

ÅNGTURBINTEKNIK, ÅRSRAPPORT 2019

RAPPORT 2020:657



Ångturbinteknik, årsrapport 2019

MAGNUS GENRUP OCH MARCUS THERN

ISBN 978-91-7673-657-9 | © Energiforsk mars 2020

Energiforsk AB | Telefon: 08-677 25 30 | E-post: kontakt@energiforsk.se | www.energiforsk.se

Förord

Projektet Uppföljning av ångturbinutvecklingen är ett nytt treårigt Energiforsk-projekt. Det här är den andra årliga rapporten från projektet.

Det övergripande syftet med projektet att öka *beställar-, drift- och underhållskompetens* hos anläggningsägare. Fokus är termiska processer och projektets syfte är att:

- Höja kompetensen och ge användarna verktygen för att få bättre totalekonomi och miljöprestanda samt ökad tillgänglighet hos ångturbinbaserade anläggningar.
- Följa utvecklingen speciellt vad gäller, kunskaper om teknik, investeringskostnader, drifttillgänglighet, underhållskostnader och driftflexibilitet för moderna kraftvärmeanläggningar.

Denna etapp har finansierats av Stockholm Exergi, Göteborg Energi, Jämtkraft, Karlstads Energi, Kraftringen, Mälarenergi, Skellefteå kraft, Söderenergi, E.ON Energilösningar och Växjö Energi. Projektet har genomförts av Magnus Genrup och Marcus Thern, Lunds Universitet, och Energiforsk har varit sammanhållande.

Projektet har följts av en styrgrupp med följande medlemmar: Sebastian Müller, Stockholm Exergi, Martin Rokka, Göteborg Energi, Patrik Schneider, Kraftringen, Erik Jaräng, Mälarenergi, Svante Carlsson, Skellefteå kraft, Erik Westman & Viktor Johansson, Söderenergi, Magnus Eklind, Karlstads Energi, Henrik Lundberg & Oskar Davidsson, E.ON, Joakim Mårtensson & Frank Jasic, Växjö Energi, Jonas Berglund, Jämtkraft, och Bertil Wahlund, Energiforsk. Energiforsk tackar styrgruppen för värdefulla insatser i projektet.

Mars 2020

Bertil Wahlund
Energiforsk AB

Här redovisas resultat och slutsatser från ett projekt inom ett forskningsprogram som drivs av Energiforsk. Det är rapportförfattaren/-författarna som ansvarar för innehållet och publiceringen innebär inte att Energiforsk har tagit ställning till innehållet.

Sammanfattning

Ångturbinens roll i det svenska kraftsystemet är betydande och omfattar både kärnkraft, konventionell kondens, kraft/värme och industriellt mottryck – dvs i storleksordningen hälften av all (ca. 140 TWh/år) svensk el produceras i ångturbiner. I ett framtida förnybart Sverige kommer ångturbinens roll fortsatt vara stark eftersom det är ett effektivt och flexibelt sätt att omvandla biomassa till el och fjärrvärme. Även processerna för att framställa förnybart fordonsbränsle kommer att kräva integrerade energikombinat för hög totalverkningsgrad.

Sverige har en lång tradition inom området turbinteknik och den första praktiskt användbara ångturbinen tillskrivs deLaval 1883. Även bröderna Ljungström har gjort viktiga insatser genom att utveckla den motroterande radialturbinen som lade grunden till STAL i Finspång. STAL köpte Laval i Nacka 1959 och bytte namn till STAL-Laval och var världsledande inom många områden. Idag är verksamheten i Finspång renodlad mot gasturbiner och det finns ingen tillverkning (utöver service) i Sverige.

Användandet av ångturbiner är stort i Sverige och de flesta städerna har kraft-/värmeanläggningar med minst en ångturbin. Av historiska skäl är de flesta turbinerna svenska men idag finns det ingen nytillverkning och tillverkare som Dosan-Skoda och Fincantieri har etablerat sig med allt större marknadsandelar.

Det finns två typer av ångturbiner, nämligen lägre- eller högre reaktionsgrad¹ som beskriver ångans acceleration i rotorn i relation till hela turbinsteget. Man bygger inte rena impulsturbiner eftersom ingen eller för liten rotoracceleration inverkar mycket negativt på stegverkningsgraden. Ur ett strikt brukarperspektiv har detta egentligen, i sig själv, ingen direkt betydelse annat än att reaktionsturbiner alltid har fler steg och därmed längre rotoror men även (möjligtvis) något högre verkningsgrad. Impulstekniken kräver dyra mellanväggar vilket gör att skillnaden i kostnad är liten.

Utvecklingen har gått framåt och större turbiner har idag verkningsgradsnivåer som var otänkbara 10...15 år tillbaka i tiden. Stora kraftverksturbiner kan idag nå 94 och 96 procent verkningsgrad för högtrycks- respektive lågtrycksturbinen. Dessa nivåer är inte möjliga fullt ut för industristorlekar eftersom både volymflödet och tryckförhållandena är lägre. Processens verkningsgrad är också lägre eftersom man normalt har lägre ångdata.

En turbin behöver ett visst mått av underhåll och man har därför normal ett underhållsprogram som täcker ett årligt stopp för översyn av exempelvis turbinskydd till att turbinen öppnas vart 7:e år. Exakt hur mycket underhåll och service en turbin kräver är designberoende men driftprofilen har en stor inverkan. Start- och stoppcykler innebär stora temperaturgradienter som resulterar i stora strukturella påkänningar (samma gäller för laständringar, lastfrånslag, ...). Ett framtida förnybart kraftsystem kommer att innebära stora inslag av tid och

¹ I fortsättningen impuls- och reaktionsteknik

väderberoende produktionsslag (PV-sol och vind) som, tillsammans med exempelvis utfasning av kärnkraft, sannolikt kommer innebära mer sekundärreglering. Denna typ av drift kommer att ställa andra krav på underhållsåtgärder och kostnader. Det absolut mest centrala, för att undvika turbinskador, är att man uppfyller kraven beträffande ångkvalitet och stilleståndskonservering.

Oavsett driftprofilen, så finns det olika alternativ beträffande både leverantörer, program och omfattning för service.

Summary

About half of the total Swedish power production is by steam turbines, in either nuclear, conventional condensing, district heating and industrial back-pressure units. Sweden has an ambitious goal in having the first climate neutral energy system by 2030. In order to reach a climate-neutral system, a plethora of means for both electric power, heating and fuels for transport, will be required. Regardless of the exact solutions, the steam turbine will play a major role in the future. The steam turbine offers a very efficient- and flexible way of producing power and heat from raw biomass. Production of domestic fuels for road transport will, for high total efficiency, call for efficient energy systems where extraction steam turbines certainly will be an intergraded part.

Sweden has a long tradition in steam turbine technology with many firsts, namely; the reaction- and impulse technology by Patrick deLaval and the counter-rotating radial turbine by the Ljungström brothers. The former is considered as the first *practical* steam turbines and it was one year ahead of Charles Parsons reaction turbine. The work by deLaval and Ljungström resulted in two prominent companies deLaval in Nacka and STAL in Finspong. STAL acquired deLaval in 1959 and formed STAL-LAVAL and focused the turbine activities to Finspong. The company was very successful with their radial- and low-reaction turbines and had, for example, half the world market for steam turbines until the oil-crisis. The company is today a part of Siemens and the entire steam turbine portfolio has been discontinued because of portfolio-overlap.

There are numerous of steam turbines in Sweden (in contrast to almost no gas turbines) because of both well-developed district heating in most cities many energy-intense companies such as paper- and steel mills. Most turbines are, due to historical reasons, from Finspong but more OEMs (e.g. Doosan-Skoda, Fincantieri,...) are gaining market shares.

There are two basic design philosophies namely low- and 50 percent reaction and it is gauge of the rotor acceleration. The debate between *impulse* and reaction has been going on since the first turbine turned. The word impulse is highlighted because, in practice, all impulse turbines are low-reaction units (for efficiency reasons). The exact level of reaction, per se, has from a strict user perspective no real meaning. Instead, the consequences of, the design philosophy will have a profound impact on the stage count, general rotor build, shaft-thrust.

There has been major relative improvement in efficiency and Siemens has demonstrated (in situ) efficiency levels of 94 and 96 percent for the HP- and LP-cylinder, respectively. It should be noted, however, that this applies to large utility turbines where both the pressure ratio and the volumetric flows are significantly higher. This means that one should not expect to find the same levels for industrial units. The cycle performance is also influenced by the lower admission data – and certainly the back-pressure.

All turbines require maintenance at certain intervals – ranging from annual safety checks to full overhauls each seventh year. The scope varies from manufacturer to manufacturer (even down to unit), but the running profile is important. Starting and stopping imposes large significant temperature-imposed stresses in the rotors and casings. The same reasoning is, at a lower extent, valid for large load changes in either direction. The future climate-neutral power system in Sweden, where weather-dependent productions means will dominate, will most likely result in more transient operation for our conventional assets. This scenario will certainly call for more maintenance and a higher cost of ownership. The absolute key, however, for trouble-free turbine operation is to maintain the steam chemistry within the limitations and adequate conservation during stand-still.

Innehåll

1	Inledning	10
2	Ångturbinen	12
2.1	Historisk tillbakablick	12
3	Tillverkare och utvecklingsläget	17
3.1	Hur maximerar man verkningsgraden?	17
4	Turbiner	19
4.1	Alstom (General Electric)	19
4.2	Siemens	20
5	Introduktion till Rankine cykeln och grundläggande turbinteknik	21
5.1	Typisk Svensk Kraftvärmeanläggning	21
5.2	Temperatur för Värmebortförel	22
5.3	Medeltemperatur för värmeförel	24
5.3.1	Admissionstemperatur	24
5.3.2	Admissionstryck	25
5.3.3	Matarvattenförvärmning	25
6	Ångturbinen	28
6.1	Grundläggande begrepp	28
6.1.1	Verkningsgrad	28
6.1.2	Vidhet och turbinkonstant	28
6.2	Turbinteknik	31
6.2.1	Växlad eller oväxlad turbin?	32
7	Turbinreglering	34
7.1.1	Upprullningsregulatorn	34
7.1.2	Panntrycksbegränsaren	36
7.1.3	Steg-/gradientbegränsare	36
7.1.4	Maxeffektbegränsare	36
7.1.5	Maxeffekt – delturbin	36
7.1.6	Slagbegränsare	36
7.1.7	Frekvens-/lastregulator	37
7.1.8	Minlastbegränsare	37
7.1.9	VK2 eller admissionstryck	37
7.1.10	Övrig funktionalitet	37
8	Prestanda och garantiprov	38
8.1	Prestandagarantier	38
8.1.1	Mätonoggrannhet	39
8.1.2	Malus och bonus	39
8.2	Garantiprov	40
8.2.1	Läckage och basläggning	40

8.2.2	Flödesmätning	41
8.2.3	Effektmätning	42
8.3	Checklista inför kontakt och garantiproov	44
9	Flexibilitet – allmänna aspekter	45
9.1	Introduktion	45
9.2	Kondenssvans	47
9.3	Ångcykeln och kemin – ur ett praktiskt perspektiv	49
9.4	Flexibilitet – Start, stopp och gradienter	51
9.4.1	Reglerform	54
9.5	Minlast och ventilation	57
9.6	Ökad start- och stoppflexibilitet i turbinen	61
9.7	Ökad flexibilitet – lastreglering	63
10	Service och underhåll	65
10.1	När är det dags för normal planerad service?	66
11	Skador	68
11.1	Turbinen	68
11.2	Reglerventiler	71
11.3	Konservering	71
11.3.1	Långa stopp	71
11.3.2	Korta stopp	72
11.3.3	Baxning	72
11.3.4	Hydraulik	73
11.3.5	Generator	73
12	Övervakning	74
12.1	Anläggningens verkningsgrad	74
12.2	Turbinens Verkningsgrad och vidhet	74
12.2.1	Verkningsgrad	74
12.2.2	Vidhet och verkningsgrad	76
12.2.3	Vidhetsförändringar	78
12.2.4	Vacuumfallsprov	79
12.2.5	Axeltätningar	80
13	Framtida turbiner	83
14	Referenser	84

1 Inledning

Syftet med projektet är att öka beställar-, drift- och underhållskompetensen hos turbin- och anläggningsägare. Nyttan med projektet är högre kompetens och verktyg för brukaren av turbinen – för att erhålla bättre totalekonomi, tillgänglighet och miljöprestanda. Projektet följer i huvudsak:

- Utvecklingen av turbinteknik – primärt ur ett användarperspektiv.
- Investeringskostnader (där möjligt).
- Underhållskostnader.
- Flexibilitet.

Fokus för projektet är också turbiner av industristorlek eftersom dessa är dominerande inom svensk kraft/värmeproduktion.

I Sverige finns idag ett stort antal industriturbiner och de flesta är varianter på "gamla" ATM och VAX² från Finspång. Andra tillverkare som exempelvis Doosan-Skoda och Fincantieri har tagit stora marknadsandelar och är idag väletablerade i svensk kraft-/värmeproduktion.

Som tidigare nämnts, har projektet fokus på brukarsidan och behandlar aspekter kring prestanda och turbinteknik ur det perspektivet. Drift-, underhålls- och tillståndskontrollfrågor är naturliga delar i turbinens livscykel och mycket av rapporteringen kring dessa frågor bottenar i turbintekniken. Exempelvis, har en turbin med låg reaktionsgrad ungefär hälften så många steg som en motsvarande reaktionsturbin – för ungefär samma verkningsgrad och initialkostnad. Men parametrar kring flexibilitet och totalekonomi över turbinens livscykel är inte nödvändigtvis samma. Alla turbiner har exempelvis begränsningar i gradienter för färsångstemperaturen för att begränsa temperaturinducerade rotor- och husspänningar samt relativ expansion. Vid drift kring utläggningsdata har detta ingen större betydelse eftersom temperaturen är någorlunda konstant – men det kan innebära begränsningar vid start- och stoppcykler.

Ett framtida svenskt energisystem med stora andelar väderberoende produktion kommer sannolikt påverka hur vi kör våra bio-eldade anläggningar (sekundärreglering). Både över- och underskott av elproduktion kommer att inverka – ett effektivt sätt att lagra energi är att använda fjärrvärmenäten. Ett sätt är att använda elöverskottet direkt i en elpanna och samtidigt reducera produktionen i ångpannan och turbinen (och spara bränslet som också är en form av lager). Det omvända är att öka elproduktionen vid effektbrist men detta kräver att man kan frikoppla eleffekten från värmeunderlaget. Man kan ha antingen en ren kondenssvans eller returkylare för att lösa detta. Problemet är ofta att effektbehovet i landet sammanfaller med behovet av värmeproduktionen – d v s kalla vinterdagar.

All presenterad information i denna *rapport* bygger på öppna källor som ASME IGTI, PowerGen, VGB, facklitteratur och facktidsskrifter. ASME IGTIs årliga

² Idag SST-700 och SST-900, men har även haft benämningen ATP

konferens om gas- och ångturbiner är den främsta inom teknikområdet. PowerGen är främst kring kommersiella aspekter men även underhållsaspekter.

Rapporten är, under projektet, ett levande dokument som uppdateras årligen. Detta innebär att vissa punkter kan vara "styvmoderligt" behandlande i nuvarande utgåva.

2 Ångturbinen

2.1 HISTORISK TILLBAKABLICK

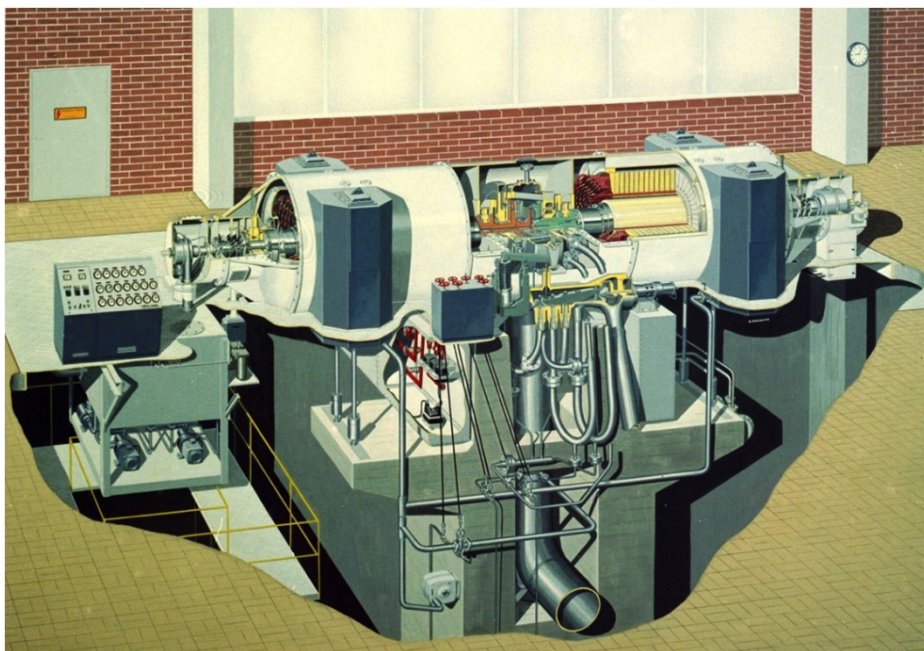
Världens två första kraftverk med elproduktion startades i London och New York 1882. Platserna var Holborn Viaduct och Pearl Street i London respektive New York. Båda anläggningarna hade vattenrörspannor från Babcock & Wilcox [1] och kolvångmaskiner. Det var först ett år senare (1883) som deLaval introducerade sin reaktionsångturbin och ännu ett år senare byggde Charles Parsons den första reaktionsturbinen med flera (15) steg. Det första riktiga kraftverket med ångturbin (Parsons) startades 1888 i Newcastle i England. Patrik deLaval patenterade sin impulsturbin med konvergent-divergenta (Laval) munstycke samma år. I och med detta började debatten, som pågår än idag, om vilken som är bäst. Birger Ljungström påbörjade arbetet med sin motroterande ångturbin 1908 och lade därmed grunden till Svenska Turbinfabriks AB Ljungström – STAL. Sverige hade tidigt två prominenta turbinföretag (deLaval i Nacka och STAL i Finspång) som 1959 blev STAL-LAVAL efter ett uppköp. Turbintraditionen fortsatte fram till 2015 när Siemens avvecklade den svenska ångturbinportföljen³ till förmån för sina tyska maskiner.

Ångcykeln är därför förhållandevis ung (ca 1850) och kallas normalt för *Clausius-Rankinecykeln* bl.a. efter sin skotske uppfinnare William John Macquorn Rankine (1820-1872). Mer handfast och vetenskaplig teori för ångturbiner etablerades så sent som 1903 av Professor Stodola [2] (ETH Zürich). Samma år etablerades också h,s-diagrammet av Rickard Mollier (TU Dresden) och som sedan dess bär hans namn.

Radial- eller Ljungströmturbinen har potential för mycket hög verkningsgrad och var en storsäljare fram till 80-talet med cirka 2000 leveranser. Sista nyleverans var till Polen 1990 och avslutade en viktig epok i Finspång. Turbinen, i sin ursprungsform, har trångt avlopp⁴ och lämpar sig bäst för mottrycksapplikationer med måttliga volymflöden. Bilden på nästa sida visar en typisk mottrycksinstallation för exempelvis en pappersindustri.

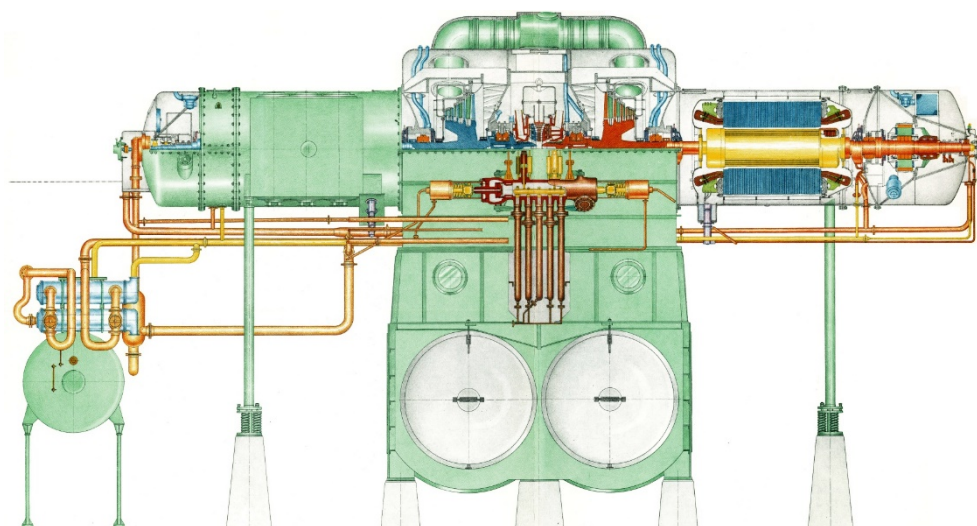
³ SST-700 och SST-900 (f d VAX HT+LT och MT)

⁴ P g a böj på känning i ringarna

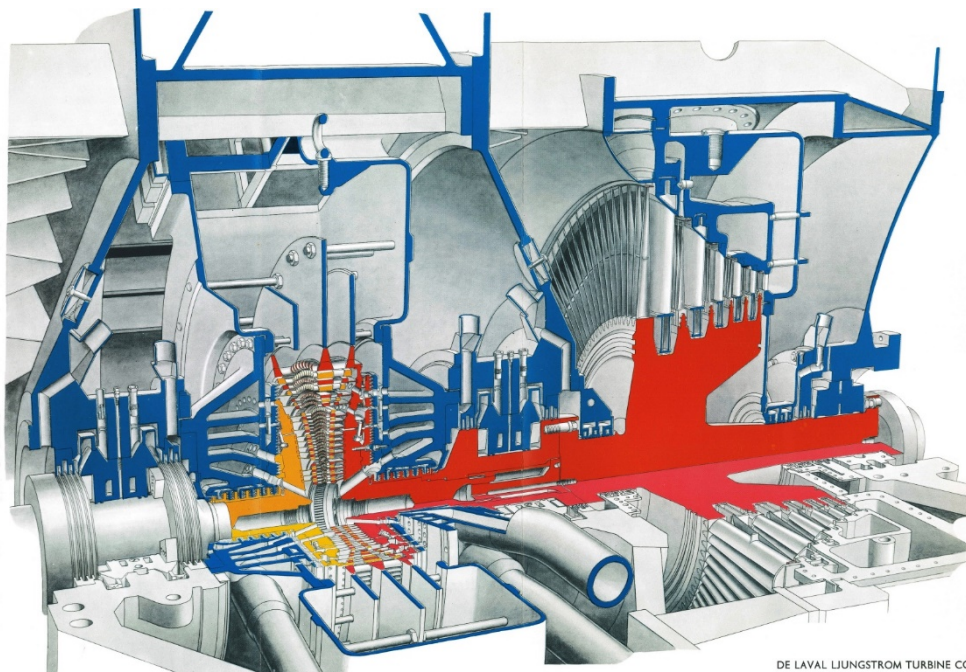


Figur 1-1. Radialturbin av Möller-typ (Ljungström), Källa ABB Stal AB

För att komma runt problemet med trånga avlopp utvecklades det s.k. Wibergsystemet med axialsteg på sidplattornas ändor. Detta visade sig inte vara tillräckligt utan Curt Nicolin (personligen) utvecklade det som kom att kallas för en Durax-turbin för kallkondensdrift. Denna turbintyp kom, bland annat, att användas på Stenungssund Block 1...4, Öresundsverket G14, Marviken och Oskarshamns-verket block 1

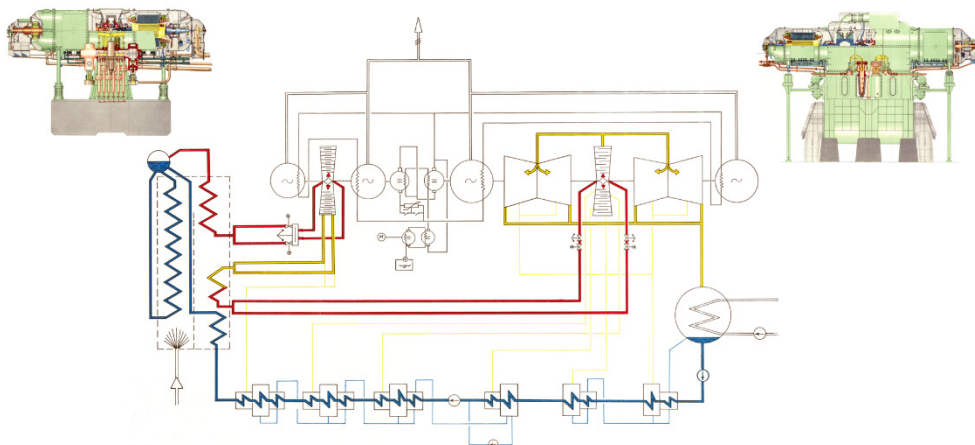


Figur 1-2. Stal-Laval Durax (radial/axial)



Figur 1-3. Stal-Laval Durax skovelsystem

Ett av problemen med Durax-turbinerna var att det var komplicerat att införa mellanöverhettning eftersom man behövde två separata radialsystem. Lösningen var två separata turbiner med resulterande fyra generatorer. Bilden nedan visar Stenungssund block 1 och 2 som också är identiskt med gamla G14 på Öresundsverket i Malmö⁵.

