsvatten för att kontaminera $3\,800\text{ m}^3$ bränsle (0,54 ppm Na+K) och vikten av renhet inses enkelt. Man kan visa likande problematik med bly från "gammaldags" bensin där detta användes för att höja oktantalet för att undvika knackning. Inom tanksjöfarten märket detta genom att man inte fick transportera flygbränsle om man inte hade haft fyra laster med diesel omedelbart innan.

Både Natrium och Kalium är vattenlösliga och detta kan man utnyttja för att tvätta bränslet. Principen är förhållandevis enkel och går ut på att man tillsätter vatten i en blandare som löser salterna, för att sedan separera ut vattnet i en "purificator" (eller ALCAPTM). Detta förutsätter normalt att bränslet har lägre densitet än 991 kg/m^3 annars måste man ha en ALCAP-separator.

Alla tillverkare har som tidigare nämnts en bränslespecifikation som ska uppfyllas för att inte råka ut för skador på maskinen. Dessa bör självfallet följas och notam för

⁶¹Den eutektiska punkten representerar den lägsta temperaturen för vilken den flytande fasen av en blandning kan existera

att inte riskera tillgängligheten och höga kostnader för byte av heta delar i maskinen.

8.1 FLYTANDE FÖRNYBARA BRÄNSLEN I GASTURBINER

Det är sannolikt att flytande förnybara bränslen kommer få stor betydelse för gasturbinernas framtid inom kraftgenerering. De flesta maskiner i en svensk kontext eldar EO1 som är ett "klassiskt" destillat. Vi har stor erfarenhet av att elda dylika bränslen i *konventionella brännare* (dvs. inte DLE-typ) och det brukar inte uppstå problem så länge som man tillser att bränslet uppfyller specifikationerna. I tillägg till destillat som EO1 och motsvarande så ökar bruket av nafta i gasturbiner. I exempelvis Indien eldas lejonparten av alla gasturbiner med Nafta. Inget av dessa bränslen är som bekant förnybara och kommer förhoppningsvis inte vara aktuella i en svensk kontext.

Sannolikt kommer bränslen som HVO och RME bli aktuella som bränslen i gasturbiner. HVO är en förkortning av Hydrogenated Vegetable Oil och är i all väsentlighet syntetisk diesel och används redan idag för stor inblandning (50 procent) i dieselbränsle för förbränningsmotorer. Sannolikt är HVO också lämpligt för gasturbiner med konventionell brännkammare – självfallet under förutsättning att kriterierna och kraven i maskinernas bränslespecifikationer uppfylls.

Tillgängliga bränslespecifikationer är inte fullständiga och alla som planerar prov bör nogsamt undersöka om HVO-bränslet uppfyller specifikationerna för gasturbinen, för att inte riskera skador på heta turbindelar.

RME (Rapseed Methyl Esters) är i grunden ett FAME-bränsle som baseras på raps och skiljer sig därför i grunden från HVO. Råvaran i detta fall är en livsmedelsgröda och bränsleframställningen konkurrerar därför med produktion av mat.

I tillägg till korrosionskemin så finns det en hel pallet med frågor som rör bränslets lämplighet i gasturbiner. *Moderna maskiner har DLE-teknologi även för flytande bränslen, där dropparna succesivt förångas (pga. ångtryckskurvorna för olika delar av sammansättningen) och förblandas i förbränningsluften.*

Bränslesammansättningen, särskilt parametrar som cetantalet, påverkar bränslets reaktivitet och därmed dynamiken och flashback (autoignition) etc.

Bränslen som innehåller för låga halter av aromater riskerar att förstöra packningar (sämre elasticitet) som används i installationen. En typisk flygmotor har dagsläget mer än 100...150 olika material i bränslesystemet och detta måste utredas nogsamt innan ett bränslebyte.

De olika bränslenas blandbarhet (kompabilitet) måste undersökas innan inblandning sker i systemet. Risken är överhängande för störning om så inte sker. Man bör också beakta att befintligt bränsle kan ha åldrats och man bör därför ingående undersöka kompabiliteten med de aktuella bränslena.

8.2 TYPER AV BRÄNNARE

Moderna gasturbiner och flygmotorer har DLE-teknologi som i all väsentlighet innebär att man förblandar ett förångat bränsle med en lämplig mängd luft. Detta

resulterar i låga nivåer för kväveoxider men samtidigt introducerar man risken att införa både termoakustiska- och flashback fenomen på samma sätt som för ett gasbränsle. Se tidigare resonemang om kopplingen mellan värmefrigörelse och tryckvariationer. Flashback finns i all väsentlighet i fem varianter och i detta fall är autoignition (självantändning) på "fel" ställe ett problem vid höga Cetantal. Bränslets förångningsprocess är inte enkel att beskriva utan en detaljerad diskussion om ångtryckskurvor etc., men förenklat kan sägas att lätta fraktioner förångas tidigt och kan därefter självantända. Exempelvis HVO har ett Cetantal som ligger högre än 70, vilket kan resultera i problem för de flesta typerna av gasturbiner. Ett sätt att minimera problemet är att elda en vattenemulsion, där man kan blanda i motsvarande bränsleflödet (dvs. vatten-bränsle-tal = 1,0). Syftet med detta är att vattnet i bränslet kommer att förångas och på så sätt sänka temperaturen i den kritiska förblandningsprocessen – dvs. inte primärt för att sänka NOx. De flesta maskinen som används exempelvis för störningsreserv har inte denna teknologi eftersom de normalt sett är av äldre snitt. Samtidigt borgar diffusions-teknologi för både robusthet (exempelvis dynamik och flashback) och sannolikheten för exempelvis missad start minskar.

Principen för en spridare är ganska enkel och det handlar i all väsentlighet om att skapa en optimal bränslespray som förångas innan förbränningen sker. Denna process bygger på att skapa en *bränslestråle som snabbt bryts ner i en atomiserad spraykon*.

Fundamentalt kan man enkelt visa, enligt Bernoulli, att hastigheten som bränslet lämnar munstycket är:

$$v \cong \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}$$

Kombinerar man uttrycket ovan med kontinuitetsekvationen får man sambandet nedan för massflödet:

$$\dot{m} \cong \sqrt{\rho} \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p} \cdot C_D \cdot A = \sqrt{\rho} \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p} \cdot A_{eff}$$

En enkel logaritmisk differentiering ger vid handen:

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \approx \frac{1}{2} \frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p}$$

Uttrycket ovan illustrerar problemet med turn-down eftersom man lätt inser att en dubbling av bränsleflödet kräver en fyrdubbling av tryckfallet över spridaren. Trycket nedströms spridaren varierar, i princip, linjärt med luftflödet genom maskinen och det enda praktiska sättet är att variera trycket framför munstycket antingen med en ventil eller variabelt pumpvarvtal. Problemet blir tydligt om man antar att det minsta tryckfallet för en "Simplex-spridare" som kan ge en "rimlig" atomisering är 10 bar och önskar en "turn-down" på 20 – att trycket blir 400 bar!

Hittills har resonemanget begränsats till ett enkelt munstycke, vilket i och för sig ger principerna, men som inte används i gasturbiner av modernt snitt. En besvärlig

begränsning är en mycket snäv bränslekon som inte motsvarar dagens krav på heat release och miljöprestanda.

Istället används en teknik som kallas "Simplex" där bränslet sätts i kraftig rotation innan det passerar munstycket och på så sätt bildar en mycket vidare spraykon (pga. centrifugalfältet) efter spridaren. Problemet med spridartryckfallet kvarstår emellertid och lösningen är ytterligare en spridare som skapar en yttre spraykon. Ovan nämnda 400 bar blir istället så lågt som 70 bar med denna typ av teknologi!

Alla spridarna är normalt inte identiska utan vissa används för att undvika problem vid hastiga lastavdrag etc.

Den beskrivna brännarteknologin har också begränsningar i termer av geometriska förutsättningar med små kanaler. Man skulle därför kunna göra ett försiktigt antagande att risken för igensättning och andra likande problem är mer överhängande med denna teknologi.

Ett annat alternativ är att överge principen att "allt bränsle ska eldas upp" och istället använda "spillteknologi" där det bränsle som inte ska användas returneras tillbaka till exempelvis minuttanken (om sådan finns). I dagsläget används denna typ av system uteslutande för stationära industrigasturbiner och inte för flygderivat (eller flygplan).

Fördelarna med detta system är att man, oavsett lastnivå, kan ha ett och samma optimala tryck för atomisering av bränslet samt att systemet är relativt okänsligt för föroreningar. Nackdelarna är högre bränslepumpeffekt och varierande konvinkel för bränslesprayen över lastområdet. Det sistnämnda går emellertid att hantera med designen av luftflödet kring spridaren. Ett annat "problem" är att själva returflödet varierar och då uppstår problemet att bestämma gasturbinens verkliga energiflöde som krävs för regleringen av maskinen.

Ett prominent exempel är GT-35 (SGT-500) för fartygsdrift där man av kostnads-skäl önskade att elda IF-30 där "30" betyder 30 cSt vid referens-temperaturen 50°C. Det valda bränslekvaliteten är inte en standard utan skapades genom att blanda IF-380 med diesel (MGO) för att få en lämplig blandning med 30 cSt viskositet vid 50°C. I dett exempel blir blandningen cirka 0.65:0.35 (IF380:MGO), dvs. stor inblandning av tjockolja. Gasturbinen i fråga är konstruerad för strax över 20 cSt men oprimal viskositet är sannolikt vid 12 cSt – dvs. bränslet behöver värmas till 79°C. Systemet var konstruerat med en värmningskrets med viscosimeter i minuttanken som säkerställde korrekt viskositet.

9 Bottencykler – ORC och sCO₂

Den vanliga definitionen av en kombicykel är en gasturbin och en ångcykel med vatten som arbetsmedia. Den sistnämnda behöver vissa gasturbindata för att få dels tillräckligt hög medeltemperatur för värmeförsörjning och tillräckligt admissionsflöde. Egentligen bör man resonera i termer av volymflöde eftersom detta bestämmer skovelhöjden i början av ångturbinen. Man kan sammanfatta med att man både behöver en rimligt hög avgastemperatur och stort energiflöde för att detta ska bli optimalt.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{ut}}{T_{in}} = \frac{T_{ut}}{(h_{adm} - h_{eco}) / (s_{adm} - s_{eco})}$$

I de fall som man inte har en gasturbin med denna beskaffenhet, kan andra typer av bottencykler fungera bra. I dag är cykler med andra arbetsmedier väl tillgängliga och dessa brukar kallas för "Organiska Rankinecykler" och förkortas för enkelhet som ORC. Namnet "organisk" antyder att det ska finnas en kolmolekyl i arbetsmediet men det behöver inte alltid vara fallet. För denna typ av process har man stora frihetsgrader att välja både processdata och arbetsmedium – för att matcha tillgänglig värmekälla – dvs. gasturbinens avgasström.

9.1 ORGANISK RANKINECYKEL

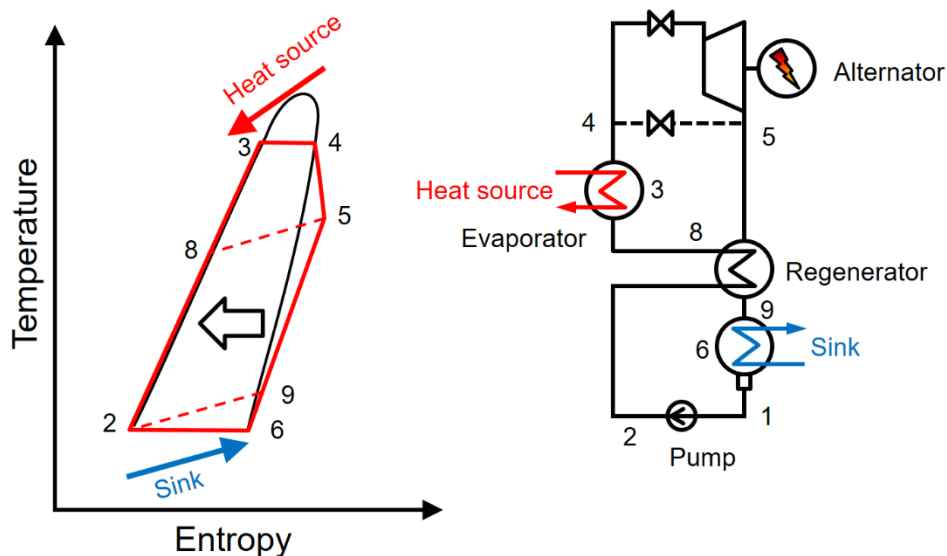
Som tidigare nämnts är en ORC en "vanlig" ångcykel dock med ett annat arbetsmedium än vatten. Man har här väldigt stor frihetsgrad att välja fluid men man måste beakta brandrisk, toxicitet, korrosion, angrepp på packningsmaterial, fuktproblematik, etc. utöver termodynamiska egenskaper som ångtryckskurva, c_p och latent ångbildningsvärme [20]. Exakt hur processen går till är invecklat och läsaren hänvisas till exempelvis [20] för en djuplodande diskussion. I princip går processen till på följande sätt: (i) gissa arbetsmedium, (ii) svep förångningstrycket med en eventuell överhettning (kan varieras) och (iii) optimera uteffekten för den givna värmekällan och sänkan. Värmekällans flöde och c_p -värde är viktigt eftersom lutningen i T, Q-planet är:

$$\frac{dT}{d\dot{Q}} = \frac{1}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Denna lutning kommer tillsammans med kokarens pinch-point lägger basen för flödet på ångsidan. Ofta vill man ha en enkel och billig turbinlösning – gärna med ett enda steg. Detta enda steg brukar, av förklarliga skäl, vara högt belastat aerodynamiskt med mycket höga machtal ut ur turbinstatorn. Kondensortrycket väljs i de flesta fall med ett mindre övertryck för att undvika risken för luftinläckage. Ett stort "problem" är om man väljer en lagerlösning med axelgenomgång på sidan med undertryck. Vi detta fall måste man ha ett axeltätningssarrangemang där man säkerställer minimalt inläckage. I detta fall är sannolikt inte ett labyrinthsystem optimalt eftersom det kräver s.k. spärrånga för att fungera optimalt, utan man tvingas oftast använda dubbel mekanisk tätning etc. Risken med inläckage är normalt inte partialtrycket av icke-kondenserbara gaser

(dvs. luft) utan att man får en besvärlig isolerande luftfilm på kondensortuberna som avsevärt sänker värmeövergångstalet. Väljer man en lösning som har undertryck, måste man anpassa systemet och ha ett evakueringsystem. Detta är dock standardförfarande för "vanliga" ånganläggningar där man enkelt kan evakuera fuktmatad luft från systemet. För en ORC kan andra lösningar (t ex ett eller flera kolfilter) krävas med anledning av mediets beskaffenhet. Resonemanget ovan förutsätter en ytkondensator medan andra lösningar finns tillgängliga. En lösning är ett modifierat s.k. "Heller-system" där man inför en spraykondensator som bygger på att man använder kondenserat arbetsmedium (efter att ha passerat en värmeväxlare) för att kondensera flödet som lämnar turbinen. Denna kondensatorlösning är inte heller helt okänslig för luftinläckage men avsevärt bättre än en ytkondensator med avseende på ovan nämnda problem. Ånganläggningar som används i geotermiapplikation med flash-förångning har ett naturligt stort inslag av "icke-kondenserbara" gaser och använder därför normalt denna typ av kondensator.

Figuren nedan visar ett exempel på en anläggning där ångtryckskurvan lutar⁶² "inåt", dvs. en komplex molekyl som exempelvis kan vara MDM (octamethyltrisiloxane, $[(\text{CH}_3)_2\text{SiO}]_4$) som består av inte mindre än 37 atomer. Ordet "kan" är kursivt eftersom fler fluider kan ha en ångtryckskurva motsvarande nedan figur.



Figur 9-1 ORC-process

I figuren ovan tillförs värme i 8-3-4 (dvs. värmning till kokpunkt och förångning), ångan expandrar i turbinen 4-5. Ut ur turbinen är arbetsmediet kraftigt överhettat och i detta fall är det angeläget att göra cykeln regenerativ med en värmeväxlare som flyttar energin från turbinavloppet (5-9) till innan värmaren (2-8). Denna åtgärd höjer verkningsgraden avsevärt eftersom värme "bara" tillföres 8-3-4 i stället för 2-3-4. Värme till sänkan (dvs. kylvattnet) blir 9-6-2 vilket är mindre än 5-

⁶² Man kan delvis förklara beteendet med entropiökning vid förångning som kan beskrivas med hjälp av Troutons lag som approximativt och förenklat anger att denna är $85 \dots 88 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$ vid atmosfärstryck. Kurvan för $x=0$ är relativt betraktat samma för de flesta medierna och påverkan blir därför för $x=1$.

6-2. Man kan också resonera i termer av medeltemperatur för värmeförlusten, där det lätt inses att denna ökas avsevärt om värmeväxlaren tar hand om sträckan 2-8.

Kombinationen av gasturbin och en ORC är som tidigare nämnts lämplig om antingen gasturbinen är liten eller har låg avgastemperatur (eller en kombination). Man brukar av praktiska skäl ha en mellankrets med olja, dvs. rökgas till hetolja som sen används för att värma och förångare arbetsmediet i förvärmaren och förångaren. Det finns också exempel där man låter hetoljan expandera direkt i turbinen och erhåller på så sätt ett avsevärt enklare system.

Turbinen i denna applikation är sällan direkt driven (dvs. 3000 rpm), utan alltid växlad eller med frekvensomvandlare för optimalt varvtal. För att illustrera detta kan man använda sambandet för belastningstalet (ψ):

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{u^2} = \frac{\Delta h_0 / T_0}{\left(u / \sqrt{T_0}\right)^2}$$

I den föregående ekvationen är nämnaren, i princip, bestämd av processdata medan nämnaren reflekterar bladets Machtal (M_u). Kvoten (dvs. belastningstalet) bör maximalt vara i intervallet 2,0...2,2 – men det beror väldigt mycket på hur hastighetstriangelarna ser ut med avseende på Machtal.

I de fall som man önskar att ha en radialturbin är det mer lämpligt att betrakta inflytandet av stegets belastningstal som kan tecknas enligt ovan, men praxis är att använda en form som är:

$$BSR = \frac{u_4}{c_{is}} = \frac{u_4}{\sqrt{2000 \cdot \Delta h_{TS,s}}}$$

Värdet på BSR bör vara i intervallet 0,6...0,7 för att få optimal prestanda som normalt sammanfaller med negativ incidens (dvs. felanströmning i rotorn). Man inser enkelt att man kan nå ett visst värde på bladhastigheten i inloppet genom antingen högt varvtal och liten radie (dvs. en liten impeller) eller det omvända (och alla andra kombinationer). Radialturbinens verkningsgrad är känslig för kanalformen (kurvaturen), belastningsnivån och utloppshastigheten. För att få en korrekt eller optimal kanalutformning brukar man använda stegets s.k. specifika varvtal, som definieras:

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{V}_6}}{(\Delta h_0 / \eta_{T-s})}$$

Värdet på specifika varvtalet bör ligga i intervallet 0.65...0.70 för optimal prestanda och detta kommer att bestämma varvtalet för turbinen.

Komplettering från enkelcykel gasturbin till en ORC-kombi är "enkel" i termer av ingrepp i anläggningen och begränsas sannolikt idag endast av pekuniära orsaker.

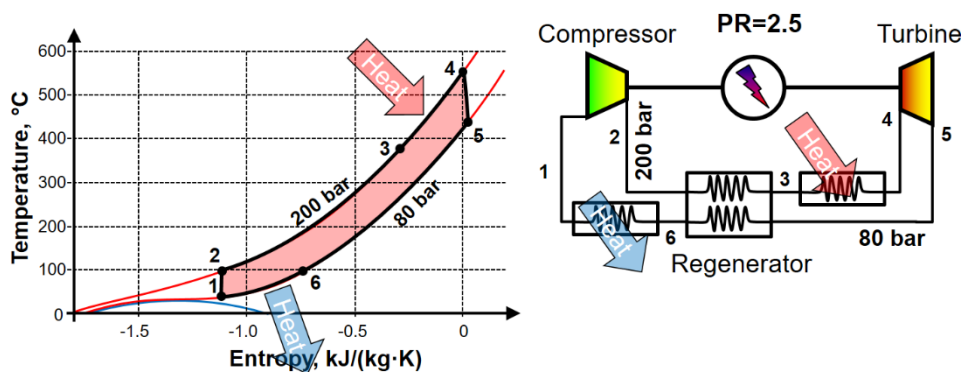
Det finns en handfull företag bara i Sverige som idag har kommersiella produkter på marknaden och tekniken är att anse som mogen. Denna typ av anläggning är lämplig så fort som spillvärme av någon form finns tillgänglig i industriprocesser,

fartyg, kraftverk, geotermi, etc. och användningsområdet är i det närmaste obegränsat. Oavsett applikation och teknologi, så kan man aldrig få högre verkningsgrad än för Carnotcykeln för motsvarande temperaturförhållande (se tidigare resonemang angående medel-temperatur).

9.2 SUPERKRITISK CO₂

Denna teknologi baserar sig på en variant av Brayton-processen där "atmosfärstrycket" har ersatts av ett fyllnadstryck som överstiger det kritiska trycket för koldioxid. Det innebär att trycket i processen inte understiger 73,773 bar(a) och att man inte bör kyla under 30,98°C. Idén är inte ny utan utvecklades för nukleära applikationer redan under 50-talet [21]. Teknologin fungerat utmärkt för värmeåtervinning från gasturbiner och kan användas där traditionell ångcykel inte blir optimal.

Cykeln är som redan nämnts en Brayton-process och i tillägg till detta behövs en regenerator – se figur:



Figur 9-2 Superkritisk CO₂-process

Värme till processen tillförs mellan 3-4 och det är viktigt att notera att denna process är en isobar (dvs. sker vid konstant tryck). Man kan då tillföra värme utan att skapa yta i T,Q-planet och får på så sätt mindre exergiförluster – som ger hög medeltemperatur för värmeförsel enligt tidigare resonemang. Värme bortförs mellan 6-1 och denna process är lämplig för "normalt" omgivningstillstånd och därför relativt okomplicerat.

I exemplet ovan är processdata 200 respektive 80 bar(a) som resulterar i ett tryckförhållande på 2,5. Detta ger vid handen ganska enkla turbomaskinkomponenter för kompression respektive expansion. Stora delar av komponenterna blir relativt sett små jämfört med en vanlig ångcykel och det är att se som en fördel. Trycknivån i processen är förhållandevis enkel att hantera så länge som man kan undvika axelgenomföringar och ha en helt kapslad lösning. Detta kommer i huvudsak att drivas av storleken på generatoren.

Processen kan göras mer avancerad genom att införa fler processteg (två generatorer) och ha två parallella processer för komprimeringen [21]. I detta fall förbättrar man värmeupptagsförmågan (högre medeltemperatur) samt mindre värme till omgivningen- sammantaget bättre cykelverkningsgrad. Man kan

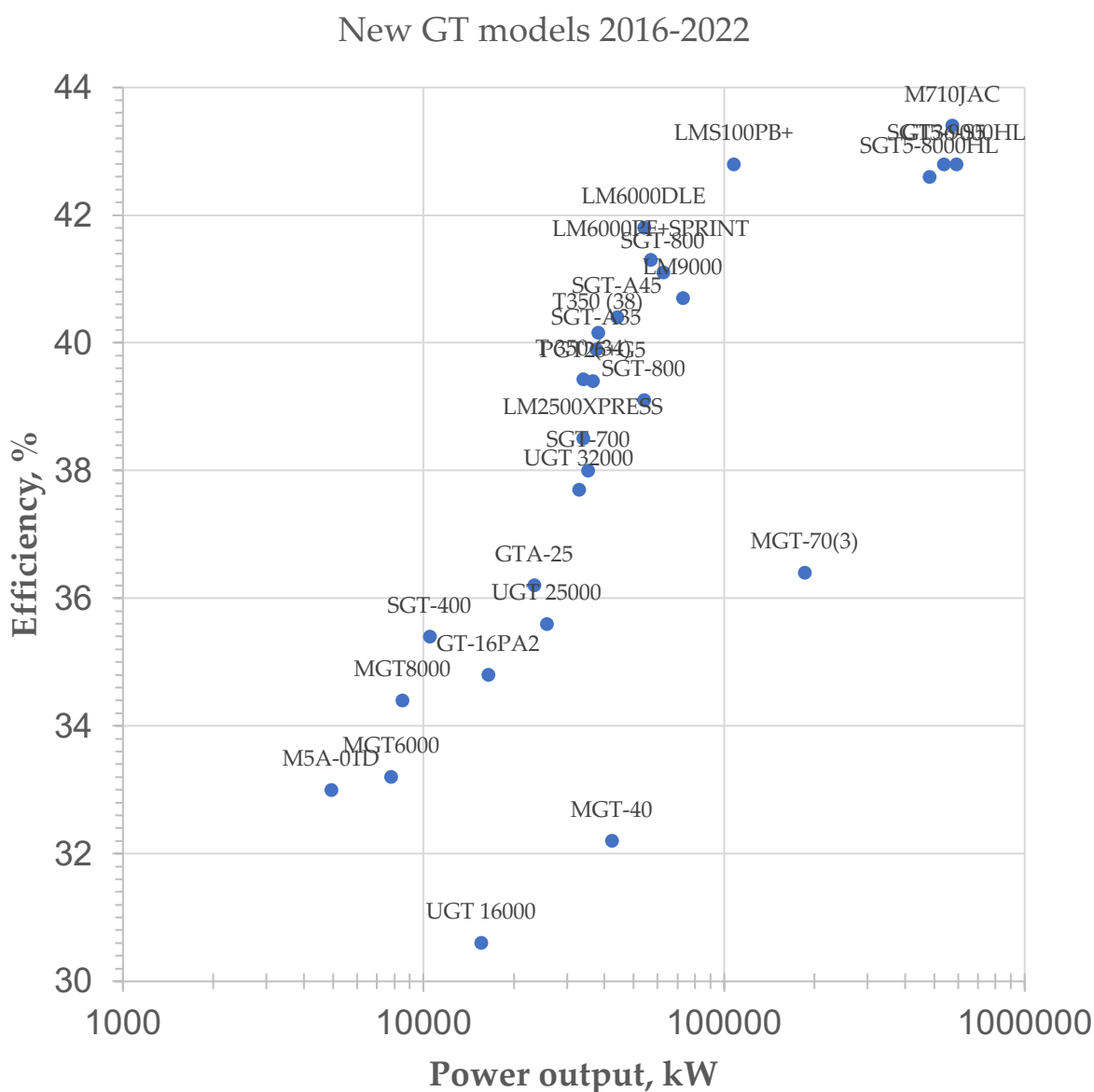
exempelvis visa att cykelverkningsgraden ökar från 42 procent till 50 procent vid en inlopps- respektive utloppstemperatur av 700°C och 37°C.