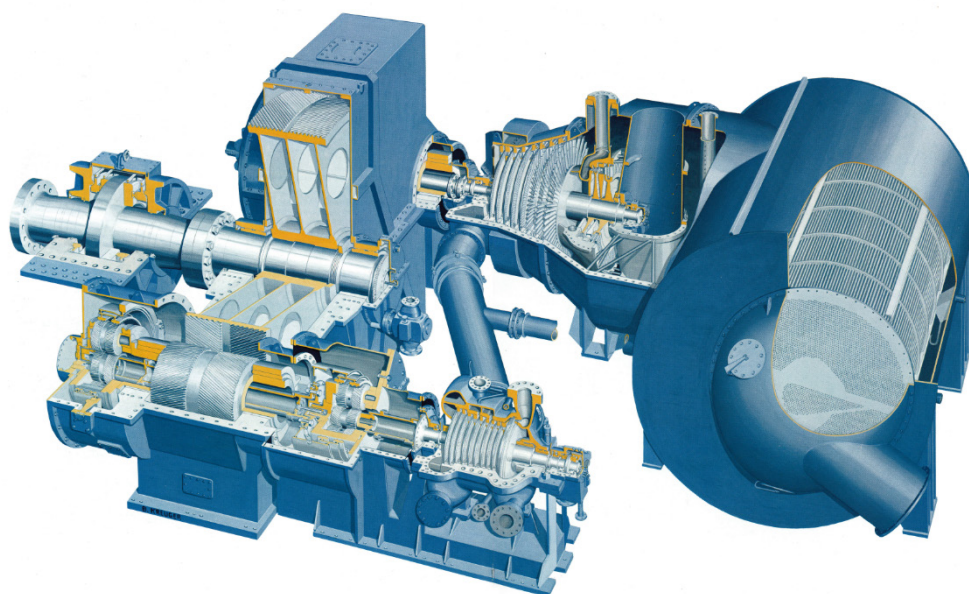


Figur 1-4. Stal-Laval Durax processschema

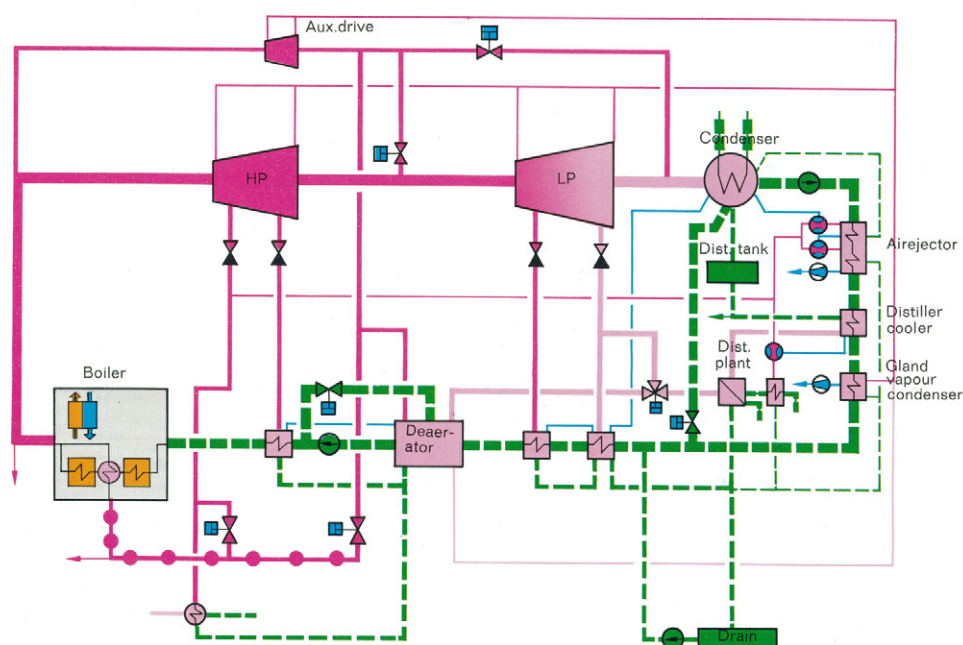
Figuren på nästa sida visar en växlad AP-marinturbin som är föregångare till vad som senare blev VAX (och senare SST-700 och SST-900). Maskintypen utvecklades

⁵ Ersatt av gaskombi sedan 2008

under sent 60-tal och blev världsledande för marin framdrivning med 318 sålda enheter. Tyvärr kom första och andra oljekrisen under 70-talet och ändrade framdrivningsmarknaden så att dieselmotorerna blev dominanta pga. avsevärt högre verkningsgrad.



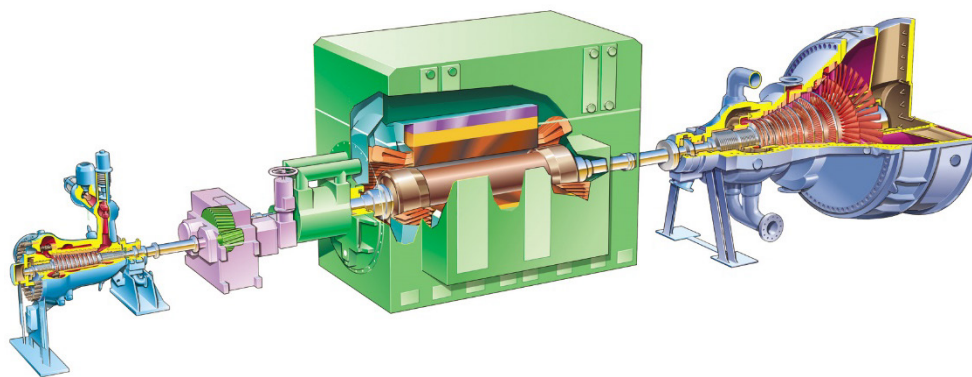
Figur 1-5. Stal-Laval AP-turbin för fartygsdrift



Figur 1-6. Stal-Laval AP-turbin processchema

Som tidigare nämnts utvecklades denna marina teknologi till det som senare blev VAX-turbinerna under 80-talet. Tekniken vidareutvecklades till VAX II som lanserades under 90-talet. VAX II hade en mycket innovativ beskovlingsteknologi som kallades "meridionalprofilering" som var före sin tid och var, i princip, baserad på prismatiska (dvs. ovridna) korta skovlar och möjliggjorde låg kostnad jämfört med motsvarande tredimensionella skovlar. Principen kan beskrivas på ett par olika sätt men enklast förklarad som en kombination av "Russian kink" och att profilerna trycksidor lutade neråt och detta kombinerat resulterade i konstant reaktionsgrad över skovelhöjden eftersom det inte fanns någon radiell tryckgradient mellan statorn och rotorn.

Turbinteknologin fortsatte att utvecklas under olika namn som i all väsentlighet berodde på vem som ägde företaget och hetta slutligen SST-700 och SST-900 i Siemens nomenklatur.



Figur 1-7. VAX/SST-700/900

Finspångs axialturbiner har alltid haft låg reaktionsgrad och man kan, som tidigare nämnts, diskutera vilken teknologi som är bäst. Turbiner med låg reaktionsgrad har en stor fördel – nämligen färre steg och därför kortare rotor. Detta är ovärderligt för flexibiliteten eftersom dessa kan hanteras på ett sätt som inte är möjligt för vissa turbiner med 50 procent reaktionsgrad.

3 Tillverkare och utvecklingsläget

Det finns många leverantörer på marknaden i dag och storleksmässigt finns det turbiner från kW-skala till 1 600 MW turbiner för kärnkraftverk. Båda typerna, d v s aktions- och reaktionsturbiner, finns på marknaden än i dag. Skillnaden mellan dessa två huvudtyper är hur ångan accelereras i rotorbladen där stegen är relativt korta. De bakre stegen är alltid av reaktionstyp eftersom reaktionsgraden vid navet skulle vara negativ om man konstruerade för låg reaktionsgrad i mitten. Det bör nämnas att man normalt har lite reaktion även för "impulsturbiner" eftersom man måste accelerera lite vid navet för hög verkningsgrad.

Utvecklingen för större kraftverksturbiner (typiskt över 150...200 MW) har gjort att man numera har mycket höga verkningsgrader. Siemens har exempelvis publicerat verkningsgradnivåer på 94,2 och 96,1 procent för högtrycks- respektive lågtrycksturbinen i Boxberg (Tyskland). Verkningsgraden för en turbin är en funktion av volymflödet, tryckförhållandet och stegverkningsgraden. Det sistnämnda innefattar skovelpassagernas aerodynamik men även läckageflöden.

3.1 HUR MAXIMERAR MAN VERKNINGSGRADEN?

Ett ångkraftverks verkningsgrad är en kombination av processen och turbinen och båda "måste vara på plats" för att nå hög totalverkningsgrad. Detta kan sammanfattas att vara en funktion av:

- Färsångans tryck och temperatur
- Eventuell reheat
- Matarvattentemperatur
- Antal förvärmare
- Kondensortryck
- Avloppsarea (förlust)
- Stegverkningsgraden

Alla utom den sista påverkar medeltemperaturen för tillförd- respektive bortförd värme och dessa koncept kommer att behandlas separat mer i detalj i nästa sektion. Utvecklingstrenden idag är turbiner för dels 600°C men nästa stora tekniksteg är 700°C som är nödvändigt för att komma över 50 procent verkningsgrad för stora koleldade kraftverk. För industrisegmentet är siffrorna blygsammare men trenden är fortfarande mot 565...600°C. Ett typiskt svenskt kraftvärmeverk har lägre admissionstemperatur och man finner sällan över 540°C. Orsaken till denna nivå (och lägre) är normalt korrosion i slutöverhettaren⁶ som exempelvis beror på klorider i flisbränslet och pannkostnad.

Normal konstruerar man exempelvis turbinhus för ett visst kryp (t.ex. 0,2 % kryp under 200 000 timmar). Man kan visa att högre admissionsdata kommer att öka godstjockleken enligt formeln för tangentialspänning (eng. hoop stress) för en tunnväggig cylinder som lyder: $t = (p \cdot r) / \sigma_{\theta}$. Det ökade trycket (p) påverkar

⁶ I horisontella (eller bakre-) draget men i dag är det standard att ha slutöverhettaren i sandlåset (Intrex) eftersom halten klorider där är lägre

proportionellt medan temperaturen påverkar σ_θ för att visst mått av kryp (t.ex. 0,2 % under 200 000 timmar). Man kan t.ex. visa att för ett typiskt husmaterial så kommer en ökning från 565 till 620°C halvera den tillåtna spänningsnivån för samma krypnivå. Resultatet blir tjockare turbinhus och nivån som diskuterades ovan tillsammans med förväntad ökning av admissionstrycket, resulterat i ett tre gånger tjockare turbinhus. Ett tjockare turbinhus kommer att resultera i en större temperaturgradient under exempelvis en start – risk för lågcykelutmattning. Detta innebär att man behöver längre starttider för att inte längdutvidgningen pga. temperaturgradienten skall öka spänningsnivån (kompression- och dragspänning innerst respektive ytterst). Man kan utveckla samma resonemang för rotorn men formlerna blir mer komplicerade eftersom antagandet om tunnväggig endast gäller om $t \leq r/10$, vilket inte är fallet med t ex trumrotorer (reaktion) eller skivor (impuls). Det är inte ovanligt att kombianläggningar klarar en varmstart under 30 minuter – trots mycket avancerade ångdata. Lösningen här är att införa överdimensionerade spraykylare och starta ångturbinen med en lägre admissionstemperatur för att sedan sakta öka temperaturen på ångan. Starttiden som tillverkarna anger definieras från baxningsvarvtal av gasturbinen till fullt öppen regler- och interceptventil för ångturbinen. Det finns andra sätt att förkorta starttiden som kommer att diskuteras i ett senare kapitel.

Man kan även av samma anledning överväga ett reglersteg eftersom man har ett stort värdefall i pådragsbågarna som i sig själva bildar "tryckskalet". Man kan schablonmässigt anta att man lägger ut för ett tryckförhållande runt 1,4⁷ som ger en 30 procent lägre tryck och 8 procent lägre temperatur ($0,7^{(1,3-1)/1,3} = 0,92$). Detta innebär att man kan ha ett antingen sämre material eller ett tunnare turbinhus – och i fallet med horisontalt delningsplan, lägre bultspänning. Resonemanget kring reglersteget gäller endast statisk belastning eftersom rotorn (och skivan) upplever stora temperaturskillnader i samband med belastningsändringar.

⁷ Beror på reglerstegets blad hastighet $u (= \omega \cdot r)$ och belastningstalet.

4 Turbiner

Det finns ett stort antal tillverkare och listan nedan gör inte anspråk på att vara komplett.

4.1 ALSTOM (GENERAL ELECTRIC)

Alstom är en av världens största leverantörer av ångturbiner och täcker området 5 till 1 900 MW. Den delen av företaget som arbetar med energiprodukter är sedan 2015 uppköpt av General Electric och portföljen kommer att integreras med deras. Alstom har av tradition arbetat med reaktionsturbiner medan General Electric har, i huvudsak, arbetat med impulsteknik. Den totala installerade effekten med Alstoms ångturbiner är 580 000 MW – eller 20 procent av alla ångturbiner.

Tabell 1. Alstoms icke-nukleära ångturbiner

Typ	Effektområde	Generator	Applikation
GRT	5...65 MW	Topack	CCPP/Biomass/Industrial/Waste/CSP
MT	50...100+ MW	Topack/Topair	CCCP/Biomass/Industrial/Waste/CSP
STF15C	100...250 MW	Topair	Combined cycles
STF30C	150...400 MW	Topair/Topgas	Combined cycles
STF25	100...350 MW	Topair/Topgas	Steam Power Plants
STF40	250...700 MW	Topair/Topgas/Gigatop	Steam Power Plants
STF60	500...900 MW	Gigatop	Steam Power Plants
STF100	700...1 200 MW	Gigatop	Steam Power Plants
COMAX	100...400 MW	Topair/Topgas	Cogeneration

För svensk kraftvärmeproduktion är GRT- och MT-modellerna sannolikt mest aktuella.

	GRT	MT	COMAX
Admission [$\text{bar}_a/^\circ\text{C}$]	$\leq 125/\leq 540$	$\leq 175/\leq 565$ (≤ 540)	
Varvtal [min^{-1}]	4 200...11 1000	3000/3600 (60 Hz)	
Beskovling	Reaktion	Reaktion	
Inlopp/Reglersteg	Reglersteg (impuls)	Scroll	
Rotor	Smide	Smide eller svetsad	
Antal hus	Ett	Ett	
Turbinhus	Enkelt	Dubbel HP/IP-del, enkelt LP	
Utlopp [m^2 eller längd i m]	$\leq 3,5$	1,041 (50 Hz)/0,965 (60 Hz)	
Avtappningar/kontroll erade	$\leq 5/0$	$\leq 7/0$	

4.2 SIEMENS

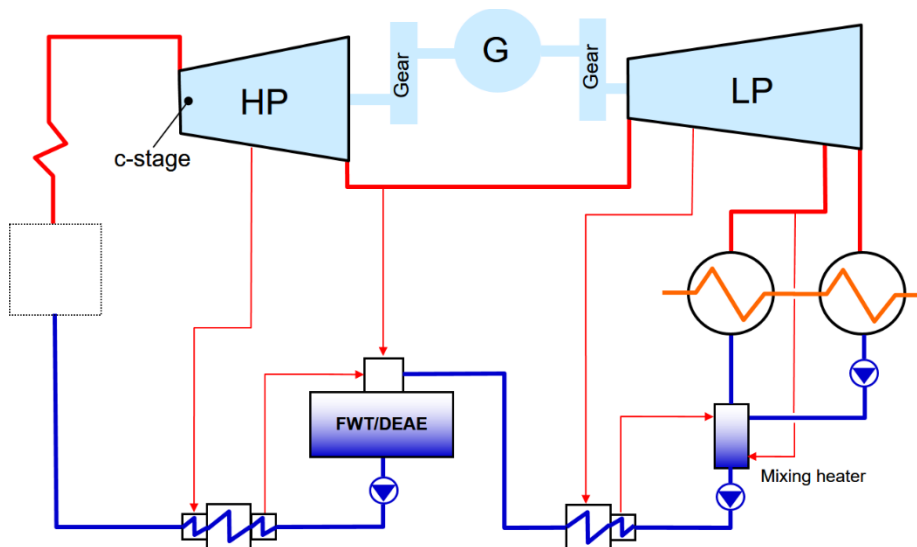
Siemens produktportfölj täcker området 0,045...1900 MW från industriapplikationer till nukleära enheter. Industrieturbinsegmentet är 0,045 till 250 MW.

5 Introduktion till Rankine cykeln och grundläggande turbinteknik

Syftet med detta kapitel är att ge grunderna kring cykeln och ångturbinen ur ett brukarperspektiv. Det finns ett par mycket läsvärda standardverk, exempelvis [1] [3], [4], [5], [6] och [7] som rekommenderas om mer djuplodande information efterfrågas.

5.1 TYPISK SVENSK KRAFTVÄRMEANLÄGGNING

De flesta svenska kraftvärmeverken som eldar fastbränsle har en snarlik ångcykel men varierande storlek och ångdata. Anläggningens ångdata kommer att påverka prestanda, materialval och antalet förvärmare – därmed kostnaden.



Figur 5-1. Typisk svensk kraftvärmeanläggning

Figuren ovan visar en konventionell anläggning med två turbinhus (HT och LT), två värmekondensorer, blandningsförvärmare, lågtrycksförvärmare, MAVA-tank och högtrycksförvärmare. Antalet förvärmare bestäms huvudsakligen av admissions-trycket och ekonomiska parametrar (t.ex. bränsle- och elpris). Behovet (och värdet) av verkningsgrad för en kraftvärmeanläggning är en komplex fråga som beror på el- respektive värmepriset. För att illustrera detta kan man, med hjälp av enkel termodynamik, teckna förhållandet mellan producerad värme och el som:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{W}{Q_{in}} \\ W &= Q_{in} - Q_{ut} \end{aligned} \right\} \frac{Q_{ut}}{W} = \frac{1}{\eta} - 1$$

Ekv. 4-1

Tabell 1.

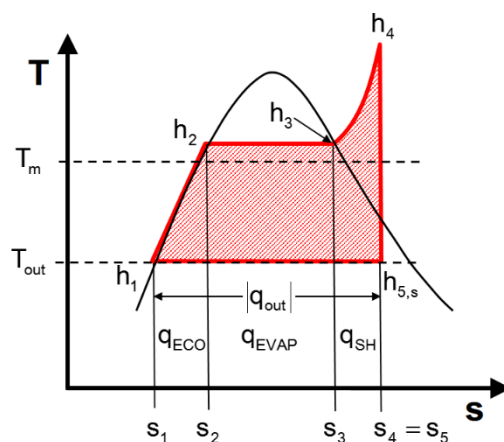
W [MW]	η [-]	Q_{in} [MJ/s]	Q_{ut} [MJ/s]	Q_{ut}/W [-]
50	1/4	200	150	3
50	1/3	150	100	2
50	2/5	125	75	3/2
50	1/2	100	50	1

Sambandet ovan och tabellen visar att förhållandet mellan värme- och elproduktion ökar med minskad cykelverkningsgrad. Dagens situation, med mycket låga elpriser, gör att man i vissa fall överväger ren värmeproduktion.

Ett rationellt sätt att diskutera en ångcykels termodynamiska prestanda är att introducera konceptet med *medeltemperatur för tillförd värme* (T_m) och skriva verkningsgraden som:

$$\eta = 1 - \frac{T_{ut}}{T_m}$$

Ekv. 4-2



$$\eta_{th} = 1 - \frac{|q_{out}|}{q_{in}} = 1 - \frac{h_{4,s} - h_1}{h_4 - h_1}$$

$$|q_{out}| = T_{out} \cdot (s_{5,s} - s_1) = T_{out} \cdot (s_4 - s_1)$$

$$\eta_{th} = 1 - T_{out} \cdot \frac{h_4 - h_1}{s_4 - s_1} = 1 - \frac{T_{out}}{T_m}$$

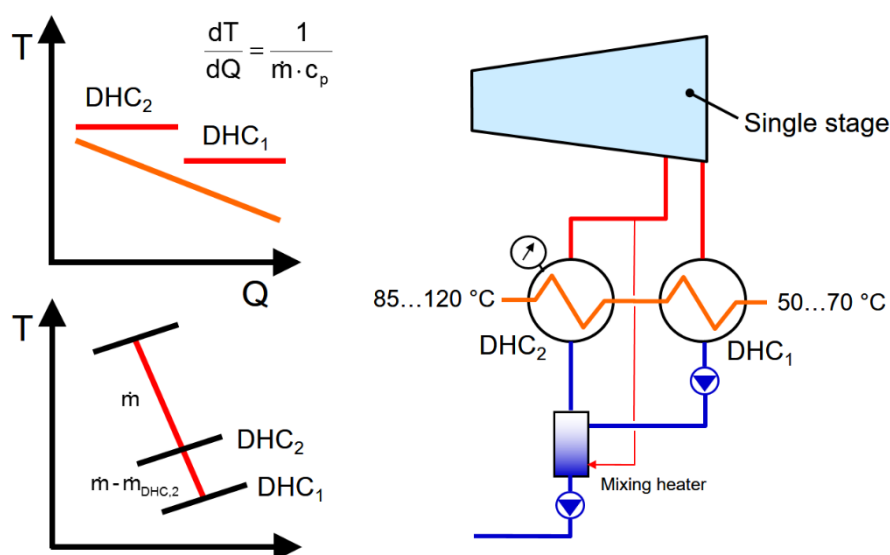
Figur 5-2. Definition av medeltemperatur

Ekvationen visar att för att öka verkningsgraden så skall man *sänka* temperaturen för värmebortförel och *öka* medeltemperaturen för värmertilförel.

5.2 TEMPERATUR FÖR VÄRMEBORTFÖREL

Eftersom processen i en kondensor, för alla praktiska fall, är en ren fasövergång sker detta vid konstant temperatur. För en kallkondensanläggning (t.ex. kondenssvans i Västerås) är det självklara svaret att den lägsta möjliga temperaturen i kondensorn ger den bästa prestandan (under vissa förutsättningar kring turbinavloppets storlek och aerodynamisk stegbelastning). Normal kondenseringstemperatur (tryck) är kylvattentemperaturen plus 10...12°C

(8...10°C temperaturökning i kylvattnet och 2...3°C grädighet⁸ i kondensorn). För en kraftvärmemaskin är situationen annorlunda och önskad framledningstemperatur plus cirka 1,5...2,0°C grädighet bestämmer kondenseringstemperaturen (trycket) i VK2. Temperaturen efter VK1 brukar normal väljas som medel av in- och utgående fjärrvärmetemperatur (och 1,5...2°C grädighet). Anledningen till att man har två värmekondensorer (VK2 och VK1) är den stora exergiförlusten kopplad till den stora temperaturskillnaden mellan in- och utgående fjärrvärme.



Figur 5-3. Koppling med två värmekondensorer

I figur två visas, bland annat, ett T,Q-diagram över processen i värmekondensorer (VK). De två övre linjerna visar schematiskt kondenseringsprocesserna i VK2 och VK1 medan linjen under representerar temperaturökningen för fjärrvärmvattnet. Arean mellan linjerna är ett mått⁹ på exergiförlusten och att dela in processen i två delar minskar denna. Ett annat betraktelsesätt är att arbetet som produceras när ångan till VK1 expanderar mellan trycket i avtappningen till VK2 och avloppet till VK1 är "gratis". Lösningen med ett turbinsteg mellan VK1 och VK2 är inte alltid optimal eftersom värmefallet, och därmed verkningsgraden, varierar med framledningstemperaturen. En bättre lösning kan vara att dela flödet till värmekondensorer på en högre trycknivå och sedan ha ett olik antal steg till respektive kondensor. Detta gör att verkningsgraden varierar mindre än för ett enkelsteg som separerar. Ett elegant sätt att lösa detta är med s.k. Baumannsteg där kanalen delas med en platta på lämplig höjd. Denna lösning användes på exempelvis STAL-LAVALS ATM-turbiner¹⁰.

⁸ Grädighet definieras här som skillnad mellan kondenserings- och utgående kylvatten. Denna parameter styr värmeförlusterna och är en funktion av effektvärderingen (kr/kW)

⁹ Egentligen proportionell mot 1/T

¹⁰ Finns bl.a. på Västhamnsverket i Helsingborg

I praktiken är inte kondensortrycket en fri variabel eftersom man har antingen ett visst kylvatten och, i fallet, med fjärrvärme ett visst behov av framledningstemperatur.

Det finns en gammal missuppfattning som gör gällande att inte returtemperaturen påverkar ångturbinen eftersom värmefallet bestäms av framledningstemperaturen. Detta stämmer inte eftersom man, i normalfallet, har två värmekondensorer och returtemperaturen kommer att påverka fördelningen mellan dessa. En lägre returtemperatur kommer att ge ett lägre tryck i VK1 – och därmed större värmefall i turbinsteget som separerar VK2 och VK1. Orsaken till detta är att en lägre returtemperatur också ger en lägre sluttemperatur (vid samma värmemängd) och då blir trycket i VK1 lägre – som i sin tur ger mer elproduktion eftersom värmefallet i sista steget blir större. Man kan, exempelvis, detta genom att betrakta lutningen på vattenlinjen i en kondensor som alltid är konstant för samma flöde och specifik värmekapacitet.

En ökad framledningstemperatur kommer att öka termiska belastningen i VK1 (dvs. inte bara högre tryck i VK2) eftersom det högre trycket i avtappningen gör att mer flöde kommer gå igenom det sista turbinsteget. Detta gör att belastning på VK1 (och dess kondensatpumpar) också ökar.

5.3 MEDELTEMPERATUR FÖR VÄRMETILLFÖRSEL

Medeltemperaturen för värmetillförsel styrs av admissionsdata, eventuell reheat och matarvattenförvärmning.

5.3.1 Admissionstemperatur

En ökad admissionstemperatur ökar medeltemperaturen (T_m) för värmetillförsel och därmed verkningsgraden. Praktiskt begränsas temperaturen av dels turbinens material och av begränsningar i ångpannan. Inom segmentet industriturbiner är idag 525...540...565°C normalt/möjligt och utvecklingstrenden är mot 580...600°C. Sannolikt är de högsta temperaturnivåerna förbehållna gaskombianläggningar som eldas med naturgas. Anledningen till den höga admissionstemperaturen är att tillverkarna idag optimerar sina gasturbiner för både hög gasturbinverkningsgrad men även hög ångcykelverkningsgrad för maximal kombicykelverkningsgrad. Trenden för gasturbiner är idag att lägga ut för en avgastemperatur i intervallet 600...640°C. För en ånganläggning, utgör i de flesta fallen inte ångturbinen den mest begränsade faktorn, utan korrosionsproblem i slutöverhettarna brukar vara den begränsade faktorn. I kolpulvereldade kraftverksanläggningar är idag temperatur-nivåerna 600 och 620°C normala för admissions- respektive reheatånga. Det finns även halmeldade anläggningar¹¹ med 600°C (och 300 bar) admissionsdata. Det finns också överkritiska pannor med cirkulerandebädd¹² med 560°C (275 bar) och 580°C (50 bar) för färsk- respektive reheatånga.

¹¹ Avedøre II (AVV II) i Köpenhamn som drivs av DONG

¹² 460 MWe, Poludniowy Koncern Energetyczny (PKE) Elektrownia Łagisza, Bedzin, Poland

5.3.2 Admissionstryck

En ökning av admissionstrycket kommer också att höja T_m men samtidigt sänka volymflödet i början av turbinen (för ett visst massflöde). Ett ökat tryck kommer öka fukthalten i avloppet (brukar benämnas steg L-0, näst sista är L-1, osv...) men även öka risken för erosionskorrosion¹³. En för hög fukthalt riskerar att avsevärt förkorta livslängden för rotorn i L-0 eftersom dropparna träffar trycksidan på bladet. Man brukar schablonmässigt säga att varje procent fukt ger lika stor minskning i verkningsgrad för steget. Utöver att dropparna "träffar fel" så måste dessa accelereras med skjuvning (från friströmmen) och tenderar även att underkylas. Det sistnämnda beror på att kondenseringsprocessen inte börjar vid $x=1$ (dvs. när man skär mättnadslinjen) utan sker abrupt något senare. Denna process styrs av tidsderivatan av trycket som kan tecknas som [1]: $dp/dt = -1/p \cdot \partial p / \partial x \cdot \partial x / \partial t = -c_a / p \cdot \partial p / \partial x$. I de flesta praktiska fall sker detta vid 3...4 procent fukthalt.

Volymflödet bestämmer skovelhöjden och ett lågt volymflöde innebär korta skovlar. En kort skovel har normalt lägre verkningsgrad eftersom förluster som relateras till ändväggarna och spel får relativt större inflytande och därmed lägre verkningsgrad. Alla tillverkare har olika turbinhus med olika optimala volymflöden både för inloppet men även för utloppen. Exakt hur detta förhåller sig varierar mellan tillverkarna men principen är förmodligen den samma – skovelhöjden i inloppet och hastigheten i utloppet (avlopps-förlusten, tryckfall i utloppsdelar och överföringsrör är alla proportionerliga mot hastigheten i kvadrat). Ett effektivt sätt att öka skovelhöjden i början av expansionen är att växla turbinen.

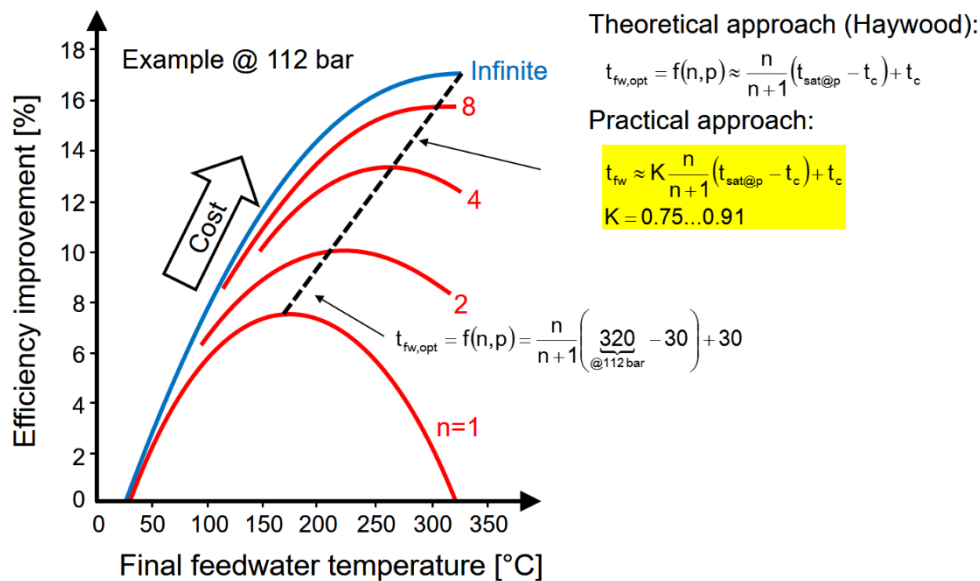
5.3.3 Matarvattenförvärmning

Matarvattenförvärmning ökar T_m också eftersom värmeupptaget i ångpannan startar från en högre nivå. Matarvattnet förvärms i ett antal steg genom att man tappar av ånga från turbinen och använder denna för uppvärmningen. Detta gör cykeln regenerativ och man kan även förklara verkningsgradsökningen genom att man producerar arbete med en minde andel värme till sänkan. Man kan maximalt förvärma till mättnadstemperaturen¹⁴ för avtappningstrycket. Man kan analytiskt visa att man får optimal verkningsgrad för *ångcykeln* om slutmatarvattentemperaturen väljs enligt ekvationen [2]:

$$t_{mava} = f(n, p_{adm}) \approx \frac{n}{n+1} (t_{mättnad}(p_{adm}) - t_{kond}) + t_{kond} \quad \text{Ekv. 4-3}$$

¹³ Flow Accelerated Corrosion - FAC

¹⁴ En eller två grader "negativ" grädighet är möjligt vid hög överhettningssgrad.



Figur 5-4. Exempel på vinst med matarvattenförvärmning vid 112 bar_a ångtryck.

I texten ovan nämndes att ekvationen gäller för ångcykeln och man får en suboptimering om man applicerar denna eftersom pannans bakre drag får problem med liten ekonomiser-belastning. Risken är att man istället sänker ångpannans verkningsgrad med ökad rökgastemperatur som följd. Det är praxis att införa en korrektionsfaktor som ligger i intervallet 0,75...0,91 för att minska sluttemperaturen till en optimal nivå för hela anläggningens verkningsgrad – om inte pann-leverantören specificerar en lämplig nivå i förväg.

Det bör observeras att ekvationen endast ger ett riktvärde och man bör inte ändra turbinstegets belastning för att uppnå ett visst tryck efter rotern i det aktuella steget. I figur 4-5 ovan visas verkningsgradsvinsten för olika antal förvärmare som funktion av sluttemperaturen – optima är flackt och det är alltid bättre att behålla en optimal steg- eller turbinverkningsgrad genom att lägga ut för optimalt belastningstal ($\psi = \Delta h_0 / u^2$).

Ekvation 4-3 ger matarvattnets sluttemperatur och kondenseringstemperaturen bestäms, i huvudsak av kyl- eller fjärrvärmemetemperaturen. Nästa steg är att optimalt fördela temperaturökningen per förvärmare. Normalt är att anta konstant temperaturförhållande över alla förvärmarna enligt [3] och [5]:

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{T_2}{T_1} = \dots = \frac{T_n}{T_{n-1}} = K \quad \text{Ekv. 4-4}$$

Detta är samma som att anta ett geometriskt medelvärde enligt [3]:

$$K = \sqrt[n]{\frac{T_{mava}}{T_{kondensat}}} \quad \text{Ekv. 4-5}$$

Ekvation 4-4 och 4-5 resulterar i en högre temperaturökning vid högre temperaturnivå, dvs. de högre förvärmarna har högre temperaturökning.

6 Ångturbinen

De första praktiska ångturbinerna utvecklades i slutet av 1800-talet och axialtekniken är den absolut mest förekommande. Charles Parsons utvecklade tidigt både inflödes- och utflödes radialturbinteknik men dessa lämpar sig inte för stora flöden och värmefall eftersom det är besvärligt att ha många steg. Inflödes radialturbins är t.ex. standard i turboladdare men lämpar sig inte för fuktig ånga eftersom turbinen lätt chokas i ledskenan med utcentrifugerat kondensat.

6.1 GRUNDLÄGGANDE BEGREPP

6.1.1 Verkningsgrad

En turbins verkningsgrad kan definieras på ett antal sätt [9] men isentrop verkningsgrad är absolut vanligast. Denna kan definieras för ett steg, delturbin och hela turbinen som:

$$\eta_s = \frac{h_\alpha - h_\omega}{h_\alpha - h_{\omega,s}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} \quad \text{Ekv. 6-1}$$

Man skiljer mellan total-statisk och total-total och skillnaden beror på om man betraktar utloppshastigheten som en förlust eller inte. En turbins (eller delturbin) verkningsgrad beror på de individuella stegens verkningsgrad men även på det totala tryckförhållandet. Det sistnämnda är en termodynamisk effekt som beror på isobarernas lutning och resulterar i fallet för turbiner att hela turbinen har högre verkningsgrad än stegens. Mer information om detta fenomen¹⁵ återfinnes exempelvis i referenserna [2], [3] och [4].

6.1.2 Vidhet och turbinkonstant

Turbinens genomsläpplighet kallas på svenska för "vidhet" (eng. swallowing capacity) och är ett mått på storlek då enheten är längd². Auriel Stodola [2] etablerade tidigt empiriskt den så kallade "ångkonen" (eng. the steam cone rule):

$$\frac{\dot{m}_{i-j}}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} \sim \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^2} \quad \text{Ekv. 6-2}$$

Där index "i" är inloppet och "j" är utloppet. Stodola etablerade också att proportionaliteten är unik för varje turbin [2] och benämns "turbinkonstanten" C_T .

¹⁵ Reheat-effekt

$$\frac{\dot{m}_{i-j}}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} = C_{T,i-j} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^2} \quad \text{Ekv. 6-3}$$

Om man kvadrerar ovan ekvation och stuvar om så erhåller man ekvationen för en ellips – därav namnet "ångellipsen", "ångkonen" eller "ångstruten". Man brukar oftast skriva ekvation 5-3 på formerna:

$$\dot{m}_{i-j} = C_{T,i-j} \sqrt{\frac{p_i}{v_i}} \sqrt{1 - \frac{1}{\left(\frac{p_i}{p_j}\right)^2}} = C_{T,i-j} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_j^2}{p_i v_i}} \quad \text{Ekv. 6-4}$$

Turbinkonstanten C_T beskriver *genomsläppligheten hos en turbin eller delturbin*, som bestäms av minsta sektionerna i skovlarna. Man kan visa att strömningsvinklarna i turbinen i huvudsak bestäms av förhållandet mellan minsta sektionen (o) och delningen (s) genom $\alpha = \sin(o/s)$ och utloppsmachtalet. Det sistnämnda är i normalfallet ren underljudsströmning för de flesta stegen i turbinen. De fall där man kan tänka sig chokning (d v s Mach=1 i en "minsta sektion") är reglersteg i dellast samt bakre- och slutsteg i normallast (p.g.a. låg ljudhastighet och större hastighetstrianglar). För en viss turbin blir således genomsläppligheten en funktion av stegens (stator och rotors) minsta sektioners areor. Strömningsvinklarna ut ur statorerna är i storleksordningen 70...75° för en typisk turbin med låg reaktionsgrad. Man kan visa att varje grad "fel" i designvinklen ger 4...5 procent fel i turbinkonstanten – dvs. en antingen för liten eller för stor turbin beroende på felets tecken. Detta innebär att tillverkarna måste ha god kontroll över sina vinkelmodeller när man lägger ut turbinen. Vissa tillverkare genomför omfattande CFD-analyser på sina utlägg för att undvika vidhetsfel. En för stor turbin är egentligen inte bra eftersom man måste strypa inloppet för att bibehålla ångtrycket vid nominellt flöde – vilket alltid innebär förluster. En för liten turbin är normalt ett mycket värre bekymmer eftersom man inte kan producera effekten vid nominellt tryck. Praxis var tidigare att lägga ut turbinen för tre procent extra flöde och därmed minska risken för låg effekt.

Om man antar att tryckförhållandet över turbinen (eller delturbinen) är mycket stort, så kan uttrycket för vidheten skrivas som¹⁶:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_{i-j} &\approx C_{T,i-j} \sqrt{\frac{p_i}{v_i}} \\ v &= \frac{zRT}{p} \end{aligned} \right\} \therefore \dot{m} \approx K \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} \quad \text{Ekv. 6-5}$$

¹⁶ Endast ideal gas – dvs. överhettad ånga

Ekvation 10 är identisk med ekvationen för ett vanligt munstycke och man kan dra slutsatserna att:

- (1) Flödet genom turbinen, delturbinen och även steget är direkt proportionerligt mot trycket innan.
- (2) Flödet är omvänt proportionerligt mot roten ur inversen på inloppstemperaturen.

Dvs. kopplingen mellan flöde, tryck och temperatur i turbinen.

Ur ett turbintekniskt perspektiv innebär detta att alla tryck byggs upp bakifrån i turbinen – dvs. trycket innan t.ex. ledskena "n" bestäms av minsta sektionen nedströms i samma ledskena (även t.ex. förlusterna och läckage inverkar).

Resonemanget ovan är grunden till hur man effektivt övervakar turbinens prestanda. Man kan bilda nyckeltal som dels direkt utnyttjar principen ovan men även kombinera med verkningsgraden. Man kan exempelvis skapa ett nyckeltal som alltid sjunker vid både lägre verkningsgrad och lägre genomsläpplighet. Många fel som beror på beläggningar i turbinen sänker både verkningsgraden men blockerar även en del av bladpassagerna – dvs. dessa blir trängre.

Om man exempelvis plottar avtappningstrycken som funktion av flödet så "saknas" temperaturberoendet och man får en lätt konkav funktion [5]. Detta är helt naturligt eftersom temperaturen har en inverkan på volymiteten ($v=z \cdot R \cdot T/p$). I detta fall stryker man flödet med reglerventilen och "flyttar" hela expansionsprocessen till höger i Mollier-diagrammet.

Om man önskar att använda exempelvis ekvation 6-5 för att övervaka om turbinkonstanten har ändrats (beläggningar) så kan det vara lämpligt att "ta bort" beroendet av temperaturen. Det enklaste sättet är att anta konstant verkningsgrad¹⁷ och konstant ventilläge, då kan man visa att om trycket sjunker 10 procent så sjunker temperaturen 2,2 procent. Det relativa flödet blir $0,9/0,978^{0,5}=0,91$ – dvs. om man sänker flödet 9 procent så sjunker trycket 10 procent ($10/9 \approx 1,11$) och man kan skriva:

$$\frac{dp}{p} = 1,11 \frac{d\dot{m}}{\dot{m}}$$

Det föregående uttrycket kan integreras till:

$$p = \dot{m}^{1,11}$$

Ekv. 6-6

På detta sätt har vi tagit bort inflytandet av temperaturen i exempelvis steg "n" och har ett uttryck som enbart beror på trycket.

¹⁷ Egentligen inte nödvändigt om ändringen inte är större än t.ex. fem procent

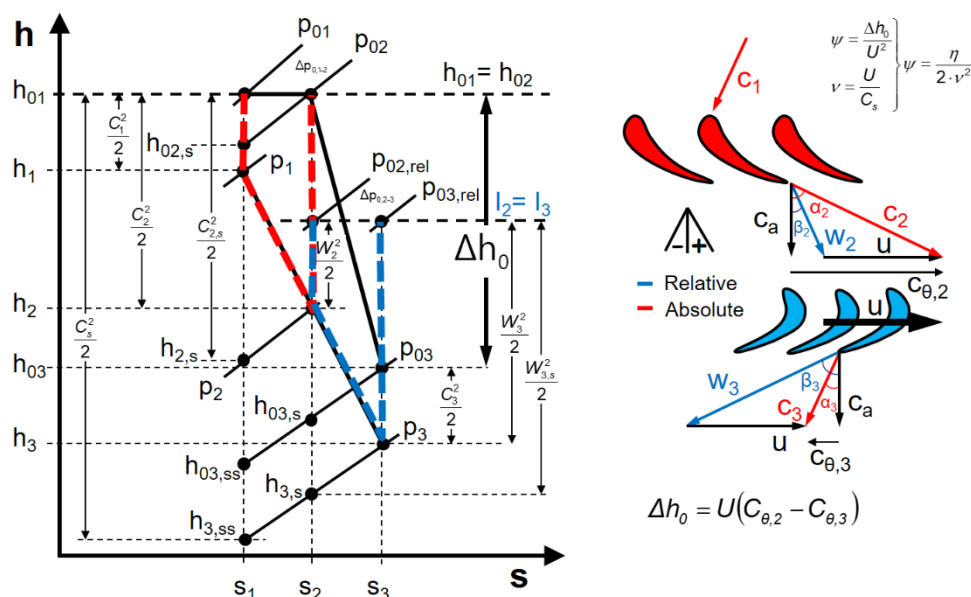
6.2 TURBINTEKNIK

En av de mest fundamentala skillnaderna mellan tillverkarna är hur man väljer reaktionsgrad¹⁸ för *kortare* skovlar. Order "kortare" kursivt eftersom skillnaden endast existerar där den radiella tryckskillnaden (dvs. topp till nav) inte orsakar diffusion där hastigheten sjunker lokalt. En ren impulsturbin har ingen acceleration i rotern och ångan endast länkas om. Syftet med denna text är inte att skriva en lärobok i turbin teknik utan att förklara några fundamentala skillnader.

Reaktionsgraden påverkar stegbelastningen $\Delta h_0/u^2$ och därmed antalet steg för ett visst totalt värmefall i turbinen. Man kan exempelvis visa att stegbelastningstalet är en funktion av reaktionsgraden, flödeskoefficienten och strömmingsvinkeln efter steget:

$$\frac{\Delta h_0}{u^2} = 2(1 - \Lambda - \varphi \tan \alpha_3)$$

I de flesta fall önskar man helt axiell utströmning från steget (dvs $\alpha_3=0$) eftersom utloppshastigheten som till stor del styr total-statisk verkningsgrad men även inloppsförlusterna till nästa steg. Man får då ett belastningstal som blir två för ren impuls (dvs. $\Lambda=0$) medan 50 procent reaktionsgrad ger 1.0 i belastningstal. Dvs. i teorin är det möjligt att ha dubbelt så stor stegbelastning vis impuls än för en reaktionsturbin. Man inser även direkt vikten av en hög bladhastighet (u) för ett stort stegvärmefall och därmed färre steg.



Figur 6-1. Ett turbinsteg i h,s -diagrammet med tillhörande hastighetstriangel

¹⁸ I viss litteratur anges att Ljungströmsturbinen har 100 procent reaktionsgrad eftersom det i egentlig mening inte finns några statorer. Ur ett beskovlingsaerodynamiskt perspektiv har Ljungströmsturbinen 50 procent reaktion

I figuren ovan visas är processen och hastighetskomposanterna för statorn i röd färg medan rotorerna visas som blå.

I praktiken har alla impulsturbiner en viss reaktion och detta beror på att man skulle få mycket höga sekundärförluster (dvs. låg verkningsgrad) i rotorerna om man inte accelererade vid bladroten där reaktionsgraden är som lägst. Typiskt väljer man ett hastighetsförhållande som ger 5...10 procent reaktion i botten och låter reaktionsgraden i mittnittet variera men ett värde på 20 procent är vanligt förekommande. Detta gör att man i praktiken får ett lägre belastningstal (typiskt 1.6) och därmed inte hälften så många steg som reaktionsturbinen.

För att sammanfatta har *impulsturbinen* följande fördelar/nackdelar och designegenskaper:

- Lägre antal steg
- Lägre axialkrafter
- Styvare rotorblad (stor omlänkning)
- Mellanväggstättningar på lägre radie (dvs. minde spalt area för ett visst spel). Bör dock understrykas att detta läckage inverkat mycket menligt på stegverkningsgraden och måste minimeras. Det är även vanligt att använda exempelvis borsttättningar för att minimera läckaget.
- Relativt sett litet toppspelsläckage (pga. liten tryckskillnad)

Reaktionsturbinen har följande fördelar/nackdelar och designegenskaper:

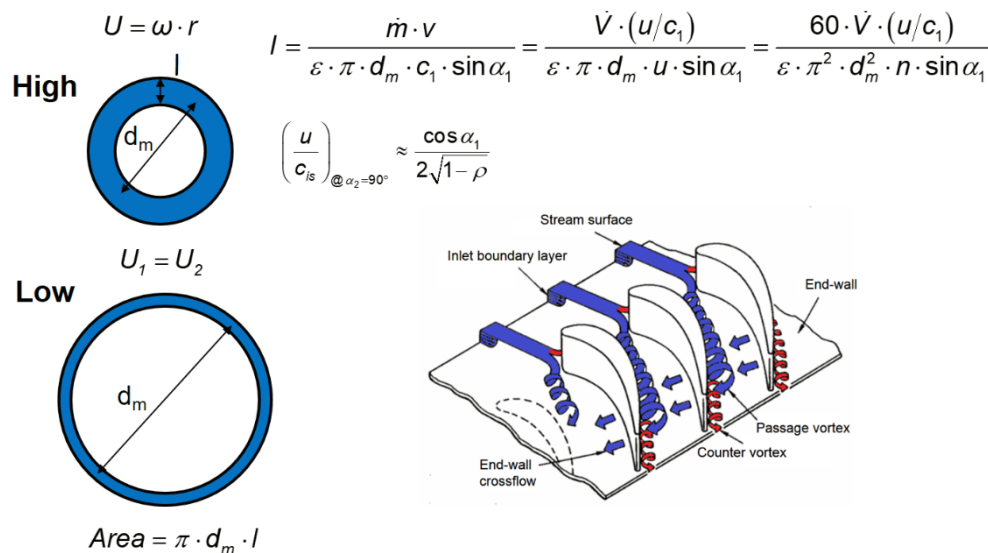
- Lägre stegbelastning och jämnare hastighetsnivå (se figur innan) och därför högre stegverkningsgrad. Förlusterna skalar alltid mot hastigheten i kvadrat och det är därför en god idé att inte ha onödigt stor hastighet någon stans.
- Stora axialkrafter som normalt kräver balansskolv för att avlasta axiallagret
- Symmetriska bladprofiler
- Trumrotor pga. axialkrafterna

Det är lätt att inledas i tanken att takbandaget för turbiner, med låg reaktionsgrad, inte behövs eftersom tryckskillnaden är liten över rotorn. Här är funktionen primärt att hindra läckage från tryck- till sugsidan som uppstår på grund av den aerodynamiska belastningen (lyftkraften). Som tidigare nämnts har turbiner med låg reaktionsgrad i allmänhet "djupa" mellanväggstättningar för minimalt spel. Man kan schablonmässigt anta att varje procent läckage ger underför två procent förlust som beror dels på att ånga passerar utanför ledskenan och därmed inte utför arbete i steget samt störeffekten av inblandningen innan rotorn. Vissa turbinleverantörer har balanseringshål för att minska axialkrafterna – men samtidigt erbjuder ett sätt att blanda in läckflödet från tätningen utan att störa huvudflödet. Tyvärr så introducerar man vissa strukturella risker med hålen efter som det är i en högt lastad miljö (t ex LCF).