Denna process är möjlig att införa som bottencykel för en gasturbin men kostnaderna är i dagsläget höga pga. trycknivåerna.

10 Nya maskiner

10.1 NYA MASKINER

Trots både stor överkapacitet för gasturbiner, pga. kraftigt utbyggd förnybar annan produktion samt pandemin, har tillverkarna fortsatt att utveckla sina befintliga och nya gasturbiner. I figuren nedan visas 28 av 32 maskiner som har introducerats sedan 2016.



Värt att notera är att tillverkarna utvecklar mycket stora maskiner, den största är Siemens SGT5-9000HL med sina 593 MW, trots att projekten har minskat avsevärt. Alla 50 Hz maskiner över cirka 150 MW är direktkopplade eftersom det inte finns större växlar att tillgå. Kompressorns flödeskapacitet är cirka 1050 kg (dvs. 1050

kg/s@3000 rpm) vilket är imponerande eftersom det resulterar i ett mycket stort turbinavlopp för ett givet Machtal i utloppet. Normalt kan man förvänta sig nivåer runt 800 kg/@3000 rpm för "rimliga" spännings- eller AN²-nivåer. Mitsubishi, General Electric och Ansaldo, kvalar in på 574, 571 och 528 MW med M701JAC, 9HA.02 och GT36-S5. Samtliga av dessa har ungefär samma flödeskapacitet och är att betrakta som ett paradigmskifte. Samtliga nämnda maskiner kan nå 64 procent verkningsgrad eftersom alla ligger högt i avgastemperatur. Exempelvis har SGT5-9000HL högst temperatur med sina 670°C som möjliggör en admissionstemperatur till ångturbinen på 650°C.

I det "mindre" segmentet där fleraxliga maskiner är dominanta har Solar™ nyligen introducerat Titan 350. Denna finns i två varianter, nämligen 35 och 39 MW och adresserar både mekanisk drivning av kompressorer och generatorer. Verkningsgraden är 41 procent men informationen är i skrivande stund sparsam och kommer att undersökas vidare under 2024.

10.2 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 som baserat på regressionsanalys av data i [22]:

$$\text{Kostnad} = 4098 \cdot \text{effekt}^{-0.0843} - 1216 \quad [\text{USD/kW}]$$

För en kombianläggning gäller det approximativa sambandet [22]:

$$\text{Kostnad} = 337 + 6.58 \cdot 10^4 \cdot \text{effekt}^{-0.38} \quad [\text{USD/kW}]$$

Ordet överslagsberäkningar är kursivt eftersom precisionen för ekvationen inte är optimal eftersom det inte finns ett exakt samband mellan effekt och kostnad. I stället 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 basproduktionsanläggning 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:

$$\text{kostnad}_{\text{enkel}} = 4098 \times 57000^{-0.0843} - 1216 \approx 412$$

$$\text{kostnad}_{2+1 \text{ kombi}} = 337 + 6.58 \cdot 10^4 \cdot 180000^{-0.38} \approx 1000$$

Kostnaden för en C-version av SGT-800⁶³ anges i [22] till 360 USD/kW (20 500 000 USD) och 933 USD/kW (180 000 000 USD) för en enkel respektive 2+1 kombianläggning. Skillnaden, i just detta fall, mellan första ekvationen och GTW Handbook [22] är förhållandevis stor och man bör därför alltid kontrollera resultatet.

⁶³ C-version: 57,000 kW, 40.1 procent verkningsgrad, 565 °C avgastemperatur och 136,6 kg/s

10.3 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, vibrationsmätsystem, styrsystem, batterier (hjälpssystem), motorstyrning, spänningsregulator, generatorskydd **medan hjälptransformator och step-up transformator är exkluderade.**

OBS! Samtliga siffror och data baseras på [22].

Modell	Effekt (kW)	Verkningsgrad	Pris	USD/kW
C200	200	33.1	240 000	1 200
C1000S	1 000	33.1	1 000 000	1 000
M1A-17D				
OP16-3A				
Centaur 50				
501-KB5S				
UGT5000				
SGT-100	5 400	31.0	4 400 000	815
UGT600				
SGT-300	7 860	30.8	5 500 000	700
Taurus 70				
Mars 100				
SGT-400	14 340	35.6	7 900 000	551
UGT15000				
Titan 130				
Titan 250	23 100	38.9	12 150 000	526
LM2500DLE	22 900	36.6	13.000.000	568

Modell	Effekt (kW)	Verkningsgrad	Pris	USD/kW
SGT-600				
FT8 SP25 DLN				
UGT25000				
FT8 SP30	30 892	36,6	13 750 000	445
MS5002E				
SGT-750				
H-25	41 030	36,2	13 600 000	331
6B.03				
SGT-800	57 000	40,1	19 000 000	333
SGT-A65 DLE				
LM9000 Low NOx	72 700	42,8	28 000 000	385
FT4000 SP60				
SGT-A65 WLE ISI				
AE64.3A				
6F.03				
H-100				
FT4000 SP 120	144 243	41,6	44 000 000	305
M701DA				
9E.04				
AE94.2				
SGT5-2000E				
GT13E2				
9F.05				
SGT5-4000F				
GT26				
M701F				

Modell	Effekt (kW)	Verkningsgrad	Pris	USD/kW
M701JAC				
SGT5-8000H				
M701J				
SGT5-8000HL				
GT36-S5				
M701JAC(2015)				
9HA.02				
SGT5-9000HL	593 000	>43	85 000 000	143

OBS! * markerar 2018 års utgåva av GTW Handbook

10.4 PRESTANDA OCH KOSTNADER - KOMBICYKEL

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

Samtliga maskiner har ett "standardscope" för enkelbränsle:

- **Gasturbin:** enligt "simple cycle".
- **Ångturbin:** Kondensurbin med vattenkyld kondensor. Turbinen är underkritisk med 1, 2 eller 3 tryck (reheat i förekommande fall) och har enclosure. Avloppet är antingen axiellt eller nedåtriktat, turbinen har bypass, hydraulik för ventiler och ram.
- **Avgaspanna:** Avgaspannan har avgaskanal och en kort skorsten med ljuddämpare. Pannan är konstruerad för utomhusinstallation.
- **Generatorer:** Antingen luft- eller vätgaskylda beroende på storlek.
- **Kontrollutrustning:** DCS för full integration av gasturbiner, avgaspanna och ångturbin.
- **Kringutrustning (BoP):** Kondensat- och matarvattensystem, pumpar och kylvattensystem
- **Elsystem:** Brytare och hjälptransformatorer, reglering (magnetisering), skenstråk. Inkluderar inte step-up transformatorer och anslutning till yttre nät.
- **Övriga komponenter som är exkluderade:** Bypass skorsten, inloppskylning, tillsatseldning, katalysator, alternativbränsle, ...

OBS! Samtliga data och siffror baseras på [22].

Anläggning	Effekt (MW)	Verkningsgrad	ÅT-effekt (MW)	Pris	USD/kW
2x1 THM 1304-12N	3,4	44,5	12.5	49 500 000	1 439

Anläggning	Effekt (MW)	Verkningsgrad	ÅT- effekt (MW)	Pris	USD/kW
1x1 SGT-600					
1x1 FT8 SP 30					
1x1 SGT-A35 RB211 DLE					
1x1 SGT-700					
1x1 LM2500+G4 DLE					
1x1 SGT-750					
1x1 LM6000 DLE					
1x1 6B.03					
1x1 SGT-A46 TR DLE					
2x1 SGT-600					
1x1 SGT-A46 TR ISI					
2x1 FT8-SP30					
1x1 SGT800					
2x1 SGT-700					
2x1 LM6000 DLE					
1x1 AE64.3A					
1x1 6F.03					
2x1 6B.03					
1x1 H-100					
2x1 SGT-800					
1x1 LMS100					
2x1 AE64.3A					
2x1 6F.03					

Anläggning	Effekt (MW)	Verkningsgrad	ÅT- effekt (MW)	Pris	USD/kW
1x1 SGT5-2000E					
1x1 GT13E2					
2x1 H-100					
1x1 9F.05					
2x1 SGT5-2000E					
1x1 M701F					
2x1 GT13E2-2					
1x1 9HA.01					
1x1 M701J					
1x1 SGT5- 8000HL					
1x1 M701JAC 2015					
1x9HA.02					
1xSGT5-9000HL					
2x9F.05					
2xGT26-2					
2xSGT5-8000HL					
2xGT36-S5					
2x9HA.02					
2xSGT5-9000HL	1 740	>63	N/A	985 000 000	566

10.5 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 (tex. kapital) och gör att anläggningens årliga drifttid (H) är kritisk för utfallet.

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

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

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

Det två termerna längst till höger introduceras för att hantera kostnader för utsläpp och ersättningskapacitet. Denna beräkningsmetod bör användas för exempelvis vindkraftparker med konstant uteffekt (flate rate).

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.

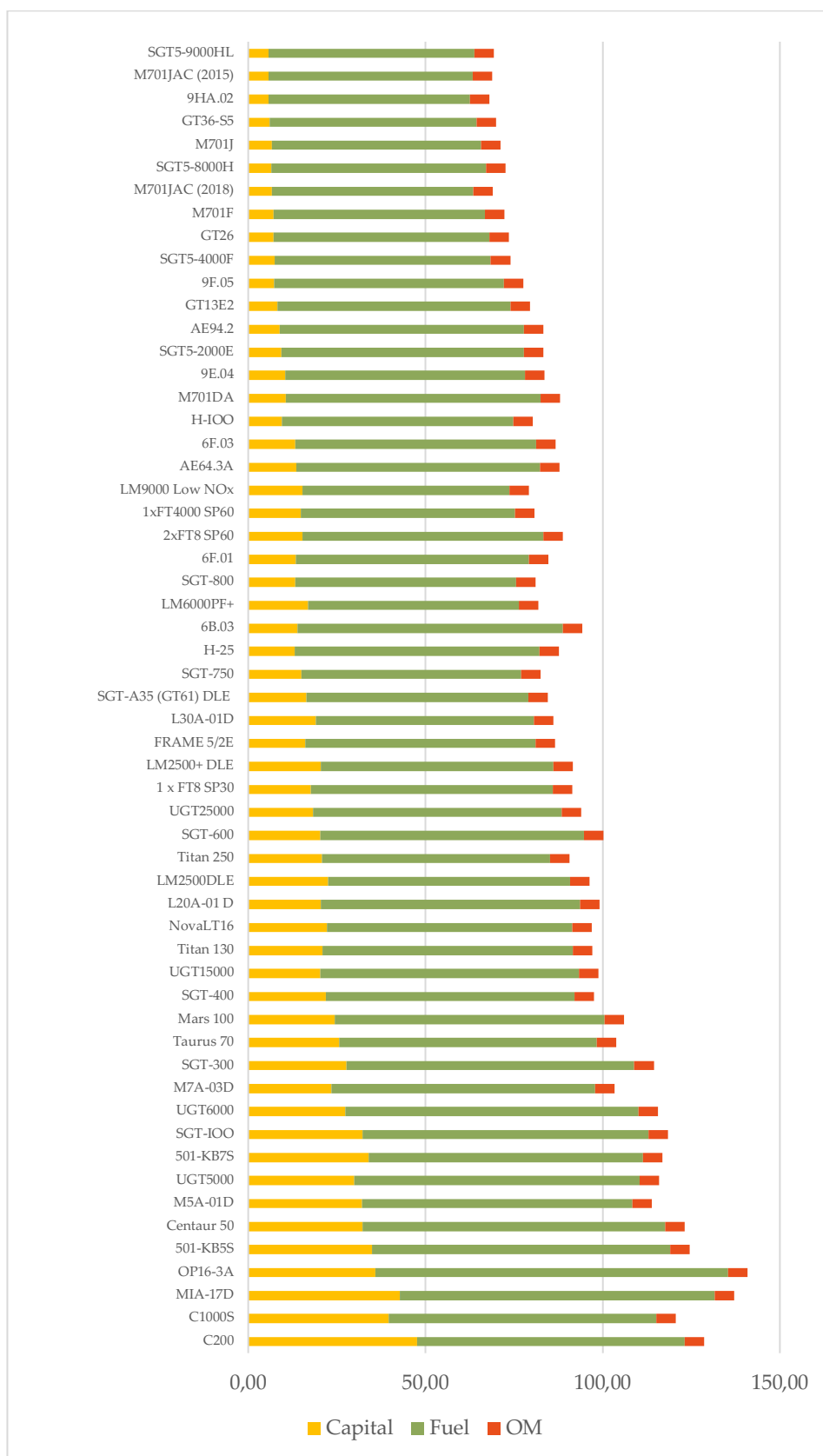
Underhållskostnaden varierar mycket mellan maskinerna och det är svårt att ge generella siffror. Typiska siffror för moderna maskiner kan vara i intervallet 3 USD/kWh till 3,5 USD/kWh.

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).

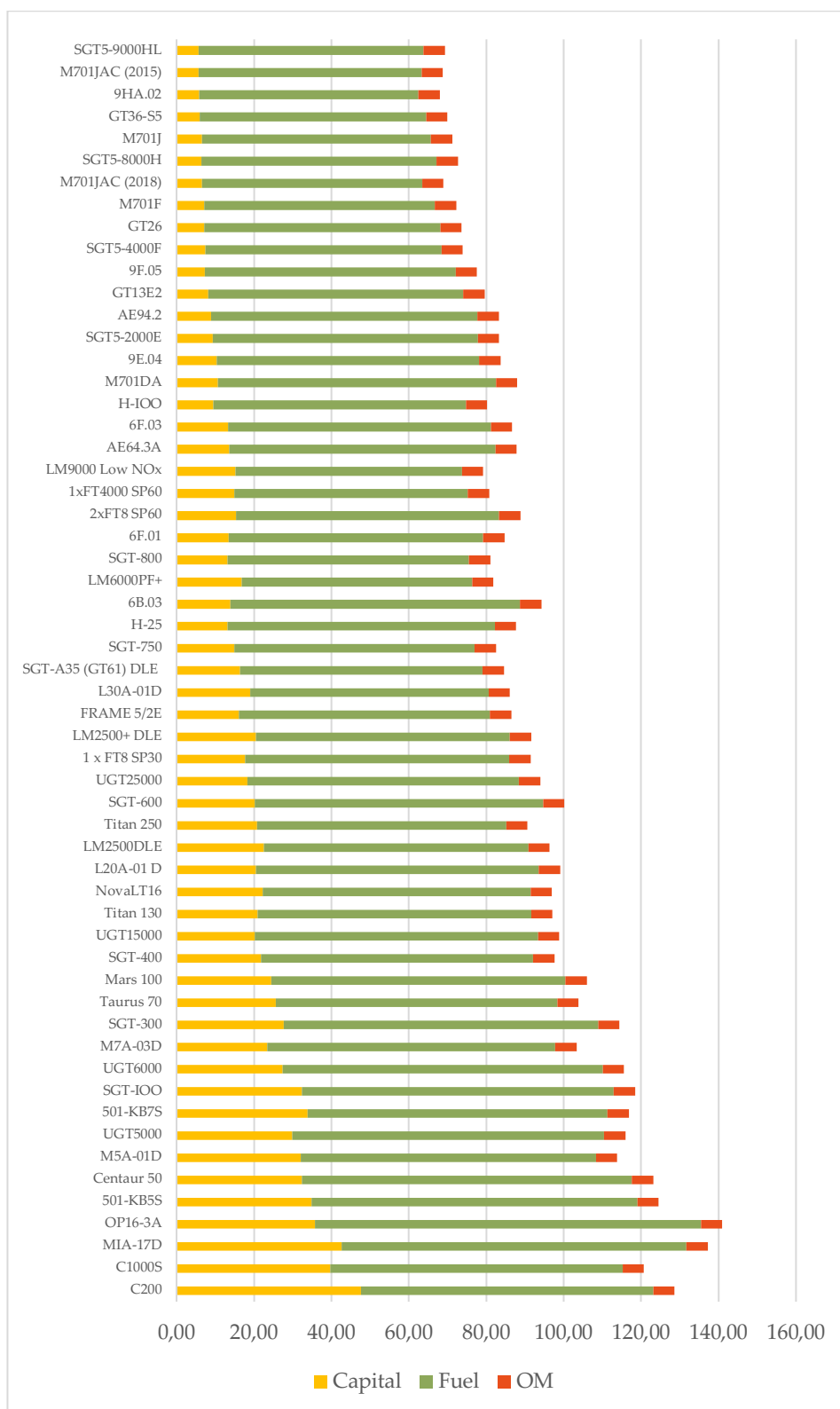
I analysen nedan används ett fixt bränslepris på 250 kr/MWh (25 USD/MWh). Många av antaganden går att diskutera och analysen ger vid handen produktionskostnaden är ett (dvs. ingen inflation, avskrivningar, etc.). Analysen inkluderar heller inte andra kostnader utöver specifikationen ovan dvs. personal, extra faciliteter, skatt, etcetera

Metoden ovan ger per definition ett nuvärde som är noll och väldigt få organisationer skulle bygga anläggningar som inte ger vinst på insatt kapital. Man måste därför justera elpriset så att internränta blir på en lämplig nivå genom att införa en faktor som typiskt är i intervallet 1,169...1,268 [1]. Det är också vanligt att finanserna en del av kapitalet med lån och då fungerar inte ekvationerna ovan. I stället får man beräkna nuvärdet alternativt internräntan för projektet och lösa elpriset iterativt.

10.5.1 Approx. produktionskostnad vid 500 timmar drift



10.5.2 Approx. produktionskostnad vid 5000 timmar drift



10.5.3 Förbättrad/fördjupad analys

Ekvationerna ovan är inte tillräckliga om en mer fullständig analys ska utföras med exempelvis kapitalmodeller, skatter och avskrivning. I stället är praxis för mer detaljerad analys att inkludera samtliga finansiella poster och lösa iterativt vilken LCOE som ger önskas avkastning på eget insatt kapital. Principerna för hur detta går till redovisas exempelvis i [2] och läsaren hänvisas dit för en fullständig analys.

Siffrorna som ligger till grund för beräkning av LCOE finns i [22] och dessa anger utrustningens pris med ett visst leveransomfång. Till detta kommer extra kostnader för engineering etcetera och nivåerna måste korrigeras för detta. Praxis är att introducera en faktor som ligger mellan 1.6 och 2.0 för mer realistiska nivåer. Alla som har en skarp offert kan själv enkelt göra jämförelsen med nivåerna i [22]. I denna rapport används sambandet för att beräkna priset:

$$\frac{CAPEX}{P} = \underbrace{(1+x)}_{1.6..2.0} \cdot \left(\frac{CAPEX}{P} \right)_{GTW} \approx 1.8 \cdot \left(\frac{CAPEX}{P} \right)_{GTW}$$

Dvs. faktor 1.8 kommer att användas för att bättre matcha faktisk kostnad för kund. I exemplet kommer en maskin i 70 MW klassen att användas för att beräkna LCOE för att matcha avkastning på eget kapital 8.0 procent. Priset för installerad maskin antas vara 630.4 USD/kW (vilket matchar GTW-ekvationen för 2020 [22] med faktor 1.8). Obs! priserna anges i USD/MWh vilket motsvarar öre/kWh om växlingskursen är 10 SEK/USD.

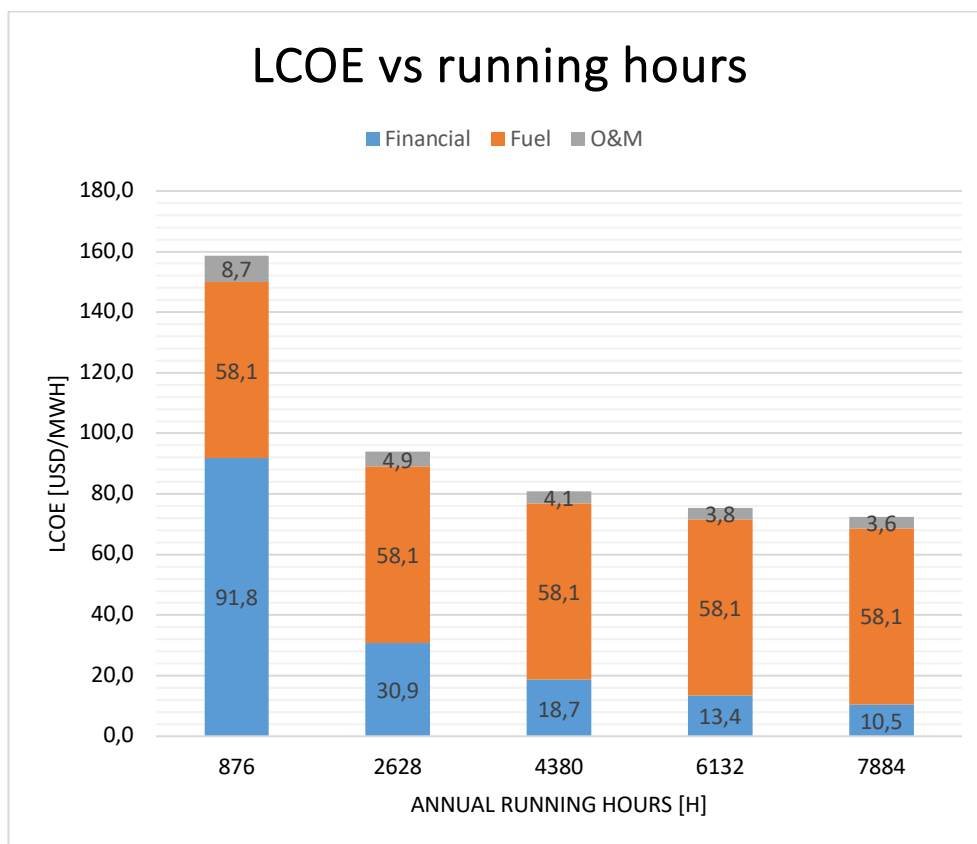
I analys en förutsätts maskinen har en verkningsgrad på 0.43 respektive 0.60 (eller 3/5) för enkelcykel respektive kombicykel. Bränslepriset som ingår i analysen är 25 USD/MWh för biogas respektive 2 och 4 USD/kg för vätgas. Priset för vätgas blir då 60 respektive 120 USD/MWh. Detta innebär att bränslekostnaden per MWh producerad energimängd blir:

	Enkelcykel @0,43	Kombicykel @3/5
Biogas/NG	58,1 USD/MWh	41,7 USD/MWh
Vätgas @2USD/kg	139,5 USD/MWh	100,0 USD/MWh
Vätgas @4USD/kg	279,1 USD/MWh	200,0 USD/MWh

Servicekostnad, drift och underhåll förutsätts vara 3 USD/MWh samt 5 USD/kW årlig fast kostnad.