6.2.1 Växlad eller oväxlad turbin?

De flesta "mindre" turbiner idag är växlade och anledningen är primärt stegvärmefall och skovelhöjd. Det förstnämnda går att åstadkomma med en relativt sett större radie. Om man för resonemangets skull antar att stegeffekten, bladhastigheten (U), ångans volymflöde och axialhastighet är samma för både

växlad och oväxlad maskin så får man längre skovlar i det växlade fallet (se figuren på nästa sida).



Figur 6-2. Växlad respektive oväxlad turbin

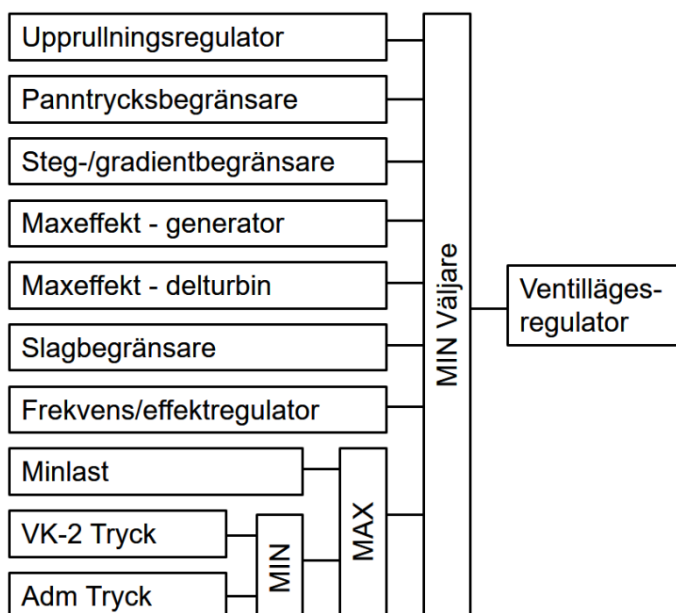
Fördelen med relativt sätt längre skovlar är högre verkningsgrad eftersom effekter som härrör till sekundärströmning och spel får ett relativt betraktat mindre inflytande om skovelns längd. Man kan visa att spänningsnivån i beskovlingen är proportionell mot produkten av den annulära arean och varvtalet i kvadrat ($\sigma \sim AN^2$). Detta förhållande innebär, i allmänhet, förenklat sett att en mindre turbin kan ha högre varvtals-nivå än för en större. Det är inte ovanligt att se växlade högtrycksturbiner medan lågtrycksturbinen är oväxlad. I de flesta fall är dock fortfarande bladhastigheten (U) lägre i högtrycksturbinen eftersom temperatur-nivån är högre.

I samband med exempelvis skadeutredningar är det inte ovanligt om frågan huruvida en växlad turbin skulle utgöra en ökad risk. I resonemanget ovan anges att spänningsnivån bestäms av både storleken och varvtalet i kvadrat. Detta innebär att svaret är bundet till konstruktionen och det går därför inte att svara generellt. Ett högre varvtal ger i allmänhet färre steg och man får en kortare rotor som också ger lägre risk. I princip alla mindre turbiner är idag växlade under en viss storlek pga. både stegantal och verkningsgrad.

7 Turbinreglering

Turbinregulatorn har som uppgift att reglera turbinen och förenkla driften för operatören. Tidiga ångturbiner hade oftast endast last/frekvens- och mottrycks-reglering medan start och pålastning var manuell. Till varje turbin hör(de) ett antal start- och pålastningskurvor som beror på hur varm turbinen är och det var sedan upp till maskinisten att rulla upp och belasta turbinen med lämplig gradient – efter, bland annat, ha kontrollerat att ångan var tillräckligt överhettat med lämplig pappersångtabell.

Moderna regulatorns arkitektur skiljer sig mellan tillverkarna och den aktuella turbintypen. Det är dock möjligt att diskutera de grundläggande byggstenarna i allmänna termer. Figuren nedan visar blocken i en tänkt fjärrvärmeturbin där man exempelvis direkt kan reglera framledningstemperaturen (om pannregulatorn håller admissions-trycket).



Figur 7-1. Exempel turbinregulator

7.1.1 Upprullningsregulatorn

Upprullningsregulatorn har till uppgift att rulla upp turbinen – med lämpliga spänningsnivåer – till fasning. Gradienterna bestäms av hustemperaturen eftersom man inte praktiskt (robust) kan mäta rotortemperaturen vilket hade varit avsevärt bättre. När reglerventilen (eller första paret vid partialpådrag) öppnar och turbinen börjar rulla kommer man få temperaturgradienter och därför temperaturinducerad tangentialspänning (eng. hoop stress) och relativ expansion.

Upprullningsramperna är beräknade så att spänningsnivåerna är inom gränserna för den avsedda rotor- och huslivslängden.

Lite större turbiner har oftast avancerade modeller för rotorns tangentialspänning och kan därför optimera starten för de aktuella driftparametrarna

(ångtemperaturen i inloppet), beräknad rotormedeltemperatur och beräknad temperaturfördelning. Det bör nämnas att själva rotnors yt- och medeltemperatur utvärderas från hustemperaturmätningarna och en beräkningsmodell. Beroende på rotnors medeltemperatur kan man **exempelvis** klassificera starten som:

- Kall <160°C
- Varm 160...420°C
- Het >420°C

Vanligtvis har man fasta ramper för kall och hetstart medan varmstarten optimeras för rotnors livslängd (LCF). Ramperna korrigeras även för (önskad marginal mot) maximal (temperaturinducerad) spänningsnivå.

Mindre turbiner har oftast "enklare" startkurvor som funktion av stopptiden, exempelvis:

- Het <8 timmar
- Varm 8...24 timmar
- Kall >24 timmar

Trots styrsystem med logik behöver man, före start normalt säkerställa både ångkvalitet och att man uppfyller tillverkarens "driftområdesdiagram" där man exempelvis anger minsta admissionstryck och överhettning (typiskt 30...50°C). **Vissa tillverkare har krav på att admissionstemperaturen skall vara stabil med maximal momentan ändring om $\pm 50^\circ\text{C}$ (OBS! Maximalt en gång per timme) och en gradient som inte överstiger $\pm 5^\circ\text{C}/\text{min}$** ¹⁹. Vidare måste ångtemperaturen inte understiga husets (rotorn) med maximalt 50°C för att undvika "forcerad" kylning av turbinen. Utöver temperaturinducerade spänningar i skivor, rotor och hus finns risk för "relativ expansion" (och kontraktion) med itagning som risk. Värmningsrutinerna under upprullning skiljer sig åt mellan turbinerna och det är svårt att diskutera i generella termer. En turbintyp har exempelvis sitt värmningsvarvtal på 30 procent vis kallstart – men antingen en viss hålltid (beroende på upprullningskurva enligt ovan) eller minsta nivå för smörjoljetemperaturen. Vissa turbiner har en funktion i regulatorn som reducerar varvtalet om vibrationer uppstår under upprullning. Man har också normalt särskilda "snabb" passage av kritiska varvtal för att undvika höga spänningsnivåer.

Värmning av ångledningar och ventilhus är normalt "manuella" där operatören hanterar värmnings- och dräneringsventiler för lämpliga gradienter.

¹⁹ Som kuriosas kan nämnas att STALs radialturbin kunde klara dubbla nivåerna (dvs. $\pm 100^\circ\text{C}$ och $10^\circ\text{C}/\text{min}$)

Själva upprullningen sker när ett antal förreglingar är "gröna", exempelvis:

- Smörjolja
- Baxning
- Dränageventiler (typiskt: last ≤ 20 procent)
- Kondensatpump(ar)
- Hydraulik
- Vacuumbrytare
- Spärrånga
- Ejektorer eller ringpumpar för kondensorevakuering och "avgasning"
- Kondensortryck

Upprullningsregulatorn tar normal upp turbinen till fasningsvarvtal och förbereder generatoren för fasning genom att slå till fältbrytaren (magnetisering) vid 95 procent varvtal.

7.1.2 Panntrycksbegränsaren

Panntrycksbegränsaren har till uppgift att antingen hålla ett visst färsångtryck om man inte har valt ett annat reglermode – eller alternativt skydda mot stora tryckfall på ångsidan eller ett minsta ångtryck. En av riskerna med "för stort" tryckfall (bar/min) i ångsystemet är att ångavskiljarna och ångtorkarna i ångdomen inte fungerar tillfredställande och att man därför får stor överbäring av föroreningar som normalt inte är flyktiga.

7.1.3 Steg-/gradientbegränsare

Syftet med denna begränsare är att skydda turbinen mot "för stora" lastökningar, antingen momentant (MW) eller gradienter (MW/min). Stora lastökningar ger stora temperaturgradienter som ger upphov till spänningar som förbrukar turbinens livslängd. Mer avancerade regulatorer har modeller för att utvärdera rotorspänning och kan därför optimera/välja lämpliga gradienter för optimal rotorlivslängd.

7.1.4 Maxeffektbegränsare

Maxeffektbegränsaren skyddar generatoren mot för hög skenbar effekt, dvs inte överstiga generatorns märkeffekt.

7.1.5 Maxeffekt – delturbin

Denna regulator begränsar exempelvis delturbinens uteffekt när man har både stora okontrollerade men exempelvis även bakom kontrollerade avtappningar.

7.1.6 Slagbegränsare

Denna funktion begränsar ventilslaget(en) om man av någon anledning vill begränsa flödet eller effekten. Begränsaren användas också för att begränsa slaget(en) till maximalt 100 procent.

7.1.7 Frekvens-/lastregulator

Denna regulator reglerar antingen varvtalet vid ö-drift eller lasten när turbinen är fasad mot nätet. På- och avlastning av turbinen begränsas normalt automatiskt efter tillverkarens kurvor – eller önskad spänningsnivå för turbiner med "thermal stress controller" (funktion av ytemperaturen och rotorns medeltemperatur).

7.1.8 Minlastbegränsare

Minlastbegränsaren skyddar mot bl a mot bakeffekt efter fasning men även för ventilation i slutstegen.

7.1.9 VK2 eller admissionstryck

Det finns två "vanliga" sätt att reglera ett kraftvärmeverk utan kondenssvans, nämligen trycket i VK2 (d v s direkt reglering av framledningstemperaturen) eller reglering av panntrycket. Detta innebär att man kan köra antingen med pannan i tryckregleringsmode (d v s eldningsregleringen håller ångtrycket) och turbinen reglerar framledningstemperaturen. Det andra alternativet är att pannan reglerar ångproduktionen och turbinen reglerar trycket. Båda varianterna har för- och nackdelar och läsaren hänvisas till sin anläggningsbeskrivning för en uttömmande diskussion.

7.1.10 Övrig funktionalitet

I tillägg till de "vanliga" blocken i regulatorn finns det normal en funktion som hanterar lastfrånslag och övergång till husturbindrif. I detta läge stängs reglerventilerna momentant (under en kort tid) för att undvika för stora övervarv (frekvens) när systemet detekterar lastfrånslag på antingen stationsbrytaren (trip) eller frekvensderivata. I samband med detta stryps ånga till låga temperaturer och huset och rotn upplever en stor temperaturgradient.

8 Prestanda och garantiprov

Anläggningens kostnad och prestanda är en viktig del i beslutsförfarandet när man ska bygga en anläggning. I samband med budgetofferterna lämnar tillverkarna värmebalanser med prestandadata. Dessa används normalt av projektet för att utvärdera inför upphandlingen. I nästa fas, när en fast offert överlämnas, brukar garantivärmebalanser överlämnas.

8.1 PRESTANDAGARANTIER

Tillverkaren garanterar normalt *effekten i kW* och *verkningsgraden* som antingen:

- Termisk verkningsgrad: η_{TH} , [-]
- Specifik värmeförbrukning: H.R., [kJ/kWh] ($3600/\eta_{TH}$)
- Specifik ångförbrukning: B, [kg/kWh]
- Effekt vid specificerat ångflöde, [kW]

För alla fallen gäller referenstillstånd för admissionsdata, kylvatten/fjärrvärme, effektfaktor, processavtappning(ar), etc. Leverantören lämnar normalt över korrektionskurvor i samband med kontraktsskrivningen som hanterar avvikelser från referenstillstånden. Dessa korrektionskurvor är normalt framtagna med leverantörens turbinutläggningsprogram. Det bör dock noteras att korrektionerna har en tendens i att ”gå in i varandra” och att det kan vara bra att använda designprogrammet direkt och göra en total korrektion för en extra jämförelse. Korrektionskurvorna bör kompletteras med polynom för rationell hantering i t.ex. ExcelTM eller i ett prestandaövervakningssystem.

Alla tillverkare har sitt eget designsystem för att lägga ut turbinen. Dessa system bygger normalt på turbinens beräkningsunderlag med förlust- och vinkelmodeller och data på t.ex. värmeövergångstal för förvärmare och kondensorer. Turbinutläggningen för *varje enskilt projekt* sker normalt med endimensionella beräkningsmetoder. Det bör nämnas att turbinerna normalt är helt unika för varje projekt eftersom processdata alltid varierar – men t.ex. hus, bladprofiler och slutsteg är samma eller del av en familj. När man utvecklar bladprofiler och steg använder man däremot mycket avancerade beräkningsmetoder och ibland även prov – men det skulle vara opraktiskt och tidsödande vid rutinutläggning. Detta gör att det finns en viss osäkerhet kring designen, som beror på beräkningsunderlagen men även tillverknings toleranser kommer att inverka. Detta gör att tillverkarna inför toleranser för att minska risken för prestandaproblem och inkluderar dessa i garantidokumentet. Det är därför viktigt för tillverkarna att välja rätt nivå eftersom en för hög nivå ger sämre garantiprestanda (och utvärdering!) men liten kommersiell risk prestandaböter och en för låg garantimarginal ger det omvända. Tillverkarna har förmodligen olika strategier men man kan anta att man väljer en nivå som reflekterar ett statistiskt underlag och att ett visst antal ska passera utan problem men att man, i de fall man inte når garantierna, korrigerar turbinen. Tidigare i rapporten diskuterades vidhetsfel²⁰,

²⁰ Vidhetsfel innebär i allmänhet även lägre verkningsgrad eftersom stegen blir ”felmatchade” med ökad incidence (d v s inte optimala strömningsvinklar).

där tillverkaren har en viss risk att ligga fel. En "för liten" turbin är ett allvarligt problem eftersom det inte går att producera effekten med rätt ångdata – och därmed en stor kommersiell risk för leverantören. Här finns väsentligen två lösningar, antingen har man exakta modeller för att beräkna strömningsvinklarna inuti turbinen eller så lägger man ut turbinen för extra ångflöde (t ex tre procent). Turbiner för fuktig ånga (t ex kärnkraft) är extra besvärliga att få rätt kapacitet på och detta brukar resultera i något större flödesmarginaler [4]. Det sistnämnda resulterar i en "för stor" turbin och man kan behöva strypa i reglerventilen(erna) för att hålla ångtrycket vid nominell pannlast. Detta kommer att resultera i något försämrade prestanda pga. entropiökningen²¹ i reglerventilen. Både DIN 1943 [10] och IEC 953-2 [11] ger tillverkaren rätt att utföra proven med fullt öppna ventiler – så länge som effekten eller flödet inte överstiger nominellt med fem procent.

Man kan också visa att turbinens vidhet påverkar förvärmarna eftersom (enligt tidigare diskussion) förvärmarna värmer till mättnadstemperaturen. Man kan empiriskt visa att mättnadstemperaturen förhåller sig till trycket enligt $t_{\text{sat}} \approx 100 \cdot p^{1/4}$ i Celsius och detta uttryck kan efter logaritmering och derivering skrivas som $\Delta t/t \approx 1/4 \cdot \Delta p/p$. Trycket i avtappningen bestäms av flödet som skall igenom nerströms turbinkonstant och yttrycket kan därför skrivas som $\Delta t/t \approx 1/4 \cdot \Delta C_T/C_T$. Detta innebär att en vidare turbin har lägre temperaturer i förvärmarkedjan än vad exempelvis värmebalanserna förespråkar.

8.1.1 Mättonoggrannhet

Man bör inte acceptera att provets onoggrannhet används som tolerans vid garantijämförelse eftersom detta ger tillverkaren en orättvis fördel. Resonemanget brukar vara att om exempelvis verkningsgraden faller ut med 38 ± 1 procent medan garantin är 39 procent, så skall resultatet anses som att det uppfyller garantin. **Detta förfarande är helt enligt normerna DIN 1943 [10] och IEC 953-2 [11], men ur ett statistiskt betraktelsesätt²² är chansen att resultatet uppfyller bara 2.5 procent – dvs. chansen att turbinen INTE uppfyller garantin är hela 97.5 procent!** I referens [4] och [12] finns ett utförligare resonemang och läsaren hänvisas dit för mer information. Om man utför proven enligt normerna med kalibrerad mätutrustning så kan man klara onoggrannheter på 0.5 procent och strax över en procent för eleffekt respektive verkningsgrad.

OBS! Prov med driftinstrument brukar uppvisa minst det dubbla mot ovan och detta gör provets resultat mycket tveksamt – om ens något tekniskt värde för att säkerställa att garantierna är uppfyllda!

8.1.2 Malus och bonus

I kontraktet brukar eventuellt prestandavite specificeras, typiskt som en viss procent av kontraktssumman per procent saknad prestanda (verkningsgrad och effekt). I de fall tillverkaren har bonus för bättre prestanda är det inte säkert att nivån är den samma som för vite. Istället betraktar man nuvärdet av vinsten för

²¹ $\Delta s = -R \times \ln \left(\frac{\Delta p_{\text{valve}}}{p_{\text{adm}}} \right)$

²² Normalfördelningskurva och 95 % konfidensintervall ($2 \cdot \sigma$)

köparen över anläggningens tekniska- eller kommersiella livslängd och nivån blir avsevärt högre.

8.2 GARANTIPROV

Ett garantiprov bör utföras dels för att säkerställa att garantierna är uppfyllda samt vara referens för framtida uppföljning. Provet bör även utföras så fort som möjligt eftersom normerna har väldigt generös hållning (till tillverkarens fördel) till hur snabbt turbinen åldras. Normen som skall tillämpas under proven är normalt stipulerad i kontraktet.

Det är rekommenderat att utföra ett garantiprov med kalibrerad mätutrustning (jämför diskussionen ovan) för låg onoggrannhet. Väldigt få organisationer har kapacitet för att utföra mätningar med kalibrerad utrustning eftersom det kräver en insats från en **ackrediterad kalibreringsplats**. De flesta leverantörerna har denna kapacitet, antingen egen eller via en tredjepartsleverantör – och det är därför lämpligt att ha detta som en punkt i kontraktet.

Man bör alltid ha en kvalificerad tredjepartskontrollant som övervakar garantiprovet om detta utförs av turbinleverantören!

8.2.1 Läckage och basläggning

Innan provet måste en aktuell baslägningslista utarbetas och kontrolleras så att den uppfyller kraven i normerna (t.ex. [6] och [7]). Det oidentifierade läckaget skall inte överstiga 0,6 procent av ång- eller matarvattenflödet och det är starkt rekommenderat att detta utförs innan provet. Anledningen för detta är att turbintillverkaren får tillgodoräkna sig 60 procent av läckaget eftersom normerna anger att det skall tillskrivas ångpannan och ångrören. Det enklaste sättet att kontrollera läckaget är att baslägga enligt provprogrammet (rotventiler, kontinuerlig bottenblåsning, ...) och stänga tillförseln av spädvatten. Samtidigt kontrolleras alla möjliga flöden ut ur cykeln, exempelvis imrör från avspänningskärl, dränage till fjärrvärme (eller avlopp) säkerhetsventiler, etc. Samtliga ångfällor bör, trots stängda rotventiler, kontrolleras med en lasertermometer (eller motsvarande). Nivån i matarvattentaken kommer att sjunka om det finns läckage till externa källor och ändringen räknas om till läckageflöde. Matarvattentanken är en liggande cylinder med kupade gavlar och det går att härleda en analytisk ekvation som beskriver volym som funktion av höjd, se exempelvis referens [13] för vidare information eller sambandet nedan:

$$V(h, r, er) = \frac{\overbrace{\pi \times er \times \frac{h^2/3}{r} \times (3 \times r - h)}^{\text{Ends}} + \overbrace{l \times \left(r^2 \times \arccos \left\{ \frac{r-h}{r} \right\} - (r-h) \times \sqrt{r^2 - (r-h)^2} \right)}^{\text{Cylinder}}}{10^9} \left[m^3 \right]$$

Ekv. 7-1

Där "h" är uppmätt nivå, "r" är nivån i tanken och "er" är gavlarnas ellipsradier. Första delen av ekvationen gäller för gavlarna och det är inte nödvändigtvis så att

gavlarna är just exakta ellipser²³ – formeln är dock tillräckligt noggrann för alla "måttliga" ändringar i tanken.

Även interna läckage i turbinanläggningen (t ex fällor och värmningsventiler) bör minimeras eftersom de påverkar prestanda när ångan inte utför arbete i turbinen, utan passerar direkt till kondensorns flashbox.

I de vacuumsatta delarna, kan man ha ett inläckage av luft som försämrar kondensorernas värmeövergångstal. Detta gör att kondensorernas grädigkeits ökar och att man därför kommer att få ett högre kondensortryck för samma fjärrvärmetemperatur – d v s lägre elproduktion. Normala nivåer är i intervallet 1,5 till 2,0°C och 2,0 till 3,0²⁴°C för värme- respektive kallkondensorer. Man måste alltid ha en "degassing" anläggning som suger icke-kondenserbara gaser ut ur kondensorn. Man brukar ha 2×100 procent kapacitet tillgängligt om en av enheterna skulle falla. Det är alltid kondensorns LMTD²⁵ och area som skapar trycket i kondensorn (men inläckage av luft försämrar värmeövergångstalet på tubernas utsida) och vakuumpumpen suger därför inte vacuumet. Vissa leverantörer vill utföra garantiprof med båda enheterna i drift och det är upp till köparen att acceptera detta förfarande – eller inte.

I rollen som köpare bör man kunna förvänta sig att en ny anläggning är byggd och driftsatt på ett sådant sätt så att exempelvis rotventiler inte behöver vara stängda för att uppnå nominell prestanda, eller att man inte har inläckage av luft som stör funktionen i kondensorerna.

8.2.2 Flödesmätning

Oavsett hur garantierna är skriva, måste ångflödet bestämmas med relevant noggrannhet. Normerna ([10] och [11]) hänvisar normalt till ISO 5167-1 [14] där förväntade nivåer redovisas i detalj. Detta är den absolut svåraste punkten och en av de absolut vanligaste orsakerna till mycket stor mätosnoggrannhet som kan förstöra ett garantiprof. Alla anläggningar har flödesmätare för både ånga och matarvatten för att exempelvis domens nivåreglering skall fungera. Detta borde innebära att det finns en god förutsättning för flödesmätning med hög precision, men erfarenheten har tyvärr visat annorlunda. Ångflödesmätningen är alltid svår eftersom ånga är kompressibelt vilket gör att exempelvis impulsrör inför integration (dvs. olika tidskonstanter) och man brukar normalt få stora standardavvikelser på beräknat ångflöde. Matarvattenflödet har inte detta problem och noggrannheten är alltid högre. Ett problem är att båda dysorna/brickorna svetsas in under byggnationen och man kan inte vara säker på att dessa inte har skadats under driftsättning (t.ex. ångblåsning). Ett sätt kan vara att inspektera dessa innan provet med exempelvis ett boroscope – men detta är svårt att praktiskt åstadkomma i en faktisk anläggning. Det är därför vanligt att installera en flödesmätare i röret för inkommande kondensat och beräkna flödet med hjälp av en värmebalans över högtrycksförvärmarna och matarvattentanken. Man kan argumentera att denna mätning, som enkelt kan inspekteras och är relativt

²³ Se tryckkärlsnormer för relevant information

²⁴ De flesta referenser anger 2.78°C (5°F) som optimal designnivå både för kondensorer och förvärmare med lite överhettning

²⁵ Logaritmisk medeltemperaturdifferens

okänslig för "extra" mätonoggrannhet kring förvärmarna, håller bra noggrannhet. Det är inte ovanligt att tillverkarna under exempelvis prototypprov förlitar sig på denna och matarvattenflödet. Det bör dock nämnas att man alltid använder kalibrerad utrustning för alla mätpunkter och beräknar flöden enligt metoderna i t.ex. [14] med ångtabeller. Diskussionen här är kortfattad och läsaren hänvisas till relevanta normer och handböcker för mer detaljerad information. Beräkning av flöden som mäts med stypdon, är iterativ (d.v.s. man måste passräkna) eftersom flödeskoefficienten är en funktion av Reynoldstalet. Därför bör man undvika de förenklade modellerna som typiskt återfinns i styrsystemen. Normalt har man bara en Δp -transmitter som driftinstrument och detta kan resultera i hög mätonoggrannhet vid prov på dellast. Ett stypdon har alltid en kvadratisk karakteristik (jämför Bernoulli) och man kan visa att halva flödet ger en fjärdedel av tryckskillnaden mot nominellt – dvs. risken för mätfel ökar avsevärt om man inte har låglasttransmittar.