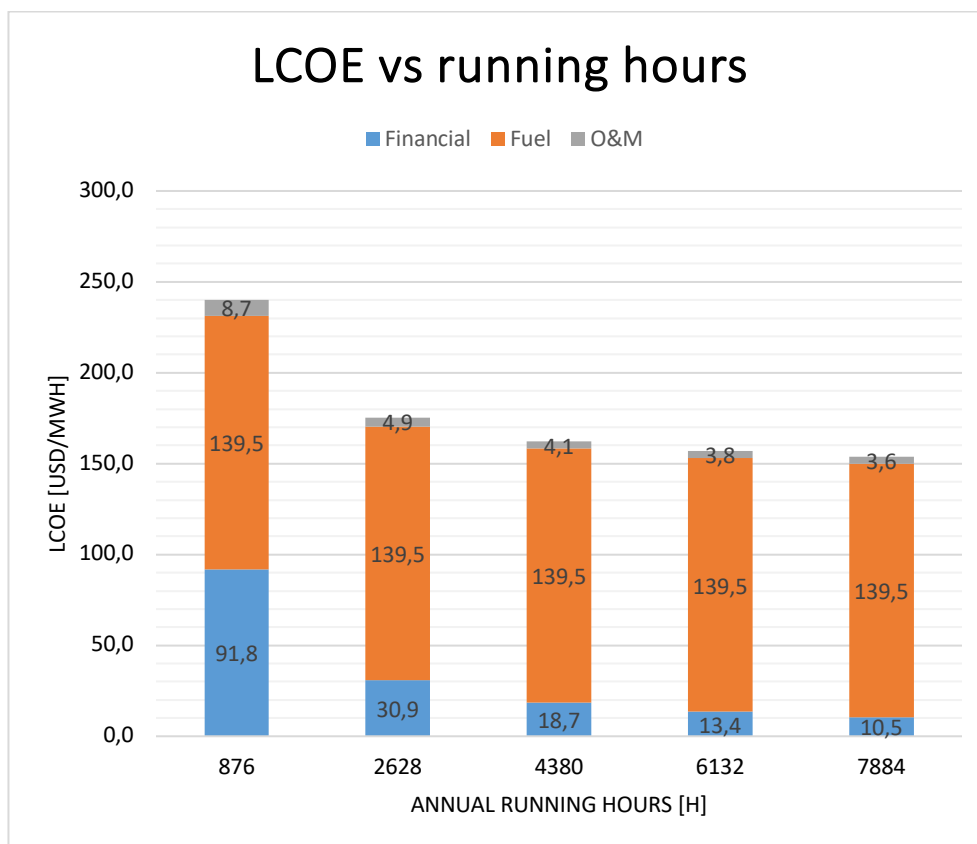
Kostnaderna för kapital baserad på att 60 procent av investeringen lånas till 4 procent ränta. Detta innebär att eget insatt kapital blir 40 procent av kostnaden och detta ska resultera i en avkastning på 8,0 procent. Avskrivningstiden är 20 år för projektet och lånet löper över hela denna.

Bolagsskatten antas vara 21,4 procent.



Figur 10-1 LCOE s.f.a drifttid – Biogas enkel cykel

Figuren ovan visar produktionskostnaden enligt förutsättningarna i introduktionen. Drifttiderna är 10, 30, 50, 70 och 90 procent av ett år, vilket tydligt visar hur intjäningskapaciteten för att täcka kapitalkostnaden för maskinen påverkas av drifttiden. Bränslepriset är relativt högt satt och antas reflektera framtida biogas alternativt naturgas med högt skatteuttag. Balansen mellan CAPEX och OPEX styra av initialkostnaden och bränslepriset. Dvs. få drifttimmar kan motivera val av "enklare" och billigare maskiner som har lägre verkningsgrad. Exempelvis en gasturbin som enbart kommer att användas som störningsreserv, kommer att få en produktionskostnad som helt domineras av kapitalkostnader.



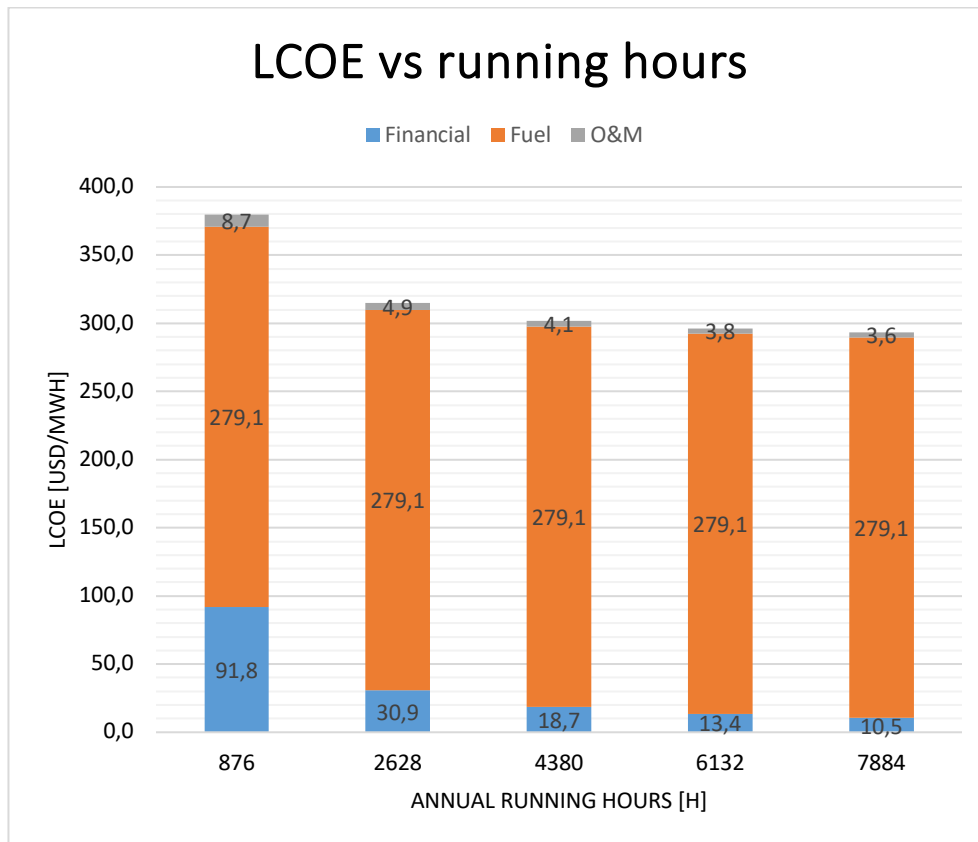
Figur 10-2 LCOE s.f.a drifttid - Vätgas @ 2 USD/kg enkel cykel

Figuren ovan visar produktionskostnaden för samma maskin, fast med vätgas till ett pris av 2 USD/kg. Man inser direkt vikten av priset för vätgas och trots 90 procent utnyttjande är LCOE över 150 öre/kWh (USD/MWh). LCOE domineras av kostnaden för bränslet och det är angeläget att ett framtida pris för vätgas ligger lägre.

I tillägg till priset för vätgas, tillkommer kostnader för kryogen lagning vid -254°C lokalt vid anläggningen. Vikten av att förlägga gasturbinerna vid fast infrastruktur (dvs. rörledningar) blir tydlig – även för maskiner som används för att balansera vind- och PV-kapacitet.

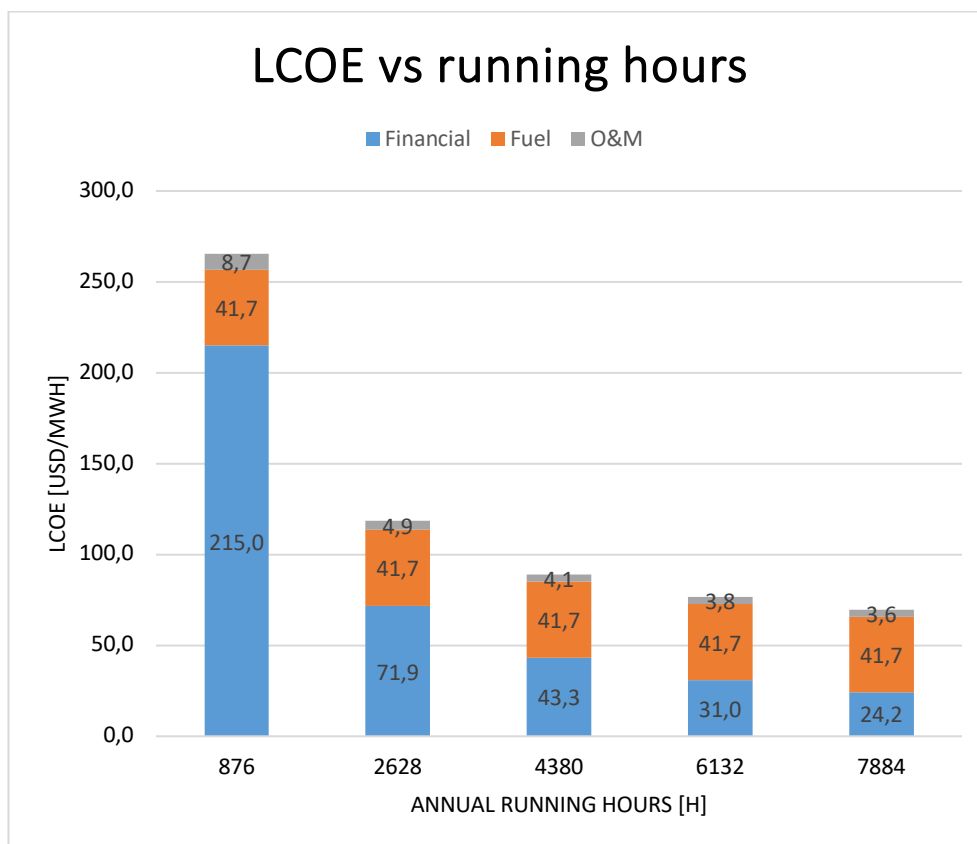
Bränslepriset räknas enligt:

$$f = \frac{2 \left[\frac{\text{USD}}{\text{kg}} \right]}{120 \left[\frac{\text{MJ} (\text{MWs})}{\text{kg}} \right]} \cdot 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right] = 60 \left[\frac{\text{USD}}{\text{MWh}} \right]$$



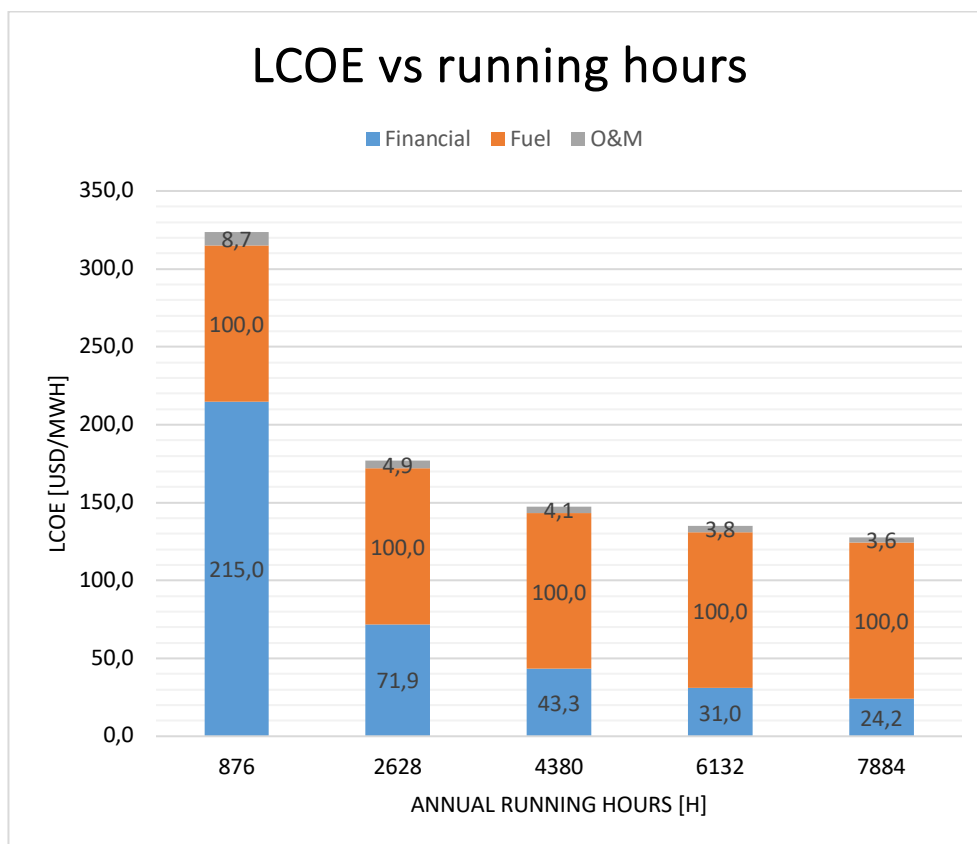
Figur 10-3 LCOE s.f.a drifttid - Vätgas @4 USD/kg enkel cykel

Samma som tidigare men 4 USD/kg vätgaspris i ett tänkt fall med lokal kryogen lagring.



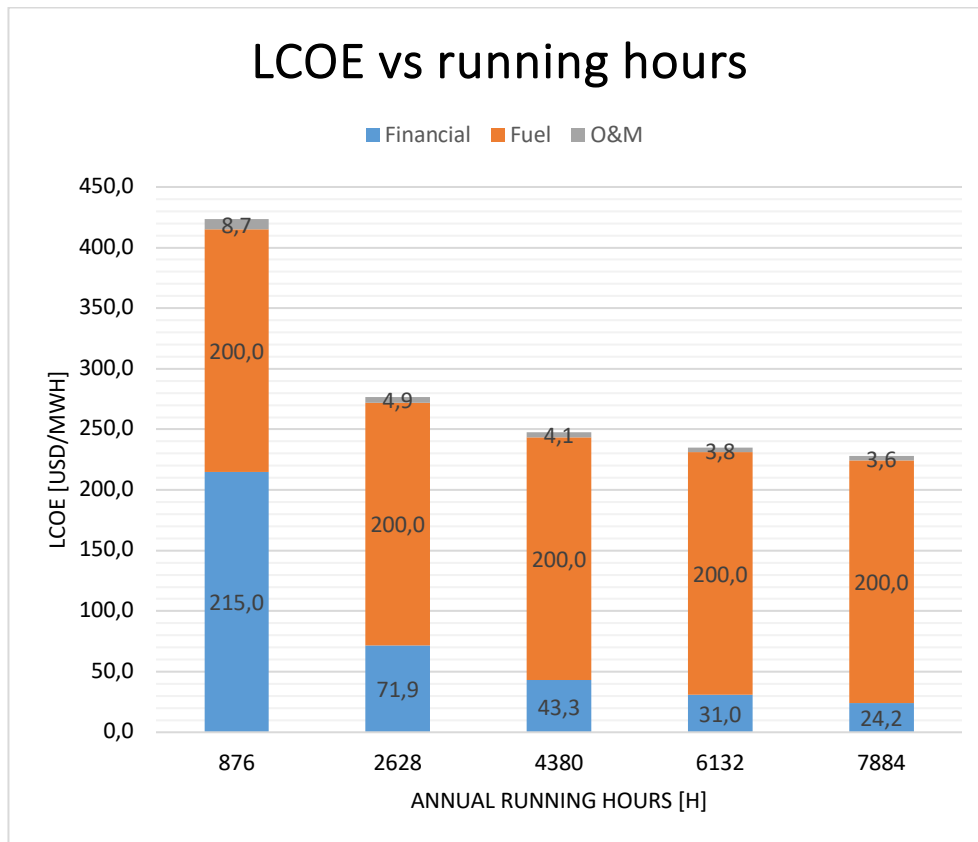
Figur 10-4 LCOE s.f.a drifttid - Biogas kombicykel med 60 procent verkningsgrad

Figuren ovan visar LCOE för en tänkt 200 MW gaskombi som eldar biogas som funktion av drifttid. Kombianläggningen har högre CAPEX (1 486 USD/kW) men samtidigt avsevärt högre verkningsgrad (60 procent). Vid stort utnyttjande är den högre verkningsgraden viktig för låg LCOE. Det omvända sker vid litet utnyttjande, där kapitalkostnaden driver LCOE till höga nivåer.



Figur 10-5 LCOE s.f.a drifttid - Vätgas kombicykel @2 USD/kg

Figuren ovan visar en gaskombianläggning som eldar vätgas med ett pris på 2 USD/kg. Även här driver få drifttimmar LCOE till höga nivåer och det är tveksamt om kombinationen få timmar och vätgas är lämpligt.

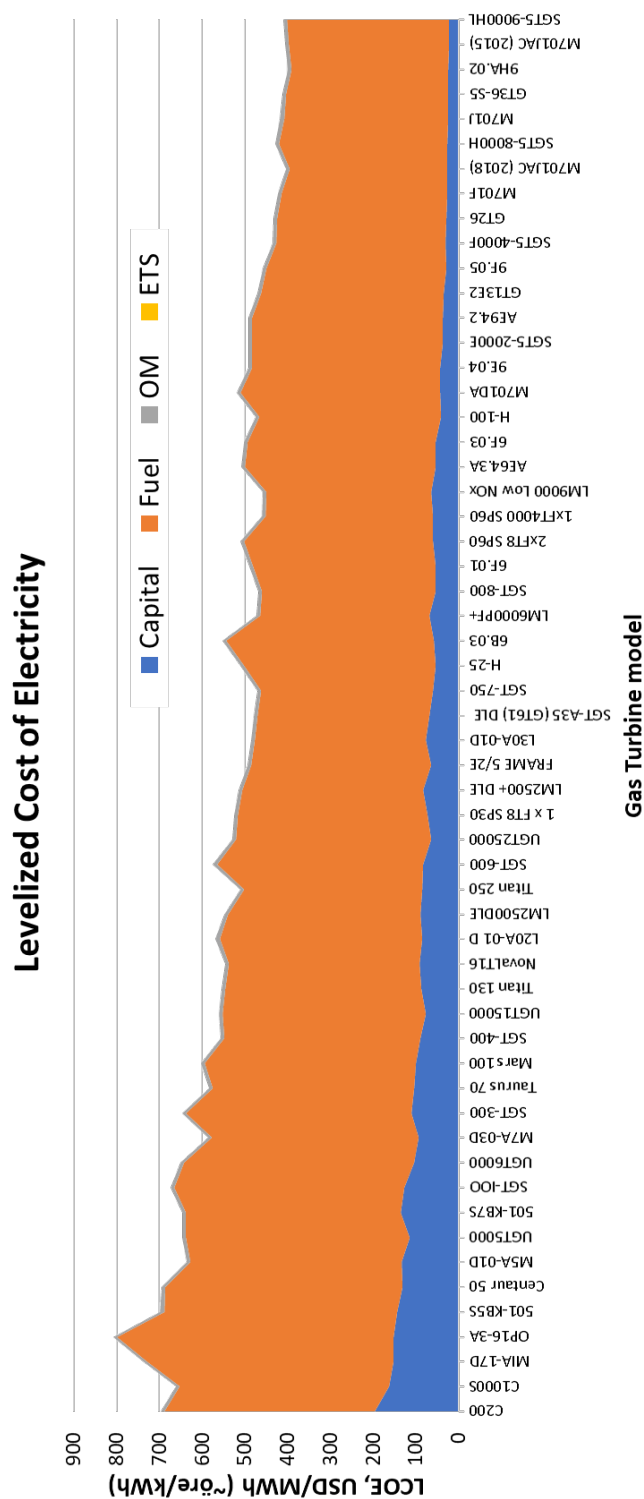


Figur 10-6 LCOE s.f.a drifttid - Vätgas kombicykel @4 USD/kg

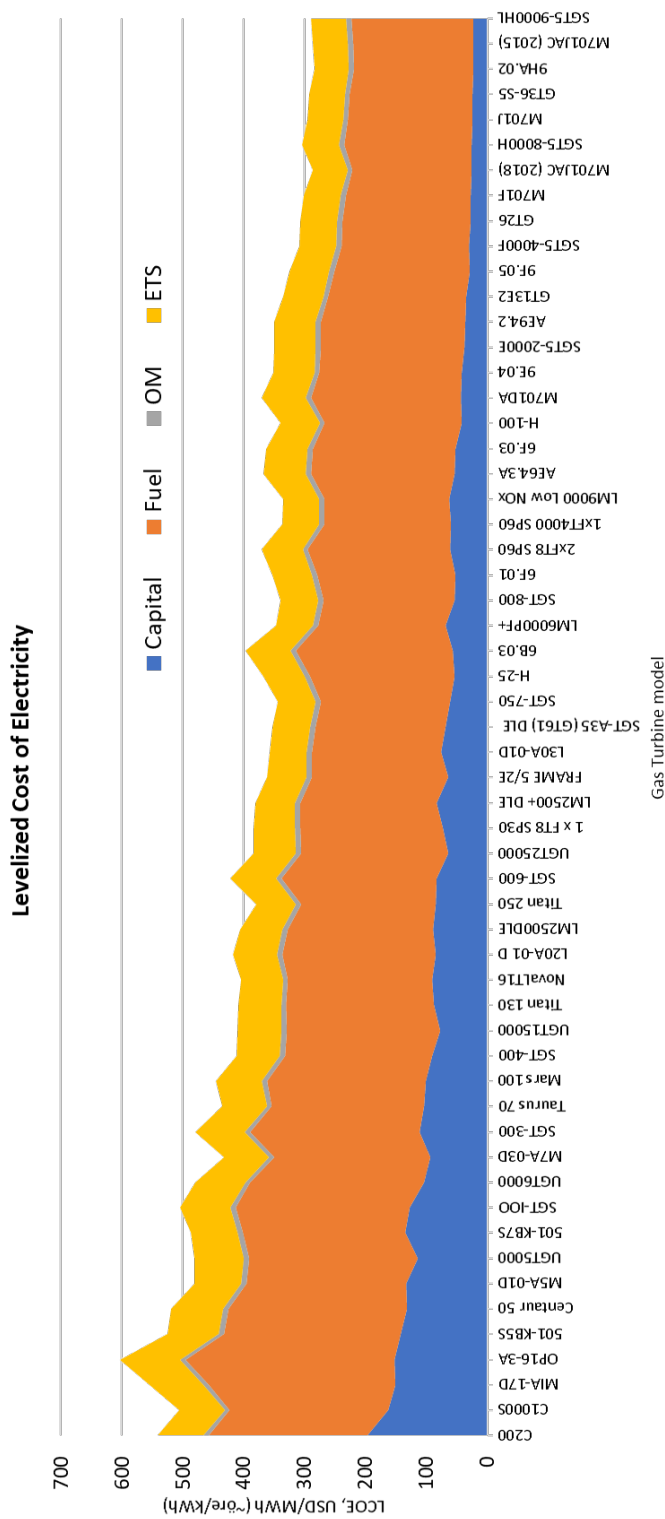
Samma som föregående figur, men ett hypotetiskt fall med 4 USD/kg för att illustrera effekten av kryogen lagring samt få drifttimmar.

10.5.4 HVO samt Metanol

Genomräkning av samtliga maskiner i föregående analyser med HVO. Bränslekostnaden antas vara 2 USD/kg vilket medför en bränslekostnad om 162 USD/MWh (~öre/kWh).



Genomräkning av samtliga maskiner i föregående analyser med fossilbaserad Metanol. Bränslekostnaden antas vara 86 USD/MWh (~öre/kWh) och ETS 100 USD/ton



11 RfG-problematik och gasturbiner

Regelverket som stipulerar vilka förmågor som en generator måste ha för att kunna anslutas till nätet är EIFS 2018:2 eller RfG. Dessa är i all väsentlighet likalydande med minde avvikelser. Normerna stipulerar ett antal förmågor kring lastsvar, frekvens- och spänningsreglering. Rotationsenergi eller "tröghet" är utomordentligt viktigt för nätet men inget de nämnda regelverken stipulerar en viss nivå för H-värdet.

11.1 INTRODUKTION – H-VÄRDE OCH FELTÅLIGHET

I stället det kommer in indirekt via aggregatets krav på feltålighet, som kravställer gränsbryttiden. Denna kan definieras som tiden aggregatet kan vara anslutet till nätet vid ett spänningsfall som understiger exempelvis 0,2 p.u. spänning utan att falla ur fas. H-värdet har enhet tid, vilket kan vid en första anblick verka som en konstig enhet för polär tröghet – som definieras:

$$J \equiv \frac{T_m(t) - T_e(t)}{\frac{d\omega}{dt}}$$

Diverse mellansteg ger vid handen:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad [Nm]$$

$$\left. \begin{aligned} P_m(t) - P_e(t) &= \frac{dE_{kin}}{dt} = \omega \cdot J \cdot \frac{d\omega}{dt} \\ H &= \frac{E_{kin}}{S_{nom}} = \frac{J \cdot \omega^2}{2 \cdot S} \\ \omega &= 2 \cdot \pi \cdot f \end{aligned} \right\} \therefore P_m(t) - P_e(t) = \frac{2 \cdot S_{nom} \cdot H}{f} \cdot \frac{df}{dt} \quad \left[\frac{Nm}{s} = W \right]$$

Efter en enkel omskrivning erhåller man:

$$p_m(t) - p_e(t) = \frac{2 \cdot H}{(2 \cdot \pi \cdot f)} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{2 \cdot H}{f} \cdot \frac{df}{dt} \quad [p.u.]$$

Eller på formen:

$$H = \frac{E_{kin}}{S} = \frac{J \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2}{2 \cdot S_{nom}} \quad [s]$$