Två oberoende flödesmätningar sänker onoggrannheten avsevärt för medelvärdet mellan dessa. Båda nämnda normer ([10] ekvation 17 på sidan 15 och [11] ekvation 34 på sidan 147) anger sambandet:

$$V_{\bar{x}} = \pm \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{V_{x,i}} \right)^2}} \quad \text{Ekv. 7-2}$$

D.v.s. mätonoggrannheten sjunker avsevärt genom att införa en andra oberoende mätning.

En elegant lösning är att kalibrera stypdonen (OBS! Inte bara flödesmätningen i styrsystemet utan även flödeskoefficienten som en funktion av Reynoldstalet) med ett radioaktivt spårämne (tracermätod). Denna typ av mätning har potential för mycket låg onoggrannhet – typiskt 0,5 procent! Detta är förmodligen till extra kostnad eftersom en "vanlig" flödeskalibrering med denna metod ligger högre i onoggrannhet.

Det är fullt tänkbart att utföra denna kalibrering under själva garantiprovet och på så uppnå mycket hög noggrannhet.

8.2.3 Effektmätning

De flesta anläggningar har en relativt bra effektmätning installerad för drift- och debiteringsmätning. Mätonoggrannheten brukar vara 0.2...0.5 procent och detta är relevant nivå för ett prov – om utrustningen är kalibrerad. Mättransformatorerna brukar normalt hålla 0.2 procent onoggrannhet – och dessutom vara kalibrerad hos leverantören (med protokoll). Ett problem som dock brukar dyka upp, är att den faktiska belastningen på nedsidan i spänningstransformatorerna (10 kV → 110 V) är för låg relativt kalibreringen. Detta problem uppstår med digitala instrument som inte belastar (med en liten ström). En lågt belastad nedsida kan ge stora mätfel, eftersom transformatorn inte är riktigt linjär, och man kan ha avsevärt större fel än de nämnda 0,2 procenten. Det är därför inte ovanligt att man installerar tillfälliga belastningsmotstånd under proven för att minska

onoggrannheten. OBS! Installationen kräver stor försiktighet p.g.a. generatorskydden.

Den totala mätonoggrannheten beräknas enligt Gauss-LaPlace för 95 procent konfidensintervall som:

$$\tau_{p_{el}} = \sqrt{0.5^2 + 0.2^2 + 0.2^2} \approx 0.57 \quad [\%]$$

Mätonoggrannheten med en wattmeter som håller 0.5 procent klass blir cirka 0.57 procent. En bättre och kalibrerad wattmeter kan göra att onoggrannheten blir avsevärt lägre och man kan då förvänta sig i storleksordningen 0,35 procent. Det är därför starkt rekommenderat att ett instrument med denna klass installeras under garantiprovet.

Det tillkommer "extra" onoggrannhet via korrektionsfaktorerna som uppstår när man exempelvis korrigerar för avvikande ångtemperatur och dess mätonoggrannhet. Korrektionskurvans lutning behövs för att tillämpa kedjeregeln vid beräkningen.

Oftast garanteras anläggningens prestanda med en låg effektfaktor som inte alltid går att köra under provet (t ex 0.8) och man behöver därför korrigera för detta. Den absolut vanligaste metoden är att använda ekvationen för ändamålet i [11] som kan skrivas som:

$$F = 1 + 0.0186 \times \sqrt{\frac{P/\cos\varphi}{S_{Rated}}} \times \ln\left(\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_{Rated}}\right) \quad \text{Ekv. 7-3}$$

Enligt referens [11] är ekvationen ovan giltig om $S \geq 30$ MVA och $\cos \varphi = 0.7 \dots 1.0$. Alternativt kan generators specifika prestandakurvor givetvis användas för korrektionen.

8.3 CHECKLISTA INFÖR KONTAKT OCH GARANTIPROV

Punkterna nedan är viktiga att kontrollera innan garantiprovet men andra punkter kan tillkomma.

- Klarar cykeln basläggningskraven med avseende på läckage?
 - × Läckagetest (max oidentifierat enligt normer ska inte överskridas)
 - × Vacuumfallsprov (alternativt utvärdera grädigkeits och jämföra med garantivärmebalans) för att detektera inläckage av luft
- Har exempelvis avtappningstemperaturer och tryck kontrollerats mot tillverkarens värmebalanser?
 - × Temperaturer där ångan är överhettad bör överensstämma väl med värmebalans
 - × Högre nivåer indikerar antingen lägre verkningsgrad eller internläckage
- Arbetar "degassing"-enheten i kondensorn enligt design?
 - × Grädigkeits i kondensorer och förvärmare (2...3°C) – se garanti-värmebalanser för vidare information
- Har turbinen rätt vidhet?
 - × Går provet att köra i ventilpunkt(er) eller överstigs pannans maxbelastning?
 - × Normerna anger en maximal avvikelse
- Besiktning av strypdon, exempelvis kontrollmätning och invändig inspektion av svetsar i flänsförbanden.
 - × Lämpligt att besiktiga med spegel alternativt boroscope
- Kalibrering av kritiska mätpunkter
- Kalibreringsprotokoll och korrektionsunderlag (om provet utförs av turbinleverantören eller tredjepartsorgan)
- Korrektionser som tar hänsyn till läckage bör helt undvikas om inte leverantören skall tillgodoräknas saknad prestanda från helt onödiga läckage

9 Flexibilitet – allmänna aspekter

9.1 INTRODUKTION

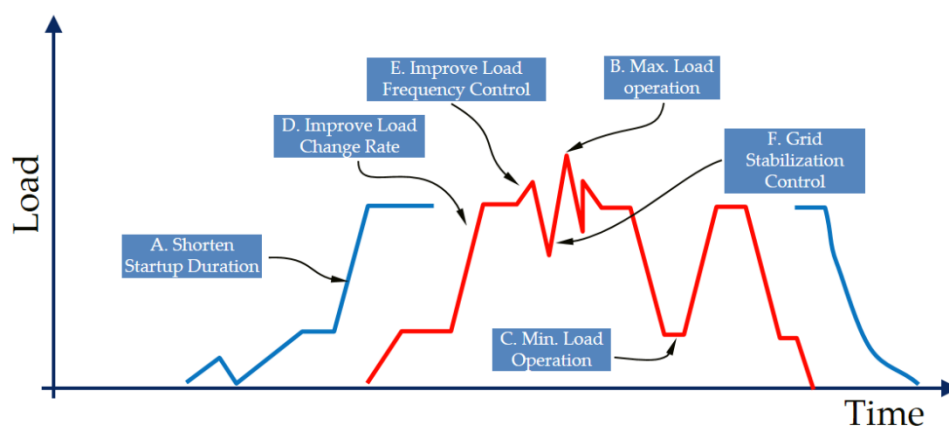
Ångturbinen och dess komponenter har en viss konstruktionslivslängd (d v s exempelvis kryp) och ett antal starter (d v s lågcykelutmattnings). Utöver detta kommer problem som introduceras genom "normal" drift och stillestånds-konservering.

Elkraftproduktion med ångturbiner brukar man kunna dela in i bas-, flexibel- och topplastproduktion. Utöver detta finns det exempelvis säsongsbetonad produktion där primärsyftet är fjärrvärme och elen är en "biprodukt". Basproduktion med ångturbin i Sverige är uteslutande kärnkraft men i de flesta delar av världen är det kolbaserad produktion. Flexibel produktion med ångturbin (mid-merit) är typiskt måndag-fredag i två-skift med dagliga cykler (t.ex. start, stopp, laständringar ...). Topplast är egentligen bara en mer extrem variant av det föregående och kan, i en svensk kontext, vara effektreserven. I Sverige är det primärt Karlshamnsverkets två återstående block som utgör produktionsdelen i effektreserven.

Karlshamnsverket byggdes 1969-1973 hade ursprungligen tre 330 MW block. Under de första åren utnyttjades verket för basproduktion tills svensk kärnkraft var fullt utbyggd. Sedan slutet av 70-talet²⁶ har verket använts för topplast under kalla dagar eller vid torrår när vattenkraften inte har kunnat producera normalt. Verket har moderniserats över tid och är mycket flexibelt trots att det är 45 år sedan block 1 driftsattes. Starttiden för block 2 och 3 (block 1 avvecklades 2015) är 2 timmar från baxning till full last. Detta har möjliggjorts genom dels varmhållning av ångpannorna med hjälp av cirkulationspumparna och dels med hjälp av hetluftuppvärmda turbiner. Det sistnämnda infördes på 80-talet och är mycket innovativt eftersom även roatorerna är förvärmade. Det finns andra tekniker som exempelvis eluppvärmda isoleringsmattor men dessa kan inte värma roatorn utan bara minska avkylningen. Sveriges "andra" topplastverk Stenungsund har högtrycks- och mellantrycksturbiner av radialtyp (Ljungström) och är därför snabbstartat ur ett turbinperspektiv. Kan vara värt att nämna att en radialturbin tål stora ändringar i ångtemperaturen – 100°C momentant och 10°C per minut. En modern axialturbin med hög reaktionsgrad brukar som mest acceptera en tredjedel av nämnda siffror och är därför inte lika flexibel (start och stopp).

Figuren nedan visar några "krav" som sannolikt kommer att motiveras av höga nivåer förnybar väder- och tidsberoende kraftproduktion. Utöver flexibilitet tillkommer att anläggningen måste vara feltolerant (engelska: "Fault Ride Through – FRT) och exempelvis inte lösa på frekvens och underspänning inom vissa ramar vid nätstörningar. Detta innebär att man sannolikt måste modifiera generatorskydden och turbinregulatorerna.

²⁶ Barsebäck driftsattes



VOC	Improve Operability/Expand operation range	Improvement Load following Capability	Grid Frequency Stabilization
Contents	A Shorten startup duration B Maximum load operation C Minimum load operation	D Improve load change rate E improve load frequency control	F Grid Stabilization control
Technical Requirement for Steam Turbine / Generator	A Differential Expansion /Thermal Stress prediction and Optimization B Over load valve, Heater Cutting Operation C BFPT EHC, Auto changeover of main pump	D/E Stress prediction and optimization • Overload valve • Sliding pressure control • Condensate stop operation • Heat cutting operation	F Fault Ride Through

Figur 8-1. Driftprofil med mycket väderberoende förnybar produktion, baserad på [15]

I exempelvis Tyskland och Storbritannien ser kraven ut enligt följande [15]:

	Anläggningstyp	Tyskland	England
FRT (brown-out)	Förnybar	0 V – 0.15 s 85% V – 15 s	0 V – 0.14 s 15% V – 0.14 s 80% V – 1.2 s 85% V – 2.5 s 90% V – 3 min
	Konventionell	0V – 0.15 s	Som ovan
	Förnybar		-0.5 Hz – 10% power in 10 s (keep for 30 min)
	Konventionell	Varvtalsstatik ± 2%	Som ovan
Frekvens	Konventionell	Varvtalsstatik ± 2%	Som ovan

I Sverige sker frekvenshållning med normal statikreglering på vissa vattenkraftverk. Detta innebär att verket har en viss effektmarginal och lasten beror på frekvensen.

Ett typiskt problem vid "normal" drift är överbäring från ångdomen, där både flyktiga och icke-flyktiga föroreningar anrikas i vätskefasen. De flyktiga följer väsentligen en kombination av Gibbs- och Henrys lag, d v s det finns ett visst förhållande mellan vad som finns i ångfasen och halten i pannvattnet. Kiselsyra (SiO_2) har exempelvis fördelningarna 1/100 och 1/50 för 80 bar respektive 170 bar – och man kan därför förvänta sig en respektive två procent av kiselsyran i admissionsången till turbinen. Motsvarande siffror för NaCl är cirka 1/100000 och 1/100 – d v s en storleksordning lägre vid högre tryck och mycket mindre vid lägre färsångtryck. En slutsats är att "transportmekanismen" för överbäring exempelvis NaCl är droppar som följer med ut ur ångseparatorerna. Normal är detta inget större problem så länge som man håller konduktiviteten på lämplig nivå – men transienta förlopp där domtrycket sjunker hastigt kan ge stor överbäring av normalt "icke-flyktiga" föroreningar som NaCl. **Vikten av att hålla god kontroll av pann- och matarvattenkemin är av yttersta vikt för problemfri drift!** Mekanismen för utfällning i turbinen är antingen att maximalt partialtryck överskrides för en viss förorening i överhettat område eller "skrubbas ut" i fuktigt område (Wilson-zonen). Nedan diskuteras flexibilitetsaspekter ur ett mer lågcykelutmattningsperspektiv – men det finns en stark koppling till kemin där man vid start inte alltid har stabil kemi samt att korrosionsangrepp kan ge upphov till skador med spricktillväxt under exempelvis start.

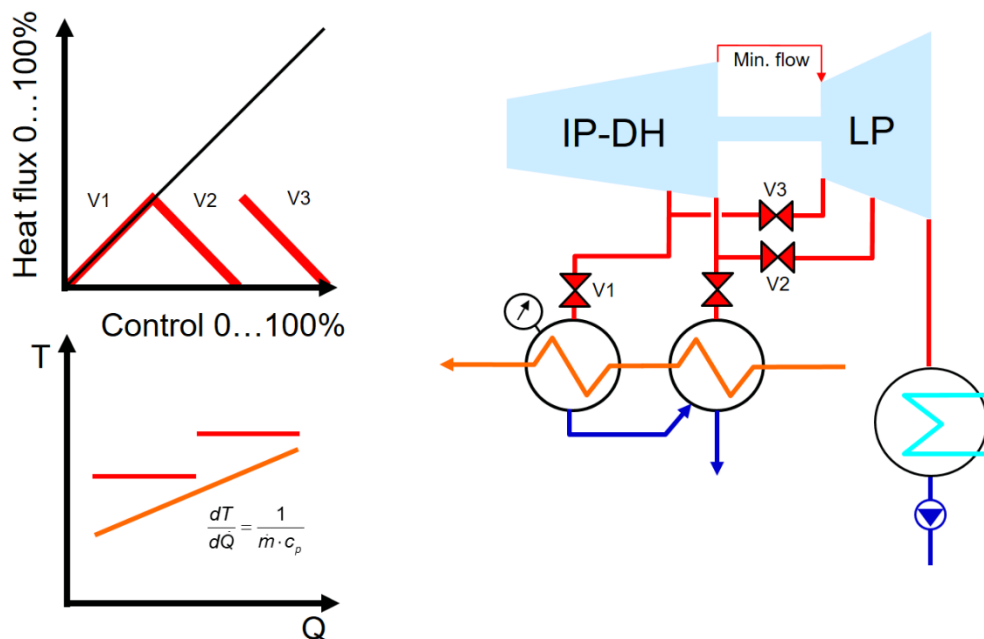
Beläggningar i turbinen ökar ytråheten och därmed strömmingsförlusterna där Reynoldstalen är tillräckligt höga. Höga Reynoldstal gör att gränsskikten blir tunna och att ytråheten "sticker upp" utanför det inre viskösa underskiktet delen av gränsskiktet och därför får relativt stor påverkan på förlusterna.

9.2 KONDESSVANS

De svenska kraftvärmeanläggningarna har oftast inte kondenssvanskoppling och då kan man inte enkelt "frikoppla" elproduktionen från värmeunderlaget och därmed kunna styra fördelningen. Värmeunderlaget i Sverige är väl utbyggt med traditionella anläggningar. Man kan diskutera om det är möjligt att se denna elproduktion som flexibel i ett framtida Sverige med en större andel väderberoende förnybar produktion. Oftast sammanfaller högt elbehov med högt värmebehov vid kalla vinterdagar och redan idag är denna resurs utnyttjad. Ett sätt att öka flexibiliteten är att installera ackumulatorer och på så sätt kunna styra produktionen mot tider med högt elpris.

Ett ännu flexiblere alternativ är kombinationen kondenssvans och ackumulator, där värmelasten kan styras mellan 0...100 procent med hjälp av ett ventilarrangemang. Denna lösning gör det möjligt för producenterna att aktivt delta både primär- och sekundärreglering²⁷. Primärreglering benämns normalt FCR-N och vid större avvikelser gäller FCR-D – där frekvensen faller utanför dödbandet i turbin-regulatorn.

²⁷ Återställning av nätfrekvensen pga. enbart P-verkan i turbinregulatorerna



Figur 8-2. Kondenssvanskoppling

Figuren ovan visar ventilarrangemanget för att styra värmelasten mellan 0...100 procent. Ventilen V1 öppnas först och trycket i VK2 kan då regleras tills man når trycket i avtappningen (som varierar med flöden och nedströms vidheter). Nästa steg är att stänga ventilen V2 och på så sätt öka trycket i VK1. Sist i kedjan stänger man V3 och då ökar trycket i VK2 ytterligare. Sammantaget kan man på detta sätt styra värmelasten mellan 0...100 procent. Man kan inte köra lågtrycksturbinen helt utan flöde eftersom beskovlingen skulle överhettas och man måste alltid ha en minflödeskanal (se resonemang om ventilation längre fram i texten).

I Sverige finns några exempel på denna typ av turbin, exempelvis på Öresundsverket och Mälarenergis block III.

I turbinregulatorn finns inställningen för turbinens varvtalsstatik (eng. "speed droop", "droop" eller bara "d") som definieras som:

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

Det är vanligt att skriva om ekvationen ovan på formen:

$$\Delta p = \underbrace{\left(\frac{P_{nom} \times 100}{d \times f_{nom}} \right)}_{Reglerstyrka} \times -\Delta f$$

Uttrycket i parentes benämns reglerstyrka och beskriver hur turbinen svarar effektmässigt vid en frekvensändring. I det nordiska systemet ska denna vara 6000 MW/Hz för tillräcklig nätstabilitet.

9.3 ÅNGCYKELN OCH KEMIN – UR ETT PRAKTISKT PERSPEKTIV

Den enskilt största källan för problem för både tillgänglighet och prestanda är dålig ång- och vattenkemi. De flesta anläggningarna i Sverige har bra utrustning och rutiner men "olycksfall" kan fortfarande hända. Ett annat problem är att man ofta förväntar sig att driftpersonalen ska kunna hantera alla uppkomna situationer. Tyvärr ligger det i sakens natur att kemiproblem är komplexa och man behöver därför både utbildning och erfarenhet för att fatta rätt beslut. En typisk fråga som uppstår vid larm är *"kan jag köra över natten tills kemisten kommer i morgon?"* Svaret är inte enkelt men VGB har infört ett tydligt system för hur man ska hantera uppkomna situationer [16] i driftorganisationen.

Vissa saker måste dock sitta i ryggmärgen och ett exempel är tubbrott i en kallkondensor. Detta detekteras normalt genom att ledningsförmågan ökar dramatiskt pga. NaCl från havsvattnet. I normalfallet kommer jonbyttarna i kondensatsystemet kunna hantera detta under en viss tid, tills exempelvis "sågspånstricket" appliceras. NaCl i pannvattnet är mycket problematiskt eftersom det omvandlas till HCL i ångpannan som kommer att ge ett mycket lågt pH-värde. En direkt konsekvens blir att man "betar" pannan utan närvaro av en inhibitor och blir av med magnetitskiktet (Fe_3O_4). För att undvika detta måste man tämligen omgående dosera NaOH (natronlut) för att bibehålla pH-värdet på normal nivå där inte järn är lösligt i vatten och på så sätt förebygga skador.

VGBs system [16] är förhållandevis enkelt och bygger på **en normalnivå** och **tre larmnivåer** där vissa åtgärder föreslås:

Normalt (N) till Larmnivå 1 (AL1) är inom vad som anses som normalt enligt [16] och vanliga rutiner mätning, dosering och bottenblåsning följs.

Larmnivå 1 (AL1) till Larmnivå 2 (AL2) innebär att man överskrider ett visst (eller vissa) gränsvärden och riskerar skador / problem i anläggningen – på sikt. Felet ska åtgärdas inom en vecka för att inte skada anläggningen men även andra åtgärder kan behövas som exempelvis bottenblåsning, dosering, regenerering, läcktätning, etc.

Larmnivå 2 (AL2) till Larmnivå 3 (AL3) är väsentligen som AL1 men med skillnaden att felet är allvarligare och måste åtgärdas inom ett dygn.

Över / under Larmnivå 3 (AL3) är mycket allvarligt och man riskerar skador på anläggningen. Skiftingenjör (skiftchef) fattar beslut om **avställning inom en timme** för att undvika skador.

Vid start gäller andra rutiner och läsaren hänvisas till [16] för en uttömmande diskussion.

Tabellen nedan visar *två exempel* från [16]:

Förorening	Enhet	Gränsvärde	
Sur konduktivitet	$\mu\text{S}/\text{cm}$	N	0.1
		AL1	0.2
		AL2	0.5
		AL3	1.0
Natrium (Na)	$\mu\text{g}/\text{kg}$		AVT-dosering Fosfatdosering
		N	<2 <5
		AL1	5 10
		AL2	10 20
		AL3	20 40

Eventuellt kan man utveckla modellen till grön, gul och röd vid exempelvis implementering i ett styrsystem. Svaret på den tidigare frågan huruvida man kunde köra tills kemisten kom på morgonen är sannolikt ja förutsatt man inte över- eller understiger AL2...AL3. Resonemanget förutsätter dock lämpliga åtgärder enligt ovan.

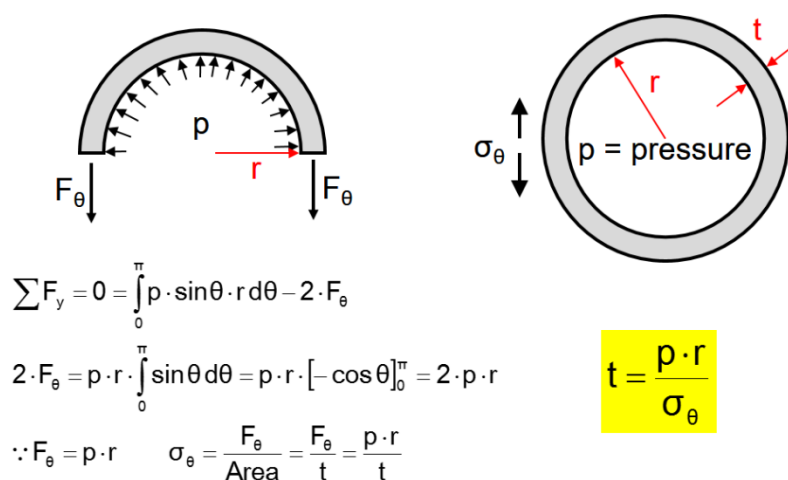
Det finns en svensk handbok i vattenkemi [17] som är utgiven av ÅF, Värmeforsk (nu Energiforsk) och Fjärrvärmeföreningen relativt sent (2001) och ersätter äldre standardlitteratur från exempelvis Ångpanneföreningen. Ett annat utmärkt exempel är textboken "Fundamentals of Steam Generation Chemistry" av Brad Bueker [18] som ger en bra introduktion till ämnet och inkluderar illustrativa exempel.

9.4 FLEXIBILITET – START, STOPP OCH GRADIENTER

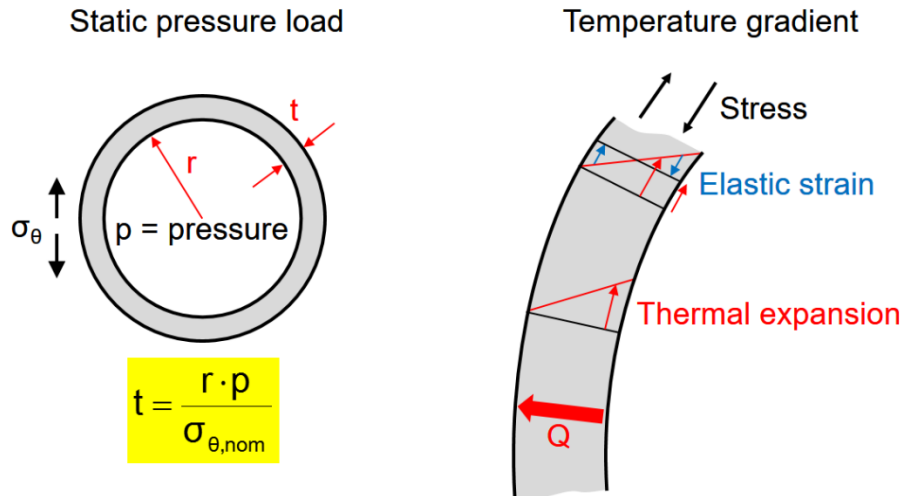
Man kan diskutera vad ordet flexibilitet innebär för ett kraftverk men i allmänhet är det start, stopp, driftsätt och laständringar som avses. Man brukar exempelvis införa begrepp som kall-, varm- och hetstart för att beskriva hur turbinen skall varvas upp till fasning och därefter pålastning. Detta är väl etablerade begrepp som har funnits sedan länge – men skillnaden är att man idag kanske gör detta en gång per dygn för exempelvis solångturbin- och kombianläggningar där mycket erfarenhet har skapats. Denna driftprofil är inte möjlig om man har en bubbel- eller cirkulerande bädd eftersom starttiderna blir orimligt långa oftast pga. ångpannans murverk, dom och exempelvis anslutningar mellan tub/skärm och tjockväggiga lådor. Panndomen är en stor tjockväggig cylinder med många anslutningar för: cirkulationssystemet, matarvatten, utgående ånga, kontinuerlig bottenblåsning, nivåställ och dosering – många möjliga områden för stora spänningskoncentrationer under transienta förlopp. Domens diameter bestäms av stipulerad volym (volym/tid mellan normal och trip vid avbrutet matarvattenflöde), tid/sträcka för vattensavskiljning och inredningen. Man kan argumentera att en längre dom löser volymkraven – men tyvärr inte avskiljningsproblematiken. Det finns innovativa lösningar, exempelvis en ”stående” panndom [1] eller externa avskiljare som medger en längre dom med mindre diameter. Man kan visa att tjockleken för domen (gäller även turbinhusen) är proportionell mot diametern om cylindern är att betrakta som tunnväggig (d v s att tangentialspänningen varierar linjärt över tvärsnittet (figur 7-2). Man brukar allmänt anse att gränsen för tunnväggig går vid om vägg tjockleken är minder än 20 gånger diametern.