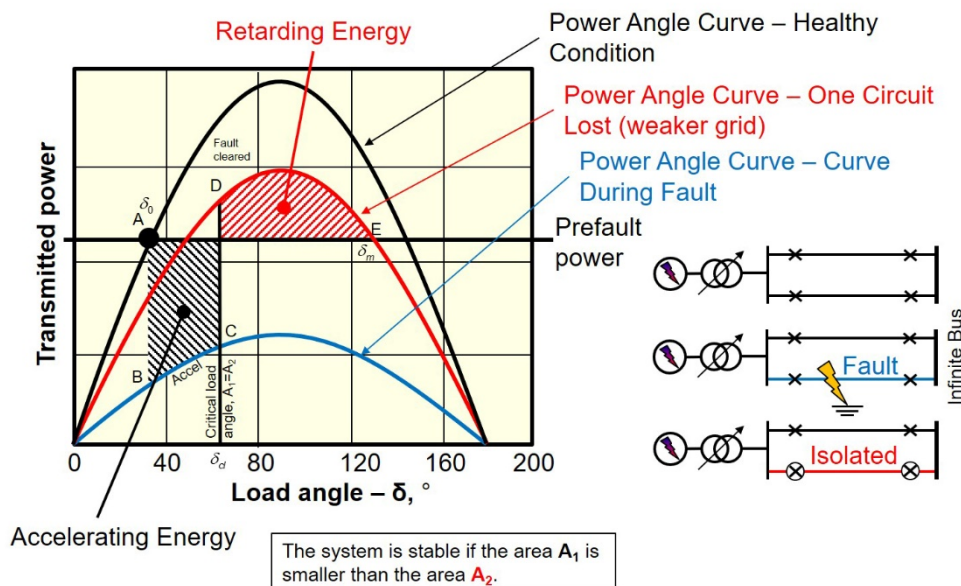
Genom att integrera ekvationen för effekt ovan två gånger mellan tiden noll och tiden "t", erhåller man sambandet med antagandet att hela effekten faller bort:

$$\Delta\varphi_{tr} = \frac{90}{H} \cdot f_{nom} \cdot t^2 \quad [^\circ]$$

Den viktiga slutsatsen från detta är:

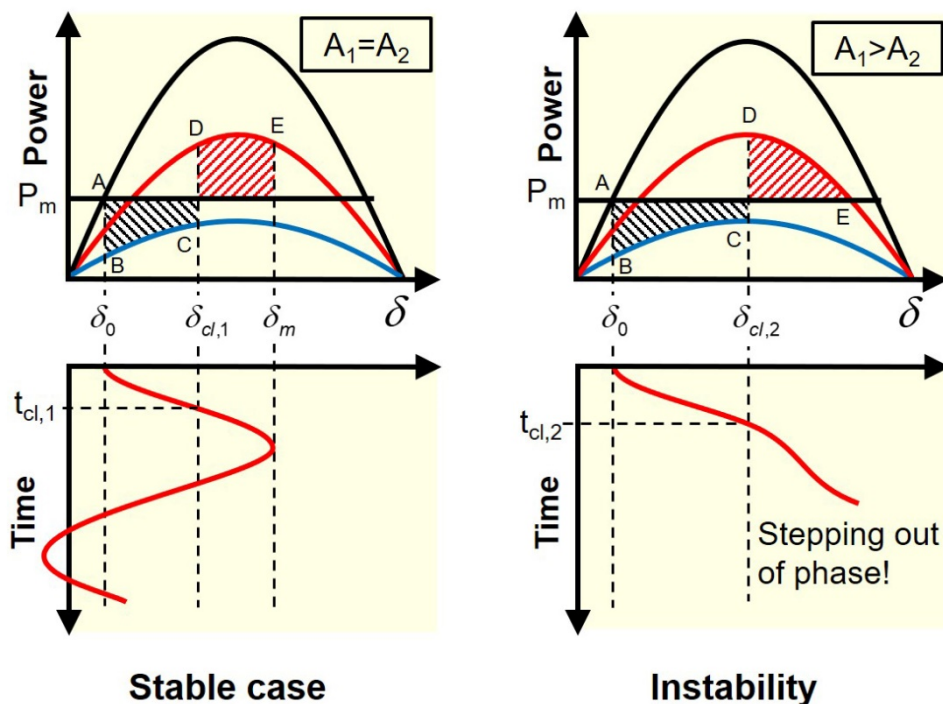
$$\Delta\varphi_{rtr} \sim \frac{1}{H} \quad [^\circ]$$

Dvs. den fysiska rotorvinkeländringen är omvänt proportionell mot rotorsträngens H-värde. Detta är den viktigaste slutsatsen av hela resonemanget ovan! Tyvärr så är inte detta tillräckligt för att definiera problemet utan man behöver introducera generatorns lastvinkel "δ", som är vinkeln mellan interspänningen och utgående spänning. Figuren nedan visar händelseförloppet mellan en kortslutning och felklarning i ett maskat nät. Vid normal drift i punkten "A" (dvs. innan felet) är lastvinkeln cirka 30°. Under kortslutningseventet sjunker spänningen så att effekten blir motsvarande punkten "B" medan generatoreffekten är oförändrad. Dvs. en obalans eftersom turbinens eldningsreglering inte hinner dra av. Detta gör att rotorn kommer att accelerera och "nya" driftpunkten blir "C" i figuren nedan. Kortslutningen hanteras typiskt inom 100 ms genom att isolera felet och man får ett nytt svagare nät än tidigare och driftpunkten blir "D". Under kortslutningsförloppet hade turbinen ett energiöverslott motsvarande den svart-streckade arean som i all väsentlighet beror på felbortkopplingstiden och rotorns H-värde. Eftersom turbinen antas producera samma effekt kommer röd-streckade arean att bromsa accelerationen, och vi erhåller en ny driftpunkt innan "E". Driftpunkten kommer sedan att följa linjen tillbaka till "D" för att sedan hitta en ny jämvikt vid cirka 50° lastvinkel – dvs. den effekt som turbinen producerar. I detta fall klarade turbinen/generatorn nätfelet utan att falla ur fas! Orsaken till att det gick bra enligt beskrivningen var att svart-streckade arean (som vill accelerera) var mindre än den röd-streckade (som vill decelerera)! [23]



Figur 11-1 P-δ vid kortslutning

Förloppet som beskrivs ovan är förenklat och läsaren hänvisas till litteraturen [23] för en mer djuplodande diskussion. Nästa figur visar till vänster ett fall där den accelererande energin (svart-streckad) är mindre än den som vill decelerera (röd-streckad) medan fallet till höger inte uppnår dynamisk stabilitet! Figuren baseras på [23] och ännu en gång hänvisas läsaren till denna referens för en djuplodande diskussion.



Figur 11-2 P- δ vid kortslutning där generatoren inte faller ur fas respektive faller ur fas, baserad på [23]

I fallet till höger är H-värdet inte tillräckligt utan lastvinkeln återgår inte till en stabil jämvikt utan aggregatet faller ur fas. I detta fall måste man lösa brytaren för att inte skada turbin, rotor, växel och generatoren.

Sammanfattningsvis beror generatorns förmåga att hantera en störning på:

1. Lasten innan felet
2. Lasten under störningen, som beror på typ av nät
3. Felbortkopplingstid (~100 ms)
4. Reaktansen i nätet efter felet
5. Generators reaktans (styr lastvinkeln innan felet uppstår)
6. Maskinens H-värde
7. Generators matare (fält och internspänning)
8. Yttre nätet

Dessa punkter diskuteras i [23] och läsaren hänvisas dit för en djuplodande diskussion.

11.2 PÅVERKAN AV RFG PÅ GASTURBINER

De flesta gasturbinerna i systemet är fleraxliga och har per definition ett lågt H-värde. De flesta ordinära tvåaxliga maskinerna ligger runt 1,0 till 1,3 sekunder, vilket är lågt. Å andra sidan, har enaxliga typiskt fem sekunder vilket i detta

sammanhang är väsentligt högre. Riktigt stora gasturbiner kan nå nio sekunder, vilket är i paritet med våra största kärnkraftsturbiner. Ett typiskt vattenkraftverk kan förväntas ha cirka fyra sekunder (långt varvtal – se ekvationer på föregående sida).

Enligt det tidigare resonemanget kommer en maskin med lågt H-värde lättare falla ur fas och behöver därför kortare gränsbryttid. EIFS 2018:2 och/eller RfG krävställer att man ska klara en viss spänningsprofil och 200 ms med låg spänning. Detta medför att man kommer "tvinga" operatörerna att installera enaxliga maskiner med sin större polära tröghet (eller H-värde). Enaxliga maskiner har däremot ett problem i att hantera effektnivån vid underfrekvens (särskilt under varma dagar). Detta diskuteras detaljerat i ett tidigare kapitel.

Sverige har en stor flotta tvåaxliga maskiner som installerades i huvudsak under 70-talet när inte regelverket såg ut som idag. Det bär också nämnas att RfG inte är tillämplig om maskinen nyttjas för annat än störningshantering under mindre än fem minuter årligen. Vidare gäller inte regelverket retroaktivt under förutsättning att maskinen inte ändras. Ett exempel på detta är en uppgraderad maskin, där effekten ökades med bibehållet H-värde. I detta fall skulle maskinens dynamiska stabilitet (dvs. area-kriteriet) göra att gränsbryttiden behöver vara större än stipulerad nivå.

I övrigt finns inget signifikant generellt problem för gasturbiner att uppfylla RfG. Gasturbiner har tvärt om mycket stora förutsättningar för att uppfylla nuvarande och framtida behov i elnätet.

12 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 högtemperaturkorrosion eftersom asksmälttemperaturen för natrium och vanadium ligger runt 900 °C. Under denna är det lägre risk för högtemperaturkorrosion 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.

12.1 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 4-2 för information). Gasturbinens effekt kommer i princip alltid att öka med ökad eldningstemperatur oavsett typ av maskin. Den exakta 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-design⁶⁴. Dessa finns bara hos tillverkarna⁶⁵ och är väl förborgade företags-

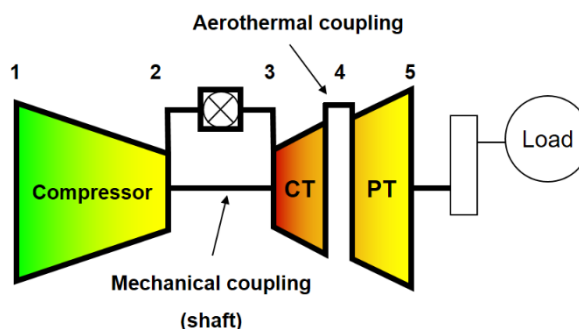
⁶⁴ Off-design omfattar alla driftpunkter som inte är designpunkten – dvs. samma innebörd oavsett om det är ändrade omgivningstillstånd eller en annan eldningsnivå.

⁶⁵ Används exempelvis för garantiberäkning

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

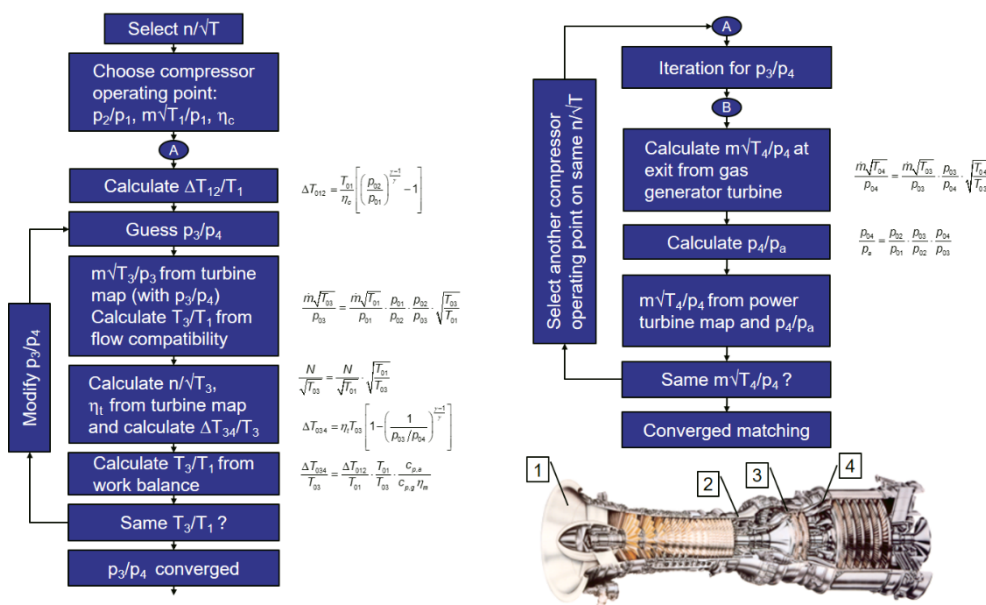
Det är egentligen ingen principiell skillnad mot hur man räknar en designpunkt och prestanda i off-design ur ett termodynamiskt perspektiv. Den stora skillnaden kommer från att man har en viss maskin med sina komponenter. Detta yttrar sig exempelvis i att en viss turbin måste driva en viss kompressor (dvs. samma fysiska varvtal och effektbalans) – och att det som lämnar en komponent ska in i nästa (Figur 4-3 och nedan).