OBS! Resonemanget här är förenklat och praxis idag är att använda FEM-program för noggranna beräkningar – se exempelvis [1] för mer information om pannor och relevant turbinlitteratur [3] och [7].

Static pressure load



Figur 8-3. Tangentialspänning och vägg tjocklek för cylinder



Figur 8-4. Temperaturinducerad tangentialspänning

Om cylindern (t ex turbinhuset) utsätts för en *temperaturgradient* vid exempelvis uppstart kommer den varierande längdutvidgningen innebära kompression där temperaturen är högre än medeltemperaturen och dragspänning där temperaturen är lägre än medeltemperaturen (se figur 8-4). Man kan visa att uttrycken för radial- och tangentialspänning från temperaturgradienter blir:

$$\sigma_r = \frac{\alpha E}{(1-\mu)r^2} \left\{ \frac{r^2 - r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_y} T r dr - \int_{r_i}^r T r dr \right\}$$

Ekv. 8-1

$$\sigma_\theta = \frac{\alpha E}{(1-\mu)r^2} \left\{ \frac{r^2 - r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_y} T r dr - \int_{r_i}^r T r dr - T r^2 \right\}$$

Ekv. 8-2

Ekvationen ovan har förenklade lösningar (om väggen är relativt tunn och $T_i > T_y$) för *maximal tangentialspänning*, d v s vid inner- respektive yterradien:

$$\sigma_{\theta,i} = \frac{\alpha E T_i}{2(1-\mu) \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right)} \left\{ 1 - \frac{2r_y}{r_y^2 - r_i^2} \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right) \right\} \approx \frac{-\alpha E \Delta T}{2(1-\mu)}$$

Ekv. 8-3

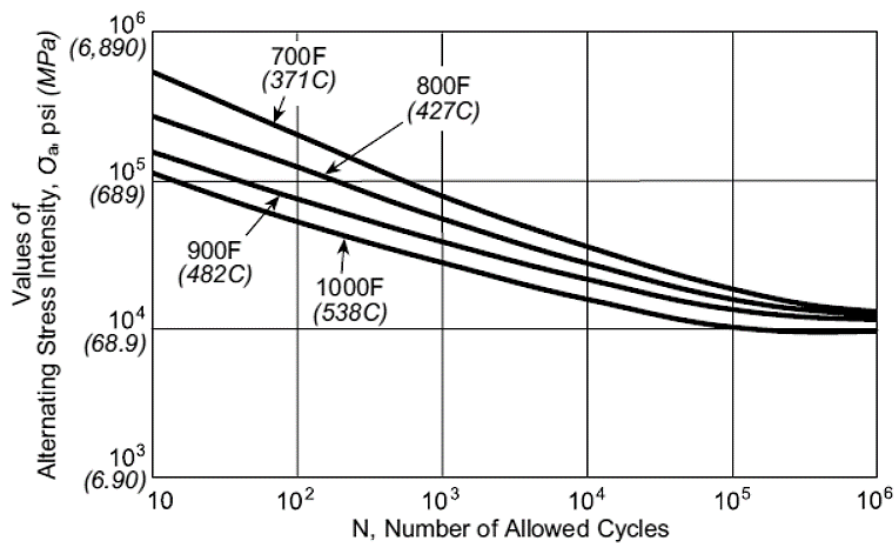
$$\sigma_{\theta,y} = \frac{\alpha E T_i}{2(1-\mu) \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right)} \left\{ 1 - \frac{2r_i}{r_y^2 - r_i^2} \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right) \right\} \approx \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\mu)}$$

Ekv. 8-4

Hur "allvarlig" denna spänning är, i ett utmattningsperspektiv, bestäms av Palmgren-Miners regel som skrivs:

$$\sum \frac{n}{N} = 1 \quad (\text{Ekv. 8-5})$$

Palmgren-Miners regel beskriver den kumulativa skadan från "n" spänningar med en viss nivå delat med det *maximala antalet för samma spänning* (från materialspecifik σ, N -kurva – se nedan figur).



Figur 8-5. Wöhler eller σ, N -kurva för ett typiskt pannmaterial (kolstål), från [1]

För att illustrera utmattning och hur man använder Palmgren-Miners regel kan man tänka sig en komponent som upplever en alternerande last enligt:

Antal:	10 %	30 %	60 %
Last (spänning)	σ_1	σ_2	σ_3
	N_1 från σ, N -kurva	N_2 från σ, N -kurva	N_3 från σ, N -kurva
Miners regel:	$\frac{0.1 \times n}{N_1} + \frac{0.3 \times n}{N_2} + \frac{0.6 \times n}{N_3} = 1$		

För att beräkna antalet cykler i exemplet, till utmattningsbrott, löser man ekvationen ovan enligt:

$$n = \frac{1}{\frac{0.1}{N_1} + \frac{0.3}{N_2} + \frac{0.6}{N_3}}$$

Man brukar ange en design som "säker" om Palmgren-Mimers inte överstiger 1,0. Flygindustrin har t.ex. normalt krav på en faktor tre för flygvärdighetscertifiering – d.v.s. om exempelvis en komponent i en motor certifieras för 23 000 flygcykler så skall den dimensioneras (MP=1,0) för 69 000 flygcykler.

Domen har exempelvis tendens att "hogga" under start²⁸ vilket resulterar i stora drag- och kompressionsspänningar i falltubsanslutningarna.

För en turbinskiva och rotor gäller samma ekvationer och om det inte finns någon "bore" sätts innerradien till noll (d v s $r_i = 0$), samt att temperaturen varierar linjärt med radien:

$$\sigma_r(r) = \alpha E \left\{ \frac{1}{r_{rim}^2} \int_0^{r_{rim}} T(r) dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r T(r) dr \right\} \approx \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - \frac{r}{r_{rim}} \right) \quad \text{Ekv. 8-6}$$

$$\sigma_\theta(r) = \alpha E \left\{ \frac{1}{r_{rim}^2} \int_0^{r_{rim}} T(r) dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r T(r) dr - T \right\} \approx \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - 2 \frac{r}{r_{rim}} \right) \quad \text{Ekv. 8-7}$$

Ekvationerna ovan ger vid handen att, om $\alpha = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $E = 6.9 \cdot 10^4 \text{ MPa}$ och $\Delta T = 55^\circ\text{C}$, spänningsnivån p.g.a. temperaturgradienten blir 46 MPa vid radien = 0.

Resonemanget ovan bygger på ideala fall (enkla rotationssymmetriska geometrier) men är illustrativa beträffande fenomenet temperaturinducerade spänningar. En mer noggrann analys kräver en detaljerad FEM-modell eftersom en verklig rotor (eller hus) har komplicerade geometrier. Även randvillkor som, exempelvis lokala värmeövergångstal, är viktiga för resultaten.

Situationen är annorlunda för gaskombi-anläggningar där gasturbinen går att starta och lasta till fullast på mindre än 10...12 minuter oavsett storlek. Bottencykeln, d v s avgaspannan och ångturbinen, når fullast inom mindre än 30 minuter förutsatt mindre än cirka 8 timmar driftuppehåll. Definitionen av fullast är fullt öppen reglerventil (VWO) men inte full admissionstemperatur. Den lägre admissionstemperaturen åstadkommer man med spray-ångkylare med hög kapacitet och man får därför mindre gradienter i rotorn och i huset.

Tekniken med reducerad admissionstemperatur är generellt tillämpbar och moderna gaskombianläggningar kylvärmen till 60 procent av nominell till 85 procent last vid kallstart.

9.4.1 Reglerform

Vilken typ av reglering som maskinen är konstruerad för har stor inverkan på temperaturgradientinducerade spänningar. I detta stycke kommer de tre vanligaste reglerformerna att diskuteras med avseende på livslängd.

Enkelventilsturbin bygger på strypreglering och man stryper "hela flödet" med resulterande exergiförstörelse. Prestanda i fullast är oftast bättre än turbiner med reglersteg eftersom verkningsgraden för ett "vanligt" steg är mycket högre.

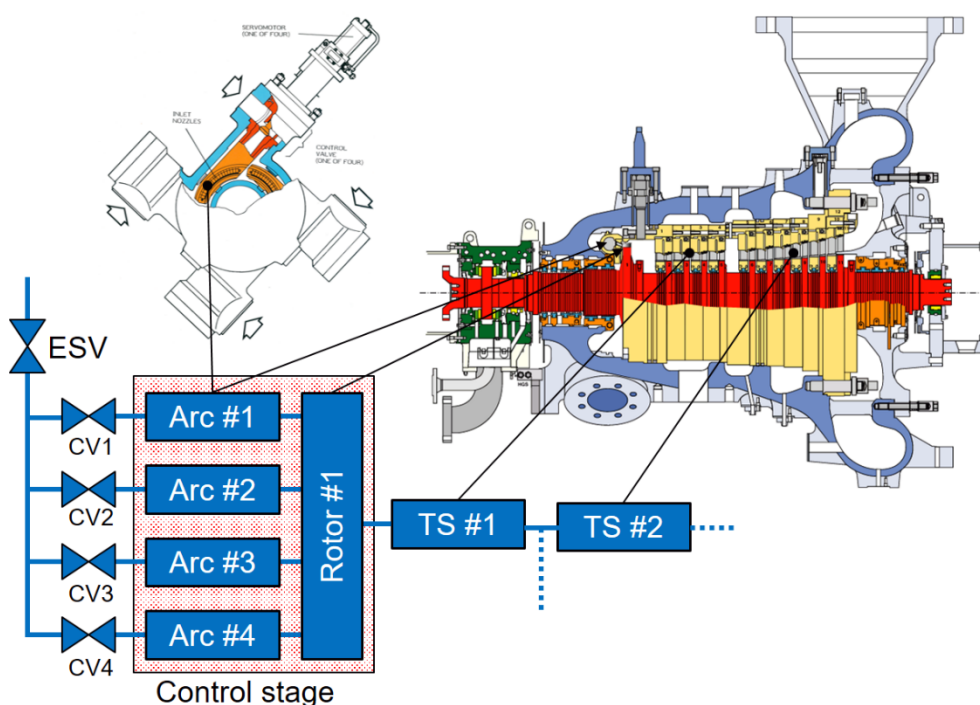
²⁸ Eftersom den är halvfylld med vatten värms ovandelen mer

De flesta svenska turbiner för exempelvis kraft-värme har reglersteg bl.a. för hög verkningsgrad över ett stort lastområde. Reglersteget är normalt konstruerat för ett tryckförhållande kring 0.7...0.75, genom större diameter än övriga steg, och anledningen är primärt:

- Reglerbarhet
- Snabb sänkning i ångdata (kostnad för turbinhus, bultspänning för turbiner med horisontellt delningsplan,...)

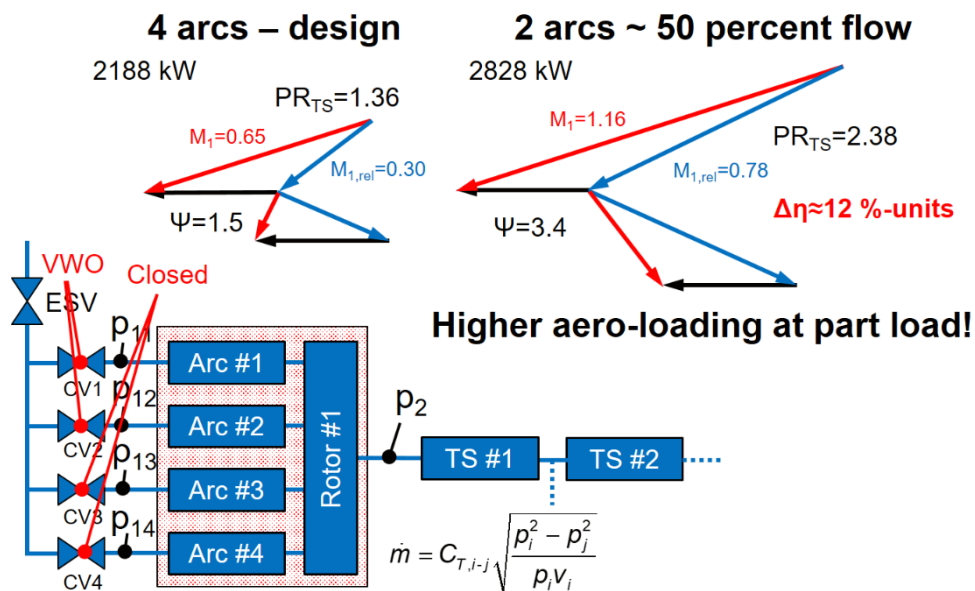
Reglersteget har "olägenheten" att värmefallet varierar stort över lastområdet – och därmed temperaturen. Varje pådragsbåge har sin egen reglerventil och trycket efter reglersteget bestäms av nästa delturbins vidhet (genomsläpplighet). Detta innebär att man exempelvis har överljudsströmning i de pådragna sektorerna kring halvlast. Reglersteget producerar ett större antal kW i dellast trots att massflödet sjunker – detta beror helt på det ökande värmefallet.

Skovlarna och infästningarna upplever en alternerande last när bladen passerar in- respektive ut ur de pådragna sektorerna. Det är alltid lasten i tangentiell led som är störst och det är en missuppfattning att man exempelvis ska lägga ut reglersteget för ren impuls för att undvika spänningsvariationer i axialriktningen. I praktiken har man "någon" acceleration i rotern men reaktionsgraden bör inte överstiga 4...6 procent eftersom förlusterna blir mycket stora om rotern ger "mottryck" som trycker ut ånga mellan huset och rotern i icke-pådragna sektorer.



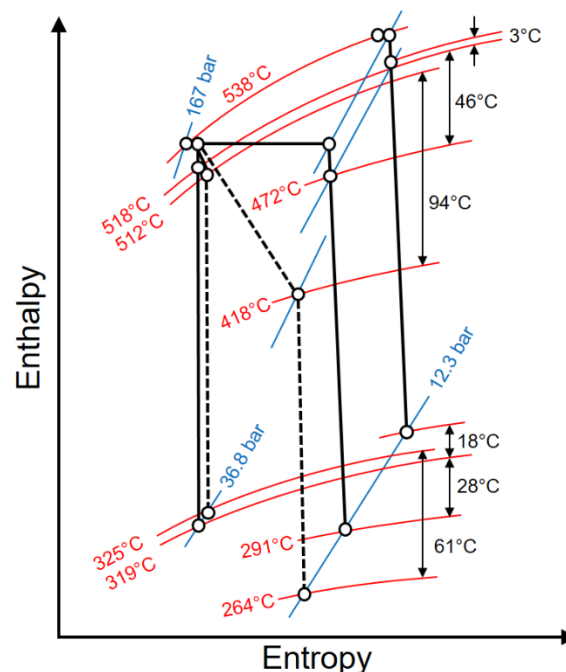
Figur 8-6. Schematisk skiss över parallella pådragsbågar

Som tidigare nämnts varierar stegvärmefallet för de pådragna sektorerna i reglersteget och figuren nedan visar ett exempel för en tänkt turbin (dvs. har ingen koppling till turbinen på figuren ovan).



Figur 8-7. Exempel på hur värmefallet i pådragna sektorer varierar mellan full och cirka halvlust.

Glidtrycksreglering är skonsammast för turbinen och reglerformen bygger på att man kör med fullt öppen reglerventil (öppna reglerventiler) och sänker pannans tryckbörvärde. Figuren nedan visar en jämförelse vid ca 1/3 turbinlast (flöde):

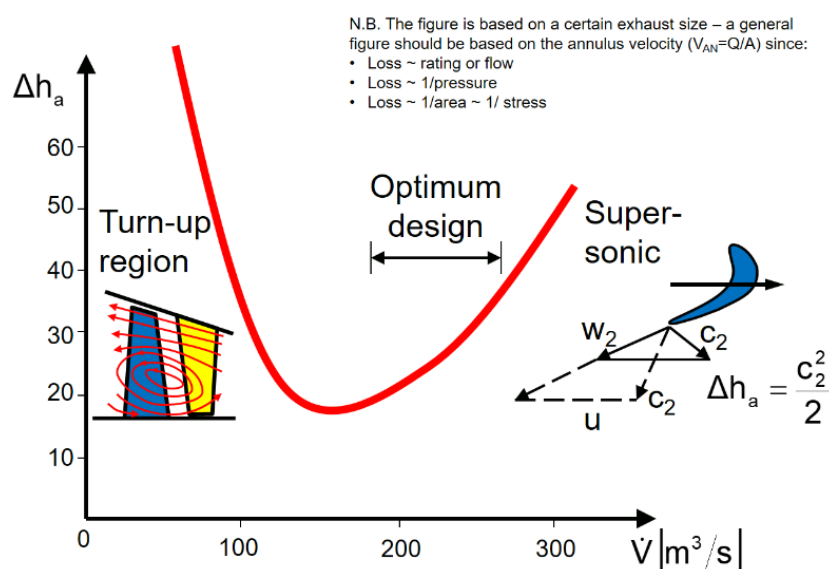


Figur 8-8. Expansionsförlopp för olika reglerformer

Figuren ovan visar att reglerformen med att låta admissionstrycket glida är skonsammast för turbinen (3°C och 18°C ut ur första respektive sista steget), följt av strypreglering (48°C/28°C) och värst ur ett livslängdsperspektiv är reglersteget (94°C/61°C). Om man för enkelhets skull antar att trycket framför turbinen skall sänkas från 167 bar till 56 bar (dvs 1/3) så kommer mättnadstemperaturen minska från 351°C till 271°C. Denna reglerform kommer därför att påverka ångpannan (domen och cirkulationssystemet) värst. En möjlighet är att man gör alla laständringar i strypmode med alla reglerventilerna och sedan långsamt övergår till partialpådrag. Detta kräver dock att man har separata ställdon för alla reglerventilerna och inte en gemensam²⁹.

9.5 MINLAST OCH VENTILATION

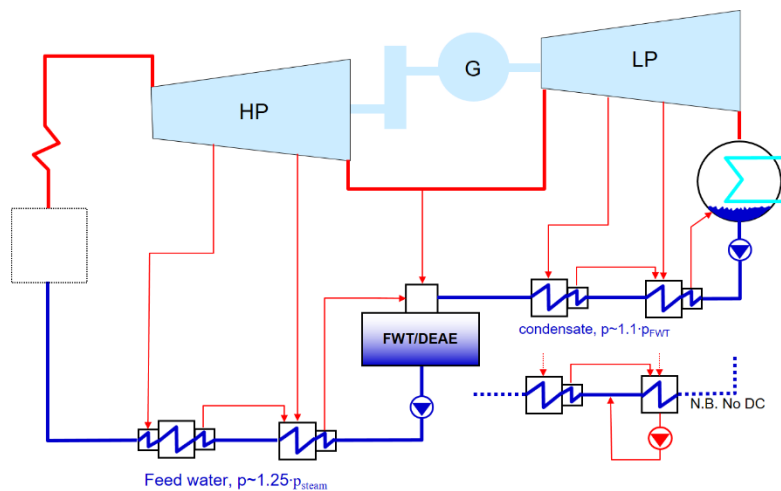
Ventilationsarbete uppstår när volymflödet (värmefallet) genom slutsteget (slutstegen) understiger vissa värden. Man kan inte säga en generell siffra, när detta blir ett problem, utan det beror till största delen på turbinavloppet storlek och kondensorn. Ur ett strikt teoretiskt perspektiv skulle man kunna minimera avloppsförlusten med ett mycket stort avlopp. I praktiken kommer dock centrifugalspänningen vara proportionell mot kanalarean gånger kvadraten på varvtalet (AN^2). Alla tillverkare har avloppsserier där man för varje leverans väljer ett optimalt avlopp. Ordet optimalt innefattar inte bara avloppsförlusten utan även tillgängligt driftområde. Avloppsförlusten (d v s kinetisk energi i turbinavloppet – $C^2/2$) är normalt betydande men man bör i normalfallet inte välja den absolut lägsta nivån eftersom man riskerar att hamna i ventilation tidigt. Figuren nedan visar en "typisk" avloppsförlustkurva och i detta fall bör man välja sin designpunkt inom markeringen – d v s inte i minsta nivån för största driftområde utan problem med ventilation. Som tidigare nämnts, har alla tillverkare serier med avlopp och principen för att välja följer resonemanget ovan.



²⁹ Exempelvis "dock bar valve"

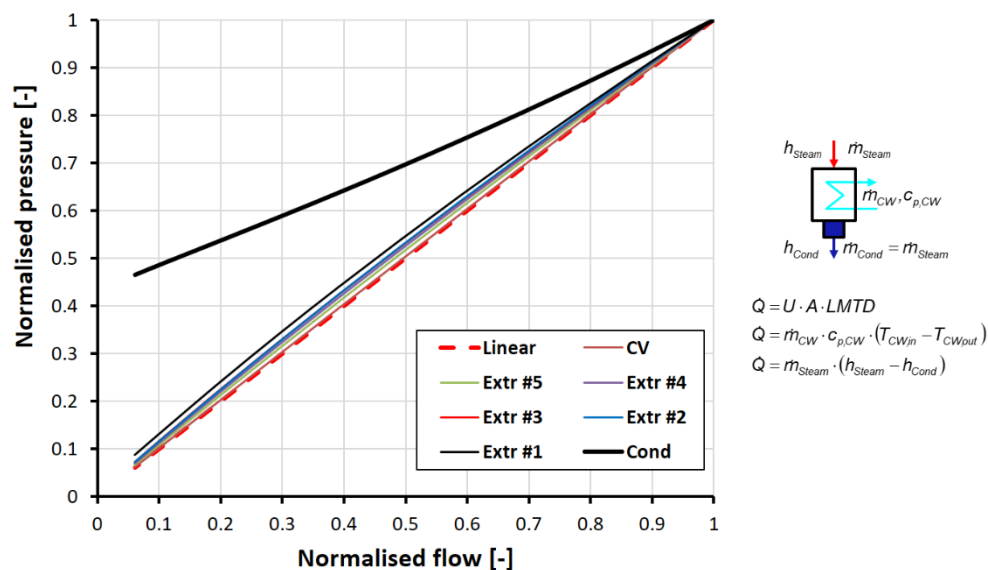
Figur 8-9. Typisk avloppsförlustkurva

Man kan enkelt visa att alla steg/delturbiner – exklusive regler- och slutsteget – har konstanta hastighetstrianglar över hela lastområdet. I detta stycke begränsas resonemanget till slutsteget som först har varierat värmefall. För att demonstrera fenomenet används en standardcykel med fem förvärmare:



Figur 8-10. Exempelcykel

Det bör noteras att exemplet ovan inget har reglersteg men det har ingen betydelse för förklaringsmodellen kring ventilationsarbetet. För att undvika en mycket detaljerad utläggning om hur en rad (minsta sektionen) påverkar nästa och därmed att alla tryck byggs upp bakifrån i en turbin, kan man använda konceptet med "vidhet". Ekvationerna presenteras i kapitel fem (5-4 och 5-5) och läsaren hänvisas dit för en mer utförlig förklaring. Som tidigare nämnts, byggs alla tryck upp av flödet som ska passera nästa sektion (eller steg/rad – beroende på reaktionsgrad) och då blir alla tryck i turbinen proportionerliga mot flödet. Man kan illustrera detta med ett exempel där man kör 50 procent av nominellt flöde genom turbinen. I detta fall kommer alla tryck i maskinen också vara cirka 50...55 procent av nominell nivå – d v s tryckförhållanden är, i princip, oförändrade. Detta gäller inte kondensorn (som inte är en turbomaskin utan en värmeväxlare) och de sista stegen kommer därför att lasta av. Figuren nedan visar alla trycken i turbinens "nodpunkter" (efter reglerventil, samtliga avtappningar och kondensortrycket):

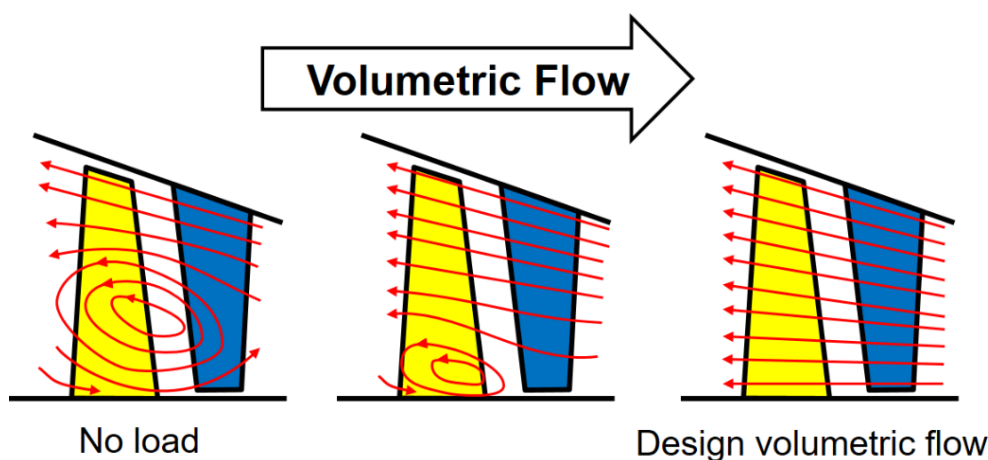


Figur 8-11. Trycknivåer

En direkt observation av kondensortrycket ger vid handen att detta inte följer ett linjärt samband med flödet. Trycket i kondensorn "drivs" av arean och värmeöverföringsprocessen via den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (LMTD) och inkommande kylvatten. Turbinens trycknivåer som funktion av flödet påverkas dels av kondensorn och dels av hur "pv-talet" varierar över lastområdet. Detta gör att linjerna blir konvexa men effekten avtar "framåt" i turbinen och blir helt linjär efter reglerventilen.

Hittills har resonemanget begränsats till hur turbinens tryckfördelning varierar över lastområdet. Ventilationsarbetet är den effekt som tillförs ångan från beskovlingen, d v s det "omvända" mot normal drift. I princip kan alla steg i en turbin drabbas men effekten börjar alltid bakifrån ("turn-up") från det sista steget vid lastnedgång. Den bakomliggande principen för att flödet samlas mot ytterradien är komplicerad och bygger på att den radiella tryckfördelningen³⁰ ändras när steget arbetar off-design. Figuren nedan visar schematiskt vad som händer när ett slutstegs värmefall minskar.

³⁰ Radialbalans



Figur 8-12. Turn-up/ventilation

Temperaturökningen kan vara dramatisk och Rysk forskning har resulterat i sambandet:

$$\Delta T \approx 0.79 \times p_{\text{cond}} - 295 \times \sqrt[3]{\frac{\dot{m}}{p_{\text{cond}}}} + 339 \quad \text{Ekv. 8-8}$$

Vid mycket låga turbinlaster (och avloppsstorlekar) måste man därför kyla genom att spraya kondensat in i utloppshuset. Det är inte ovanligt att systemet används från 10 procent last, men det beror på bl. a. på avloppsstorleken och kondensortrycket. Vissa större turbiner mäter temperaturen vid näst sista ledskenan och systemet startas om ett visst värde överstigs. Ett handfast "bevis" för att strömningen ser ut som i skissen ovan är att man kan se en lätt erosion på nedre delen av bakkanten på sista rotorn.

Resonemanget ovan fokuserade på sista steget men alla steg kan hamna i ventilation och det är bara en fråga hur lågt volymflödet är. I princip, sätter alltid ventilationsarbetet den nedre gränsen för turbinens lastområde.

Normal procedur för att stoppa en ångturbin är att lasta av, manuellt eller automatiskt, till nollast (eller något negativ) för att lösa på bakeffektskyddet. Samtidigt som bakeffektskyddet testas, täthetsprovas också reglerventilen. Man bör dock inte köra för länge på min-last (eller noll- eller negativ belastning) och skulle turbinen inte lösa måste man öka effekten tills ventilationsarbetet (värmeutvecklingen) är under kontroll.

Samma typ av problem kan exempelvis uppstå om man har s.k. överlastventil³¹ om tryckförhållandet över delen av skovelsystemet mellan inloppet och överlastkanalen blir för litet. Högtrycksturbiner i anläggningar med reheat har samma problem vid uppstart och det är därför standard att ha ett s.k. "TAL-system"³² för att kunna starta anläggningen utan att överhätta högtrycksmodulen.

³¹ Vidhets by-pass

³² Kondensortryck i HT-modulen via ventil

Högtrycksturbinen kommer då att ha samma tryck som turbinkondensorn för att minimera ventilationsarbetet som är proportionellt mot densiteten (~trycket).

9.6 ÖKAD START- OCH STOPPFLEXIBILITET I TURBINEN

För att öka flexibiliteten – eller minska slitaget – kan man överväga bättre matchning mellan metall- och ångtemperaturen vid start. För att förvärma (eller minska avkylningen vid stopp) kan man införa:

- Värmeslingor under husisoleringen
- Ökad spärrångtemperatur
- Ökat spärrångtryck
- Värmning med hetluft
- Ventilationsarbete

OBS! Alla föreslagna åtgärder för ökad flexibilitet behöver analyseras i detalj för varje turbin innan införande!

Värmeslingor har använts sedan 80-talet och är kommersiellt tillgängliga men det är starkt rekommenderat att införa dessa med tillverkarens samtycke. Värmeslingorna i isoleringen kan inte värma rotern utan minskar turbinhusets avkylning och på så sätt håller en högre temperaturnivå. Större turbiner kan ha modulerad värmning där man exempelvis kan undvika krökning av turbinhuset genom att värma endast underhalvan. Ordet "större" bör ses även i termer av rotorlängd (se nedan) och bör inte begränsas till ett visst volymflöde av ånga i utläggningspunkten.

Turbinhusets krökning (h) i meter som funktion av temperaturskillnad kan beräknas approximativt med formeln [19]:

$$h = \frac{\text{längd}^2 \times \text{längsutvidgingskoefficienten}}{16 \times \text{diametern}/2} \times \text{temperaturskillnad}$$

Att **öka spärrångtemperaturen** är en *teoretisk* möjlighet för att höja roterns temperatur eftersom ångan står i direktkontakt med den delen av rotern som passerar genom tätningarna. Att höja temperaturnivån ökar entalpin men sänker massflödet genom tätningen. Man kan enkelt visa att ett tätningsflöde följer en normal Fanno-funktion och efter logaritmisk differentiering får man uttrycket 8-9:

$$\frac{\Delta \dot{m}_{Seal}}{\dot{m}_{Seal}} \approx \frac{\Delta p_{in}}{p_{in}} - \frac{1}{2} \frac{\Delta T_{in}}{T_{in}} \quad \text{Ekv. 8-9}$$

Ekvationen ger vid handen att flödet sjunker om man höjer temperaturen och det är osäkert hur effekten blir beroende på turbinens design. Det finns en "trade-off" mellan temperatur, värmeövergångstal och flöde som måste beaktas i varje enskilt fall.

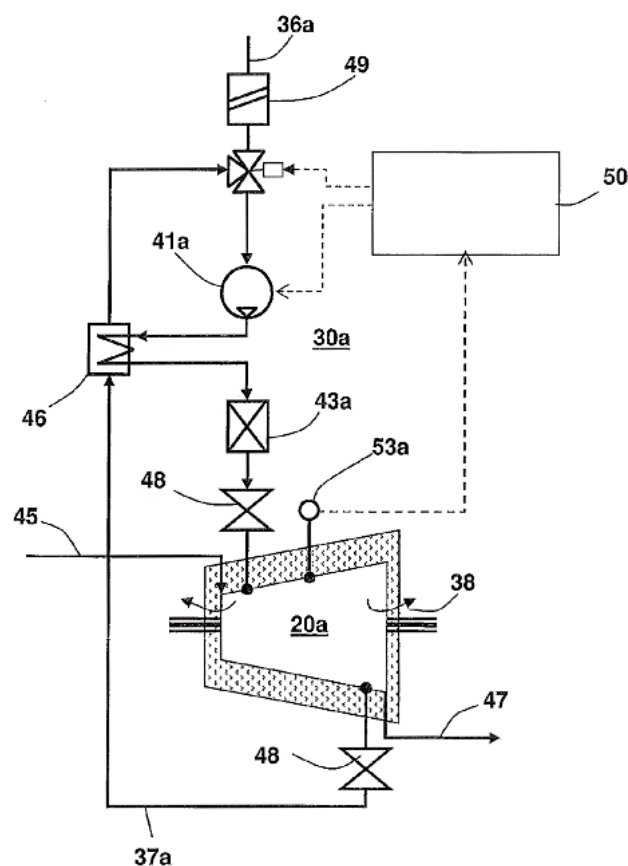
Det är emellertid besvärligt ur ett praktiskt perspektiv att höja spärrångtemperaturen eftersom man begränsas till antingen mättad ånga från domen, hjälpånglåda (alternativt en hjälpångpanna). Spärrången till lågtryckstätningarna kyls på vanligt sätt med en spraykylare där vattnet tas från kondensatsystemet.

Alternativet är att **öka trycket i spärrångssystemet** som innebär att man har "normal" entalpi i spärrångssystemet men högre flöden till samtliga tätningar. Detta är enkelt att åstadkomma med en mindre ändring i tryckregleringen (d.v.s. bara att öka börvärdet på minsta trycket i spärrångmodulen).

Värmning med hetluft är det absolut effektivaste sättet och man starta turbinen med "perfekt" temperaturmatchning och på detta sätt avsevärt minska temperatur-gradienterna i rotor och husen. Det är inte samma sak som att helt ta bort temperaturinducerade spänningar i turbinen men det är möjligt att göra en hetstart eller motsvarande.

Installationen är omfattande och man behöver en "blåsare", värmeelement och ett lämpligt ventilarrangemang. Hetluften evakueras lämpligen genom den normala vacuumbrytaren.

Värmning med hetluft har mycket framgångsrikt införts på Karlshamnverket och Block III i Västerås under 80-talet. Båda dessa anläggningar har stora reaktionsturbiner av kraftverkstyp. Det är intressant att notera att General Electric (Alstom) har patenterat³³ en variant av detta i närtid (2014) – trots att det är "gammal" teknik som redan finns i bruk.



Figur 8-13. Koppling hetluftsvärmning (från GE/Alstom patent)

³³ K. Helbig, C. Kuehne and W. F. D. Mohr. "A warming arrangement for a steam turbine in a power plant." EP2738360A1. June 4, 2014 (General Electric / Alstom)

Ventilationsarbetet vid låga volymflöden är normalt "negativt" eftersom man potentiellt kan överhätta slutstegen vid låg-last och normal behöver kyla med kondensatspray (se ovan resonemang). Detta fenomen kan *möjligtvis* användas för att värma rotern (och huset) i högtrycksmodulen innan start. Möjligheten undersöktes och presenterades första³⁴ gången i [15].

Denna metod har stor potential för turbiner i industriturbinsegmentet eftersom det är relativt enkelt att ändra baxvarvtalet. Det bör dock understrykas att det måste införas i samarbete med tillverkaren för att undvika skador på turbinerna.

9.7 ÖKAD FLEXIBILITET – LASTREGLERING

I de tidigare styckena har reglering och start- och stopp diskuterats. Syftet med denna sektion är att diskutera hur turbinanläggningen kan göras flexiblare för exempelvis sekundär- och tertiärreglering.

En viss turbin har en viss utläggningseffekt där turbinen normalt sett är optimerad för prestanda. Man kan givetvis köra en lägre effekt genom antingen stryp-, partialpådrag- eller glidtrycksreglering. Detta har alltid konsekvenser för prestanda som också inkluderar effekter i förvärmaredjan. Flödet genom beskovlingen är som tidigare diskuterats proportionell mot ångtrycket (vid konstant temperatur) och man kan därför inte öka effekten utan att höja trycket om ventilen eller ventilerna är fullt öppna. Istället har man ibland en så kallad "överlastventil" eller "vidhets by-pass" där man släpper in en del av ångan efter några skovelrader där turbinen är "vidare". Nackdelen är att man dels stryper detta flöde samt att man lastar av stegen innan intappningspunkten i turbinen. D.v.s. en "tidig" intappning ger lite strypförlust men större problem med möjlig ventilation i stegen innan pga. att tryckförhållandet (värmefallet sjunker) – och vice versa. Ett annat problem är att man tappar in varmare ånga längre ner i turbinen och material (vid samma tjocklek) måste väljas för detta ändamål och man riskerar en dyrare turbinlösning.

Ett annat alternativ om man har ett reglersteg är att lägga ut turbinen med en "extra" pådragsbåge. Detta innebär att man endast använder exempelvis 75 procent av inloppets 360° genom att ha tre av fyra bågar öppna vid utläggningslasten. Den sista bågen "reserveras" för överlast. Detta kommer också ha konsekvenser för turbinens prestanda eftersom designpunkten kommer ha större reglerstegslast (värmefall) än för maximal effekt. Man kommer också ha förluster³⁵ [3] som härrör från reglerstegets "icke-pådragna" sektor.

Ett ytterligare alternativ är istället att minska avtappningsmängden genom att:

- Stänga av sista högtrycksförvärmaren
- Stänga av kondensatpumparna tillfälligt

Det första alternativet innebär att man helt enkelt stänger ventilen i avtappningsledningen, eller har en parallell by-pass på matarvattensidan, och på så sätt ökar flödet genom turbinen. Man brukar vinna cirka fem procent effekt till

³⁴ Till författarnas kännedom vid rapportskrivningen

³⁵ Ventilation samt fyllning- och tömningsförluster

priset av en lägre matarvattentemperatur och större axialkrafter i turbinen. Den lägre sluttemperaturen resulterar i högre pannlast och lägre cykelverkningsgrad. Även ångpannans verkningsgrad kommer att sjunka eftersom temperaturförloppet i det bakre draget förändras med kallare matarvatten samt ökad eldad effekt (högre rökgastemperatur eftersom mer värme måste tillföras i eldstaden). Denna "metod" för att öka effekten är inte på något sätt ny utan har använts sedan länge.

Det andra alternativet är att **tillfälligt** stänga av kondensatpumparna och på så sätt ta bort flödet i avtappningarna från matarvattentanken och nedåt (dvs. alla lågtrycks-förvärmarna). Ledordet är tillfälligt och detta kan bara användas under den tid det tar för ångpannan att öka effekten vid exempelvis glidtrycksreglering. Detta är emellertid inte enkelt att införa eftersom både volymen i matarvattentanken och kondensorns "hotwell" måste vara tillräckliga samt att trycket i matarvattentanken³⁶ inte får ändras hastigt neråt. Ingen typisk anläggning har denna kapacitet inbyggd från början och en "hotwell" dimensioneras normalt enbart från perspektivet med höjd till kondensatpumpens sugstuds för att inte få virvlar och inte någon större buffring. Bär också nämnas att alla turbiner har trip på hög nivå i "hotwell" – särskilt problematiskt vid axiella avlopp. Denna metod kan vid en första anblick verka riskabel men den torgförs av tillverkare som ett flexibilitetsalternativ.

Man kan öka verkningsgraden vid dellast genom att införa en extra högtrycksförvärmare som behåller nominell slutmatarvattentemperatur oberoende av turbinlasten. Denna kopplas normalt in efter överlastventilen.

Ett annat alternativ är att införa en gasturbin i förvärmarkedjan och på så sätt eliminera alla avtappningar utom den till matarvattentanken. Marginalverkningsgraden för denna typ av installation är mycket hög, särskilt eftersom man bör använda en gasturbin med relativt låg avgastemperatur (dvs. hög verkningsgrad pga. högt tryckförhållande). Införandet diskuteras i detalj i referens [16] tillsammans med en analys kring hur ångturbinens axialkrafter förändras. I referens [16] används kraftvärmeverket i Enköping som plattform för diskussionen och författarna hade tillgång till mycket detaljerade data³⁷ kring anläggningen.

³⁶ Kavitation i matarvattenpumparna om trycket sjunker

³⁷ Bl.a. tillverkarens turbinberäkningsprogram

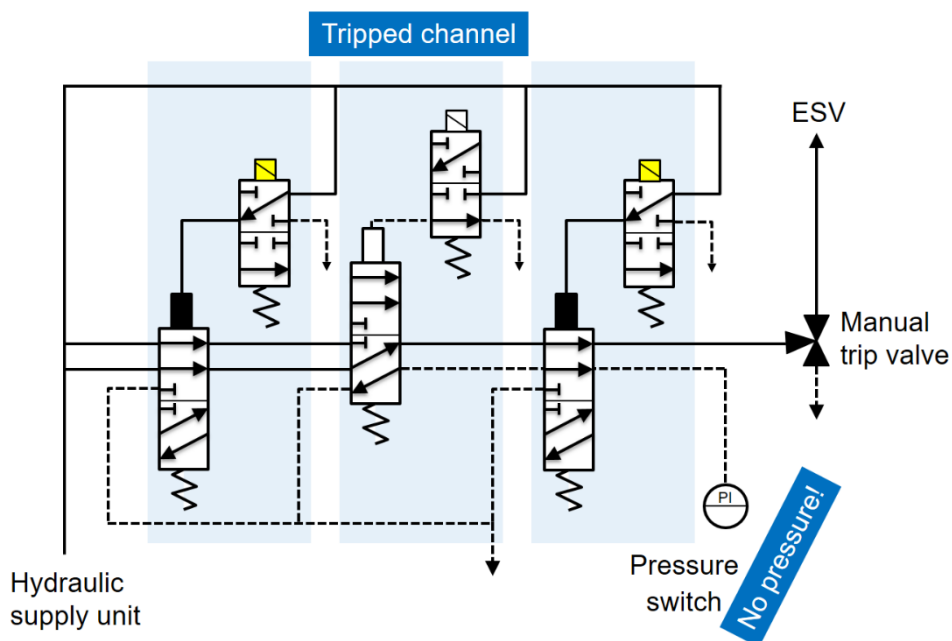
10 Service och underhåll

Alla ångturbiner kommer behöva någon omfattning av service för god tillgänglighet och att inte haverera eftersom anläggningen åldras. I nästa kapitel diskuteras dessa aspekter och syftet med detta kapitel är att introducera koncepten för service.

Under maskinens livslängd kommer ett antal serviceåtgärder på olika nivå att utföras som exempelvis kan vara årliga säkerhetskontroller till större service vart 4:e till 8:e år där rotorn tas ut ur maskinen. Exakt vad som utföres varierar mellan maskintyperna och man hänvisas därför till den aktuella manualen för turbinen.

En turbin konstrueras för ett antal drifttimmar och ett antal starter – där timmarna primärt reflekterar slitage från kryp, korrosion, erosion medan antalet starter primärt reflekterar lågcykelutmattning.

En del av normal turbindrift är att vid lämpliga tillfällen testa tripkanalerna genom att exempelvis initiera övervarsprov på en kanal åt gången och kontrollera att den även har löst hydrauliskt (2/3-system) genom att trycktransmitteren i tripblocket detekterar trycklöst – se figur nedan.



Figur 9-1. Test av tripkanal

Man gör med fördel delslagsprov med snabbstängningsventilen för att säkerställa att den är rörlig. En annan underhållsåtgärd är att kontrollera reglerventilernas täthet vid normalt stopp. Detta innebär att man löser turbinen på noll- eller bakeffekt antingen automatisk som en del av stoppsekvensen eller manuellt med effektbörvärdet.

10.1 NÄR ÄR DET DAGS FÖR NORMAL PLANERAD SERVICE?

Säkerhetskontrollen är normalt årlig och innefattar kontroll av mätsystem, tripsystem, hydraulik, vibrationer (om i drift).

Stor service sker normalt i intervallet 4...8 år beroende på tillverkare och modell. Egentligen är ett antal år ett mycket trubbigt verktyg eftersom det egentligen inte säger så mycket om hur – och hur mycket – turbinen slits. Det är bättre att resonera i antal drifttimmar och starter än att bara fokusera på kalenderår. En modern industrimaskin har serviceintervallet 50,000 timmar. Detta förutsätter dock att turbinen används i "normal" omfattning och resonemanget skulle exempelvis inte fungera på Karlshamnsverket som inte har haft 20,000 drifttimmar sedan 1977.

I förra kapitlet diskuterades lågcykelutmattnings och man kan förenklat säga att det normalt uppstår en spricka vid ytan på tex rotorn som växer vid höga spänningsnivåer vid tex. startcykler. En annan begränsande faktor är kryp där materialet (korngränserna) "rör" sig trots att spänningsnivån inte uppnår sträckgränsen enligt lämplig definition. Kryp har normalt tre faser och det är vi den sista (tertiär) som sprickbildning uppstår i materialet. Detta är starkt beroende på tiden och temperaturen och har inte något egentligt beroende av antal cykler. Skillnaden mellan dessa inses enkelt om man studerar ett Wöhler³⁸- och ett Larson-Miller diagram och någon djuplodande diskussion ges inte här. Det finns ett antal andra skademekanismer som exempelvis erosion och korrosion där en gemensam faktor också är tid (se nästa kapitel för mer information).

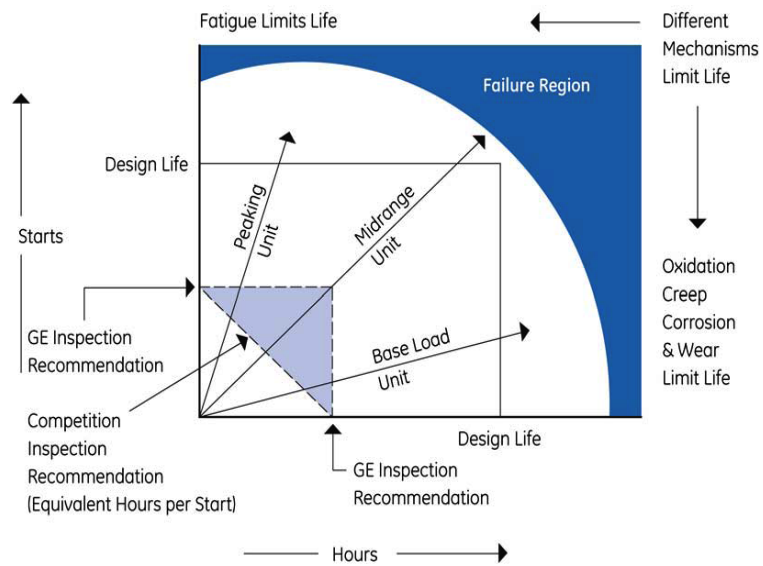
Ett sätt att rationellt hantera att det finns både tid- och antalsberoende har gjort att serviceleverantörerna har infört konceptet ekvivalenta timmar – där lågcykelutmattnings räknas om till ekvivalent tid. Detta har också, av tradition, använts i gasturbinsammanhang och formeln brukar se ut enligt nedan:

$$EOH = \underbrace{\sum_1^{OH} 1 \times F_{fuel} \times F_{firing}}_{\text{creep and oxidation}} + \underbrace{\sum_1^{n_{starts}} 1 \times F_{starts} \times F_{load\ rate} + \sum_1^{n_{trips}} 1 \times F_{trips}}_{LCF} \quad \text{Ekv 9-1}$$

Den första termen är kryp som är både tids- och temperaturberoende och detta införs via OH och F_{firing} . Faktorn F_{fuel} införs för att inkludera beroendet från ökat slitage från exempelvis korrosion från svavel etc. Den andra och tredje termen beskriver slitage (utmattnings) som uppstår genom temperaturinducerad drag- och tryckspänning. Faktorerna F_{starts} och F_{trips} införs för att beskriva "slitaget" i termer av tid – trots att det inte finns en sådan koppling.

I gasturbinsammanhang är det välkänt att resultatet av metoden blir ökad servicekostnad eftersom man kommer i ett läge att man inte har "förbrukat" någon av budgetarna för kryp/erosion och LCF till den nivå när slitaget egentligen är ett problem. Figuren nedan är från General Electric (GE) och illustrerar problemet på ett utmärkt sätt:

³⁸ Miner-Palmgren



Figur 9-2. Serviceintervall sfa. tid och antal event

Den lämpligaste metoden är att bokföra drifttid och antal kall-, varm- och hetstart och utföra service när någon av dessa uppnår designlivslängd.

11 Skador

I den tidigare sektionen diskuterades "normal" påverkan från drift, syftet här är att diskutera skador som inte direkt kan härledas till cyklisk drift. Ångkraftverk har under lång tid haft driftprofiler motsvarande ren baslast till medellast (i vissa fall även rena peakers). Karakteristiskt för detta är långa tider då samma lastförhållanden råder. Detta har gjort att komponenterna i kraftverken tidigare har arbetat under långsamma gradienter. Med mer väderberoende produktion i näten såsom vind och sol har medfört större fluktuationer i nätet vilket också påverkar lastförhållandena för kraftverken. Dagens konventionella kraftproduktion används mer och mer för att parera laständringar i näten vilket i sin tur leder till större lastgradienter och annan påfrestning av utrustningen.

Idag har, exempelvis, många av de tyska kraftverken kunnat ha väldigt få och korta uppehåll då de inte längre körs. Idag går dessa mot en framtid med tätare stopp och med längre stopptider. Detta har gjort att skador som uppkommer har gått från att vara kryptutmattning till att gå till cyklisk utmattning och till "spänningsinducerad korrosionssprickbildning".