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



Figur 12-1 Princip matchningsberäkning tvåaxlig [9]

Beräkningen blir iterativ⁶⁶ och lämpar sig inte därför handräkning utan man behöver ett datorprogram. Figuren nedan visar ett förenklat exempel på beräkningsgången för en tvåaxlig maskin.



Figur 12-2 Matchningsberäkning av tvåaxlig maskin [9]

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 [5, 8, 6] för en

⁶⁶ Ekvationssystemet löses normalt med en matrislösare (Newton-Raphson) eller sekventiellt för äldre program

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 [21] och är kommersiellt tillgängligt. Proceduren för att utvärdera effektökning 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.

12.2 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 eldningstemperatur
- 6 000 rpm, 9 000 rpm och 3 000 rpm för respektive lågtrycks-, högtryckskompressorn och kraftturbinen

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

Station	W kg/s	T C	P kPa	WRstd kg/s		
amb		15.00	101.325		FWSD	= 18280.2 kW
1	108.270	15.00	101.325		PSEC	= 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 m ²
					Ps8 =	101.325 kPa
Ps0-P2=	1.013	Ps8-Ps0=	0.000			
Efficiencies:	isentx	polytx	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	WlkLP/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 12-3 Utdata GasTurb – Designpunkt

I Figur 12-3 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 sätt⁶⁷ 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	5000	8

⁶⁷ Kräver kyllda sonder eller avancerad yttemperaturmätning (pyrometri)

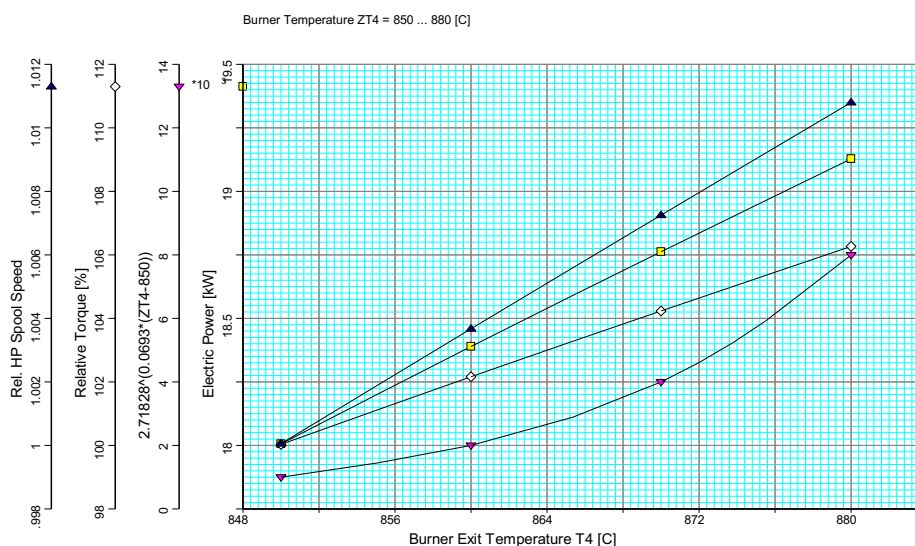
En enkel regressionsanalys⁶⁸ av MF som funktion av skillnaden i eldnings-temperatur (mot nominell) ger vid handen:

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

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

12.2.1 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 12-4 är räknat från vänster: (i) högtrycksaxelns varvtal, (ii) kraftturbinens vridmoment, (iii) MF-faktorn och (iv) eleffekten.



Figur 12-4 Påverkan av ökad eldnings-temperatur i intervallet 850 °C till 880 °C

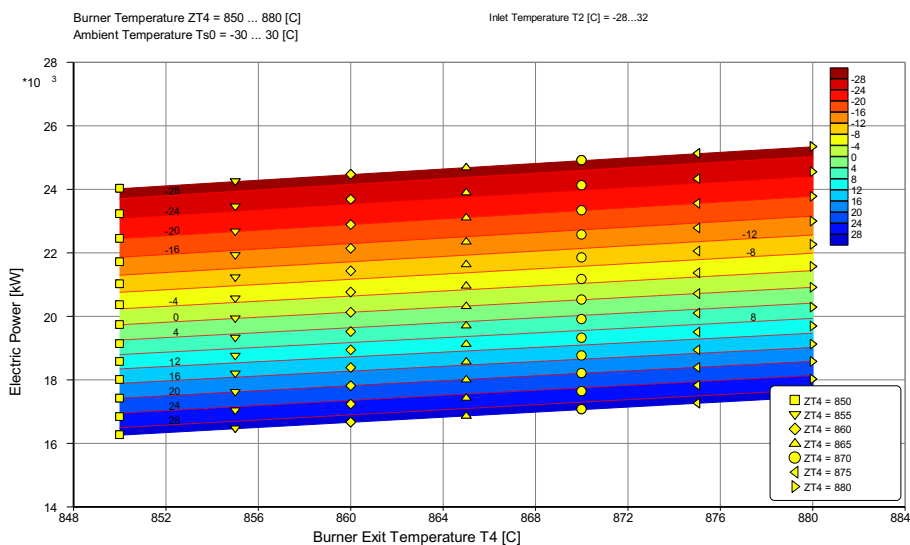
Eleffekten ökar till strax över 19 MW när eldningsnivån ökar från 850 °C till 880 °C, dvs. en "extra" MW jämfört med nominellt. Livslängsförbrukningen ökar med en faktor 8 och man kan köra maskinen strax över 4 000 timmar mot nominellt 40,000. Resultatet visar också att det fysiska varvtalet för högtrycksturbinen 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 eleffekten och flera andra viktiga parametrar (se ovan) finns inte med. Det är

⁶⁸ Antar ett Arrheniusuttryck

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 12-5 Eleffekt som funktion av både eldnings- och omgivningstemperatur

Resultaten av beräkningarna (Figur 12-5) visar att effekten varierar mellan 16,2 MW och 24 MW vid $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ respektive $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. 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 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $880\text{ }^{\circ}\text{C}$ eldnings- och omgivningstemperatur.

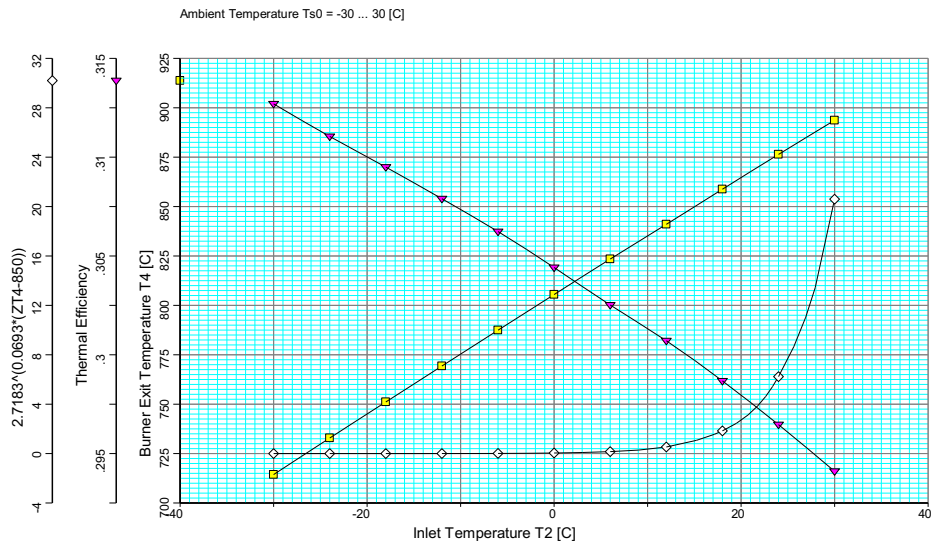
12.2.2 Flat rate

En annan reglervariant är att begränsa mot en viss effekt och sedan låta eldnings- och omgivningstemperaturen 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 eldnings- och omgivningstemperaturer 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 eldnings- och omgivningstemperatur, MF-faktor och verkningsgrad.

Valet av nominell effekt är vanligtvis den som gäller för $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 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 flatrate 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 12-6 Flat rate – effektregering

13 Referenser

- [1] J. Gülen, *Gas Turbines for Electric Power Generation*, Cambridge: Cambridge Press, ISBN 978-1-108-41665-8, 2019.
- [2] Lazard, "Lazard's Levelized Cost of Energy Analysis - Version 12," Lazard, 2018.
- [3] VGB Powertech, *Electricity Generation 2018/2019 - Facts and Figures*, Essen: VGB Powertech, 2019.
- [4] P. Almqvist, "Gasturbiner i Sverige," *Mekanisten (SMR)*, pp. 26-27, 2003.
- [5] P. Walsh och P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, Oxford: Blackwell Publishing, ISBN 978-0-632-06434-2, 2004.
- [6] K. Brun och R. Kurz, *Introduction to Gas Turbine Theory - An Overview of Fundamental Concepts (Second Edition)*, San Diego: Solar Turbines.
- [7] Lazard, "Lazard's Levelized Cost of Storage Analysis - Version 4.0," Lazard, 2018.
- [8] Z. Razak, *Industrial Gas Turbines*, Cambridge, UK: Woodhead Publishing, ISBN 978-1-84569-205-6, 2007.
- [9] M. Genrup, *Gas Turbine Technology - Lecture Notes*, 2018.
- [10] H. Moustapha, M. Zelesky och N. Baines, *Axial and Radial Turbines*, White River Junction, VT: Concepts NREC, ISBN 0-933283-12-0, 2003.
- [11] B. Rosic, J. D. Denton, J. Horlock och S. Uchida, "Integrated Combustor and Vane Concept," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 134:3, 2012.
- [12] J. Goldmeier, "Power to Gas: Hydrogen for Power Generation, Fuel Flexible Gas Turbines as Enablers for a Low or Reduced Carbon Energy Ecosystem," General Electric, GEA33861, 2019.
- [13] K. Jonshagen, *Modern Thermal Power Plants - Aspects of Modelling and Evaluation (Doctoral thesis)*, Lund: Lund University, 2011.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] W. Traupel, *Thermische Turbomaschinen (Part 1)*, Berlin: Springer Verlag, ISBN 3-540-67376-8, 2001.
- [20] E. Macchi och M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) - Technologies and Applications*, Duxford, UK: Woodhead Publishing, ISBN 978-0-08-100510-1, 2017.

- [21] K. Brun, P. Friedman och R. Dennis, *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*, Cambridge: Woodhead Publishing, ISBN 978-0-08-100804-1, 2017.
- [22] G. T. World, "2022 GTW Handbook," Pequot Publication, Fairfield, CT, US, 2022.
- [23] P. Kundur, *Power System - Stability and Control*, 2nd Ed., Mc Graw Hill, ISBN 978-1-260-47354-4, 2022.
- [24] J. Kurzke, "GasTurb," [Online]. Available: <http://www.gasturb.de/>.

GASTURBINTEKNIK – ÅRSRAPPORT 2023

I syfte att öka gasturbinägars kompetens inom beställning, drift och underhåll av turbinerna, genomför Energiforsk teknikbevakningsprojektet Uppföljning av gasturbintekniken sedan ett antal år tillbaka. Industrirelevanta frågeställningar som följts under projektet och beskrivs i denna årsrapport är exempelvis: prestanda och miljöprestanda, ökad tillgänglighet för start och drift, effekthöjningar, drifttillgänglighet, underhållskostnader och bränsleflexibilitet.

Gasturbiner antas få en viktig roll i ett framtida energisystem med mycket icke-planerbar produktion som kräver flexibel ersättningskapacitet och transmissionskapacitet. Gasturbinbaserade anläggningar fyller en central funktion i det eftersom de är snabbstartade, har hög verkningsgrad, rotationsenergi, magnetiserad synkrogenerator, och har förmåga till dödnätsstart och ö-nät drift.

Framtida gasturbiner kan drivas av förnybara bränslen som vätgas och ammoniak, vilket är viktigt för ett hållbart och leveranssäkert energisystem. Redan idag kan de använda förnybara bränslen som HVO, även om vissa tekniska utmaningar kvarstår.

Ett nytt steg i energiforskningen

Forskningsföretaget Energiforsk initierar, samordnar och bedriver forskning och analys inom energiområdet samt sprider kunskap för att bidra till ett robust och hållbart energisystem. Energiforsk är ett politiskt neutralt och icke vinstutdelande aktiebolag som ägs av branschorganisationerna Energiföretagen Sverige och Energigas Sverige, det statliga affärsverket Svenska kraftnät, samt gas- och energiföretaget Nordion Energi. Läs mer på energiforsk.se.