De vanligaste utmattningsskadorna var förr ofta skador som uppkom på grund av användning under lång tid. De skador som idag uppkommer uppstår mer och mer på grund av temperaturgradienter. Den cykliska utmattningen leder mycket snabbare till utmattningsbrott.

11.1 TURBINEN

Turbinens utsätts för mycket spänningar under drift vilket förvärras av cyklisk last till följd av laständringar. EPRI har gett ut en rapport [18] där belastningsskador på grund av laständringar finns listade, som:

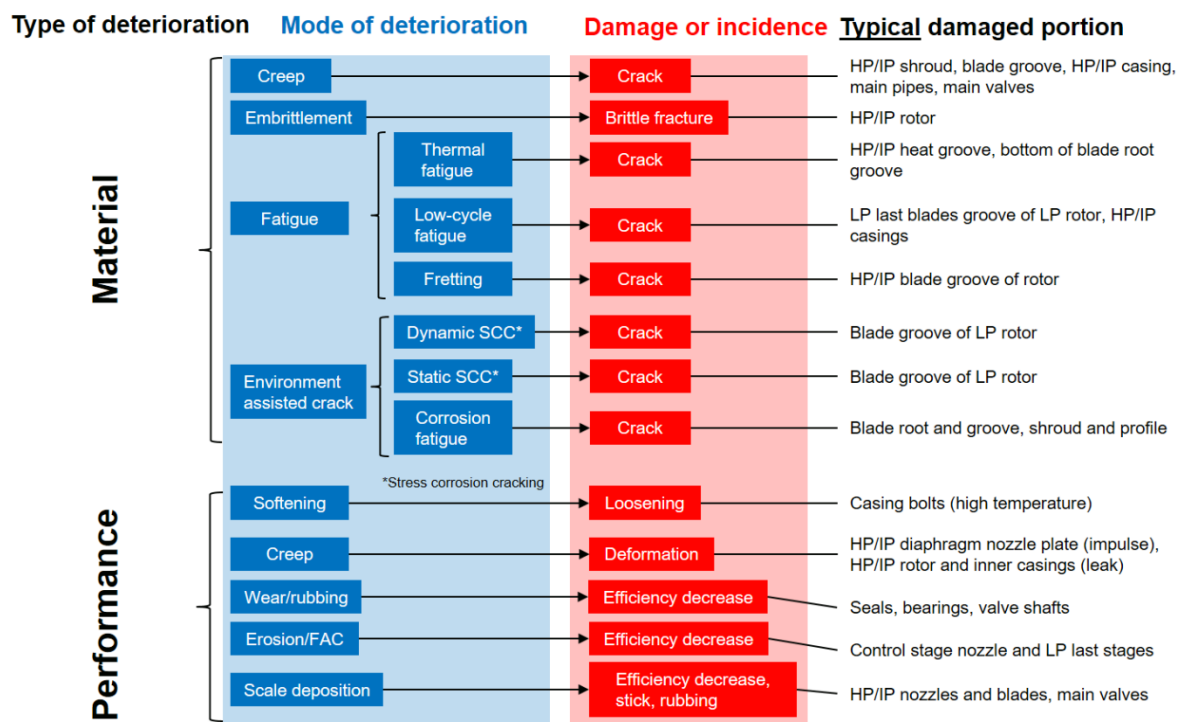
- Kryp och kryptutmattning i skovelfästningen
- Kryp och kryptutmattning i skovlarna
- Kopparavlagringar
- Utmattning i LT-turbinen
- Utmattning i HT-turbinen
- Lokal korrosion
- Korrosionsutmattning
- Sprickbildning till följd av spänningskorrosion i skovelfästningen i rotorn
- Sprickbildning till följd av spänningskorrosion i skovlarna
- Erosion på grund av vattendroppar i ångflödet
- Vatteninduktion
- Korrosion på grund av flödesacceleration (FAC)
- Fretting
- Överhettning på grund av "windage" (se tidigare kapitel)

I listan finns kryp och kryptutmattning i skovelfästningarna. Skovelfästningen är en mycket utsatt del av turbinen då rotationshastigheten är stor vilket genererar stora belastningar. I denna del möter dessutom skovlarna själva stålet i infästningen och skapar på så sätt tredimensionella kontaktytor. Spänningen som

uppstår i dessa kontaktytor reducerar kryp- och utmattningshållfastheten i komponenterna.

Kopparavlagringar är ett fenomen som tidigare har setts som enskilda isolerade problem. Allt fler kraftverk rapporterar att de har fått kopparavlagringar på turbinen. Det är idag inte känt varifrån och hur avlagringarna uppstår men det verkar bara uppstå i pannor med tryck runt 180 bar [18].

Figuren nedan visar en generell skadesammanställning som baseras på [19]³⁹ och denna överensstämmer väl med resonemanget ovan. Läsaren hänvisas till [19] för en utförligare diskussion.



Figur 10-1. Typiska skador

De flesta punkterna är välkända och endast några kommer att diskuteras vidare i texten nedan.

Kryp är ett fenomen där materialet "töjs" över tid när det belastas – utöver den normala elastiska töjningen. Temperaturen har en stor inverkan och man kan visa att kryp väl följer ett Arrhenius-uttryck. Man brukar för enkelhetens skull använda den s.k. Larson-Miller parametern för att bedöma svårigheten (livslängden). Denna definieras som (T för temperatur och t för tid):

$$LMP = T(\log t + 20)$$

Ekv 10-1

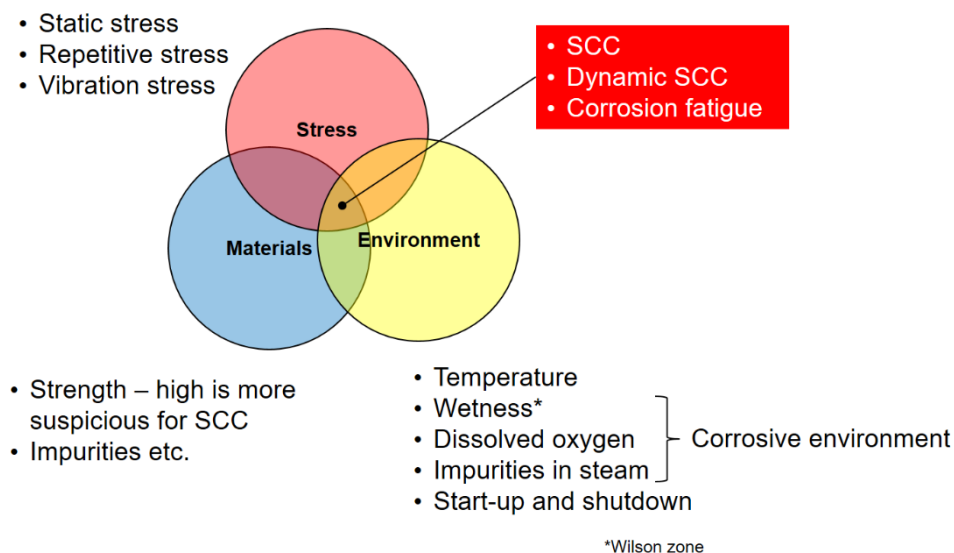
³⁹ Mitsubishi/Hitachi

Kryplivsländsdata brukar normalt redovisas som tillåten belastning som funktion av Larson-Miller parametern (eller omvänt). Man brukar exempelvis konstruera viktiga turbindelar (t.ex. hus och rotor) för maximalt 0.2 procent under 200,000 timmar. Kryp har typisk tre faser nämligen: primär-, sekundär- och tertiärkryp. I den sistnämnda fasen uppstår sprickor och eventuella brott. I en turbin kan man förvänta krypskador där både temperaturen och spänningsnivån är hög – exempelvis hus och skovelfästningar i HP-turbinen. Även nitade takbandage har visat sig känsliga för kryp (själva "nitdelen" av skoveln). Än idag säljs nitade takbandage och exempelvis Skoda och General Electric har denna teknik i sina turbiner.

"Environment Assisted Crack" är ett samlingsnamn för sprickor som uppstår när tre faktorer samverkar. Spänningskorrosion är ett exempel på detta. Dessa faktorer är:

- Spänningsnivå
- Material
- Driftbetingelser

Figuren nedan sammanfattar faktorerna som leder till "vanlig" spänningskorrosion, spänningskorrosion vid stora laster (start och stopp) och korrosionsutmattning.



Figur 10-2. Faktorer som samverkar vid t.ex. spänningskorrosion

Figuren nedan sammanfattar faktorerna som leder till "vanlig" spänningskorrosion, spänningskorrosion vid stora laster (start och stopp) och korrosionsutmattning. Sprickor som uppstår pga. spänningskorrosion (SCC) kräver därför dessa tre rekvisit. Förenklat så faller föroreningar som klorider primärt ut i Wilson-området (där ångan blir fuktig) samtidigt som spänningsnivån

i de bakre stegen sannolikt är hög. Detta är den primära orsaken till att det oftast händer i skovelfästningarna i L-0, L-1 och L-2. Höghållfasta material är oftast känsligare och det är därför som rotors primärt drabbas.

11.2 REGLERVENTILER

De skador som numera uppstår ser annorlunda ut än tidigare skador. Reglerventiler har skadats genom brutna spindlar och låglastsador såsom "hammarskador".

Kraftverken hade väsentligen två olika sätt att behandla denna typ av skada, nämligen:

1. Vid minimumlast började de stänga två ventiler istället för bara en. Fördelen med detta är att själva belastningen på ventilerna minskar då flödet istället delas upp på fler ventiler. Det är viktigt att diskutera igenom dessa förändringar med turbintillverkaren då reglerhjulet kommer att uppleva andra drifttillstånd än vad turbintillverkaren har dimensionerat för.
2. Vidare gjordes en del omkonstruktioner för att det skulle bli enklare att komma åt att byta ventilerna då maskinen stod still. Genom att göra konstruktionsändringar gick det att byta ventilen mycket snabbare än tidigare vilket gjorde att kraftverket kunde tas i drift snabbare efter ett driftsstopp.

11.3 KONSERVERING

Stilleståndskonservering av ångturbinen sker vanligtvis genom noggrann kontroll av luftfuktigheten i turbinen. Luftfuktigheten skall inte överstiga 30...50 procent⁴⁰ (OBS! överallt där man önskar skydda mot stilleståndskorrosion) och man bör därför ha en avsevärd marginal.

11.3.1 Långa stopp

Man cirkulerar enklast torkad luft i turbinen genom att ansluta en ordinär Munthertork™ till en fläns i inloppet för turbiner som bara har ett hus eller till överföringsröret mellan HP- och LP-turbinen i fallet med två hus. För enkelhusturbiner sitter denna fläns vanligtvis innan både snabbstopps- och reglerventilen och detta gör att man måste säkerställa att båda dessa ventiler är öppna under stilleståndsperioden. Exakt hur detta går till varierar mellan olika tillverkare men man måste (på lämpligt sätt) säkerställa att både snabbstopps- och reglerventil(er) är öppna under konserveringen. Man vill ogärna ha hydrauliksystemet i drift under stilleståndsperioder⁴¹ och man därför förutsätta andra varianter. Bör dock nämnas olämpligheten att någon av dessa anordningar kvarglöms vid start eftersom turbinen kommer att rusa när ångsystemet trycksätts utan möjlighet till snabbstopp. Istället är det ofta att föredra att torken ansluts vid turbinavloppet via en separat anslutning. Denna anslutning kommer få avsevärt lägre klassning och man kan ha en enkel kulventil till avsevärt lägre kostnad.

⁴⁰ Korrosionen avstannar under denna nivå.

⁴¹ Man har också alltid turbintripp när pannan inte är i drift eftersom detta är den del av säkerhetsfilosofin för anläggningen

Vidare så behövs ingen personal utöver normal drift eftersom inga mekaniska ingrepp behövs i ventilerna. Turbiner med partialpådrag har också normalt fyra reglerventiler vilket gör ingreppet att "hänga" ventilerna mer komplicerat. Man riskerar även att skada ventilernas spindel och axeltärningar om torken ansluts på högtryckssidan. *Det är mycket viktigt att säkerställa att torkluften passerar ut genom axeltätningarna oavsett var torken ansluts – annars riskeras korrosion i tätningarna och på axeltapparna!* I vissa fall ansluter man en extra tork till droppavskiljaren som sitter efter sprayen i spärrångssystemet.

Som tidigare nämnts måste luftfuktigheten vara under 30 procent överallt och man måste därför säkerställa att det exempelvis inte finns några kalla zoner/ytor där detta överskrids.

Man måste också säkerställa att turbinen är "torr" vid konserveringen d.v.s. att det inte finns kondensat i olika lågpunkter och i hotwell. Dessa kan öka luftfuktigheten lokalt under lång tid vid olyckliga omständigheter. Samma gäller anslutningar till eventuella avspänningskärl och flash-box där man vid paralleldrift skulle kunna få ökad fukthalt⁴².

Lösningar med hetluftvärmning löser problemet på ett mycket effektivt sätt eftersom luften som passerar och värmer turbinen är i det närmaste helt torr.

Man bör också säkerställa att fläkten i torkaggregatet kan hålla ett tillräckligt övertryck så att "fuktig" luft inte kan komma in i turbinen. Man bör kontrollera att torkluften passerar ut genom axeltätningarna – vilket inte sker om trycket är för lågt.

11.3.2 Korta stopp

Vid stopp som är kortare än exempelvis en helg, kan man med fördel behålla vacuumet i systemet. Detta förutsätter givetvis att både bax och spärrånga är tillgängligt under hela stoppet. Ofta har man relativ god tillgång till ånga från panndomen och kan med hjälp av relevant rörsystem säkerställa spärrånga. Kravet på exempelvis spärrångans överhettning varierar mellan turbinleverantörerna men kondensatutfällning är skadligt för tätkanterna och måste undvikas. Vissa kombikraftverk som startar och stoppar ofta har elektriska överhettare som säkerställer att spärrången håller rätt temperatur (exempelvis för att inte kyla axeländarna på ett ofördelaktigt sätt).

Om man har en kallkondensturbine och måste bryta vacuumet av någon anledning så är det ofta fördelaktigt att behålla kylvattenflödet genom kondensorn. Man kommer då kondensera luftfuktighet i kondensorn vilket är fördelaktigt för turbinen.

11.3.3 Baxning

Vid stopp behöver turbinen baxas 1 och ¼ varv varje vecka för att undvika att axlarna kröks.

⁴² Det finns risk att torkaggregatets syrerika luft påskyndar korrosionsprocessen

11.3.4 Hydraulik

De flesta tillverkarna har instruktioner för hur hydraulsystemet ska köras vid stillestånd och hur ventilerna motioneras.

11.3.5 Generator

Instruktionerna för värmning etc. måste följas för att undvika korrosions- och isolationsproblem

12 Övervakning

Omfattningen för ett övervakningssystem kan variera avsevärt beroende på exempelvis anläggningens komplexitet, instrumentering, körsätt, ambitionsnivå, serviceavtal, etc.

- Anläggningens verkningsgrad
- Turbinverkningsgrad och vidhet
- Gaveltätningar
- Inläckage (luft)
- Vibrationer
- Läckage

Det finns kommersiella verktyg för övervakning av turbiner från ett antal leverantörer. Dessa kan bygga på ett antal tekniker, exempelvis Kalmanfilter, Artificiella Neurala Nät⁴³ (ANN), SVM, ... Möjligheterna är många, men samtliga måste kunna "känna igen" typiska förändringar i driftdata som är resultat av exempelvis beläggningar och lägre verkningsgrad.

12.1 ANLÄGGNINGENS VERKNINGSGRAD

Det enklaste sättet att följa upp verkningsgraden och kapaciteten för anläggningen är att upprepa garantiprovet med driftinstrumenten. Proceduren är den samma och börjar med att man baslägger för provet och lägger turbinen i exempelvis en ventilpunkt. Man bör få god repeterbarhet om driftinstrumenten underhålls och kalibreras – men största risken att misslyckas ligger i anläggningen basläggning och eventuella oidentifierade läckage.

Korrektion till utläggningsdata sker lämpligast med tillverkarens korrektionskurvor. Man skulle kunna tänka sig ett förenklat förfarande som bygger på hur turbinens isentropa process och avloppsförlust ändras med avvikande driftdata. Detta är dock inte helt okomplicerat och rekommendationen är att använda tillverkarens korrektionskurvor.

12.2 TURBINENS VERKNINGSGRAD OCH VIDHET

12.2.1 Verkningsgrad

Mätning av turbinverkningsgrad kräver att utloppet från turbinen är överhettat och är därför bara tillämplig på högtrycks- och mottrycksturbiner. Man bör vara försiktig med mätningar på t ex enkelhusturbiner där man hänvisas till avtappningar eftersom en stor del av flödet kan vara avlastningsflöden från axeltätningen på högtryckssidan. Entalpin (total) för internläckaget kommer att vara samma som för admissionsången och små flöden kan därför påverka resultatet avsevärt. D v s en plötslig ökning i en avtappningstemperatur kan vara en indikation på en skadad axeltätning (på högtryckssidan). Detta kan / brukar

⁴³ Idag "Machine Learning, ML" – som i princip är något förenklade ANN där sigmoiderna ersätts av enklare överföringsfunktioner.

innebära ett större flöde även till läckageångkondensorn med t ex ökat ventilsslag i tryckhållnings-ventilen. Huvudregeln är att skador i strömningskanalen, internläckage och beläggningar är orsakerna till sänkt verkningsgrad och en trängre turbin.

Turbinens isentropa verkningsgrad brukar normalt skrivas som:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,s}} \quad \text{Ekv 11-1}$$

Där:

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= f(p_1, t_1) \\ h_2 &= f(p_2, t_2) \\ h_{2,s} &= f\{s_1(p_1, t_1), p_2\} \end{aligned} \right\} \therefore \eta_s = f(p_1, t_1, p_2, t_2)$$

Alla mätningar är behäftade med fel (onoggrannhet – "V") som antingen är bias (kalibrering) och/eller slumpmässiga (precision) och den resulterande onoggrannheten för verkningsgraden blir enligt Gauss-LaPlace för 95 procent (2σ) konfidensintervall:

$$V\eta_s = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_s}{\partial p_1} \times V_{p_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_s}{\partial t_1} \times V_{t_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_s}{\partial p_2} \times V_{p_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_s}{\partial t_2} \times V_{t_2}\right)^2 + \left(\frac{R_{h_1}}{h_1}\right)^2 + \left(\frac{R_{h_2}}{h_2}\right)^2 + A^2(s)}$$

Där:

$$\frac{\partial \eta_s}{\partial p_1}, \frac{\partial \eta_s}{\partial t_1}, \frac{\partial \eta_s}{\partial p_2}, \frac{\partial \eta_s}{\partial t_2}$$

Är partiella derivator enligt ovan definition av isentrop verkningsgraden. Övriga termer kommer från ångtabellens kvalitet/noggrannhet och läsaren rekommenderas söka vidare information i t ex IAWPS eller motsvarande. Det är starkt rekommenderat att använda datorbaserade ångtabeller och beräkna alla derivator numeriskt genom att ändra en variabel åt gången.

Exemplet nedan visar hur man beräknar isentrop verkningsgrad för ett typiskt fall där man har mätt tillståndet in (1) och ut (3) samt tryckfallet över reglerventilerna. Tillståndet in benämns 1, efter ventilerna 2 och 3 i turbinutloppet.

1. Sök h_1 som en funktion av p_1 och t_1 ($h_1=f(p_1, t_1)$)
2. Sök s_2 efter ventilerna (Obs! entalpin är oförändrad eftersom processen är isentalpisk) som en funktion av p_2 och h_1 ($s_2=f(p_2, h_1)$)
3. Sök den isentropa slutentalpin $h_{3,s}$ (Obs! entropin är oförändrad) som en funktion av p_3 och s_2 ($h_{3,s}=f(p_3, s_2)$)
4. Beräkna verkningsgraden enligt ekvationen ovan.

Beräkningsgången ovan inkluderar effekten av strypning och/eller tryckfall i snabbstoppsventil, ångsil och reglerventil. I designfallet (fullt öppen reglerventil) bör detta vara i storleksordningen 2...3 procent. Man bör, om möjligt, mäta tryckfallet över inloppsventilerna eftersom det möjliggör övervakning trots att reglerventilen inte är stängd. Ett specialfall är om turbinen har ett "lätt" fuktigt avlopp där man p.g.a. Gibbs faslag inte enkelt kan mäta tillståndet. I detta fall kan man strypa inloppet och på så sätt flytta expansionen till höger i Mollier-diagrammet och på så sätt få ett överhettat utlopp.

12.2.2 Vidhet och verkningsgrad

Vidheten är ett mått på hur stor strömningskanalen är (d v s area) och man kan visa att den totala turbinkonstanten är beroende av alla delturbiners vidhet (i princip även varje steg) enligt (n anger antalet delturbiner):

$$\frac{p_1 v_1}{C_{T,1 \rightarrow (n+1)}^2} = \sum_{i=1}^n \left\{ \left(1 - \frac{\dot{m}_{extr,i}}{\dot{m}_{adm}} \right) \frac{p_i v_i}{C_{T,i \rightarrow (i+1)}^2} \right\} \quad \text{Ekv. 11-2}$$

Ekvationen ovan visar (summerar från inloppet till utloppet) att oavsett var man får t ex beläggning i turbinen, så kommer detta att påverka den totala vidheten. Det bör dock påverkas att vidheten för respektive är kvadrerade i nämnaren och att de större längre bak i turbinen får därför relativt litet inflytande. Om man exempelvis antar beläggningsproblem vid Wilson-linjen så kan man anta ett litet inflytande på total kapacitet.

En turbins generatoreffekt kan skrivas som summan av de individuella delturbinerna effekt som:

$$P_{EL} = \eta_{mek} \times \eta_{gen} \times \dot{m}_{adm} \times \sum_{i=1}^n \left\{ \left(1 - \frac{\dot{m}_{extr,i}}{\dot{m}_{adm}} \right) \times \eta_s \times \Delta h_{s,i \rightarrow (i+1)} \right\} \quad \text{Ekv 11-3}$$

Sambandet ovan ger vid handen, att vid konstant effekt, så kommer flödet att öka om verkningsgraden sjunker någonstans i turbinen. Om man mäter exempelvis trycket efter reglersteget, så kommer detta att öka om turbinens verkningsgrad (η_s) sjunker (jämför ekvation 5-5).

Genom att utnyttja sambandet 5-5 kan man tillsammans med ekvation 7-2 och ovan resonemang skapa nyckeltalet:

$$K_0 = \frac{P_{EL}}{p_{C-steg}^n} \frac{1}{\sqrt{T_{adm}}} \quad \text{Ekv 11-4}$$

Genom observation av ekvationen ovan så inses att värdet, som är unikt för varje turbin, sjunker om antingen verkningsgraden- eller vidheten minskar om någon anledning som exempelvis beläggning, skovelläckage och internläckage. Men vidheten längre bak i turbinen kommer sannolikt inte ha någon större inverkan. Man kan införa denna på olika sätt beroende på turbinen. Ekvationen behöver justeras för exempelvis avvikande värmefall vid exempelvis kraftvärmedrift.

För att illustrera hur metoden fungerar används cykeln i kapitel 8 som plattform för resonemanget. Det bör nämnas att alla stegen är möjliga att genomföra med mätdata från en riktig anläggning. I exemplet varieras turbineffekten mellan 49,906 kW till 15,524 kW genom att strypa reglerventilen från 3 procent till 70 procent. Admissionstemperaturen är, för enkelhetens skull, konstant genom hela lastområdet.

Beräknade (ersätter här uppmätta och beräknade värden):

Eleffekt, [kW]	Avt.5 [bar]	Massflöde [kg/s]	$K_{0,A}$	$K_{0,B}$
49845	52.41	50.00	951.1	862.4
48854	51.38	48.96	950.8	862.6
46369	48.80	46.35	950.1	863.1
41366	43.61	41.15	948.6	864.1
36316	38.36	35.95	946.6	865.1
31213	33.07	30.77	943.9	865.7
26048	27.72	25.60	939.6	865.6
20814	22.32	20.44	932.5	863.6
15505	16.86	15.30	919.6	857.6

I detta fall definieras K_0 enligt ekvation 10-4 med justering för temperatur i dimensionslös form, d.v.s. som:

$$K_0 = \frac{P_{EL}}{p_{C-steg}^n} \sqrt{\frac{T_{adm,nom}}{T_{adm}}}$$

För $K_{0,A}$ är $n=1$ och för $K_{0,B}$ är $n=1.0247$, n -värdet beräknas med en standard minstakvadratmetod för att linjärisera K_0 så långt som möjligt.

I kapitel 8 visade beräkningarna att trycket i avtappning 5 (sista högtrycks-förvärmaren) varierade linjärt med flödet över lastområdet. För att fånga delturbinernas verkningsgradsförändring när tryckförhållandet minskar (p.g.a avlastning) används det approximativa sambandet [24]:

$$\eta_s = \eta_{s,des} - 2 \left(\sqrt{\frac{\Delta h_{s,des}}{\Delta h_s}} - 1 \right)^2 \quad \text{Ekv 11-4}$$

Ekvationen ovan reflekterar hur Parsontalet påverkar verkningsgraden för en grupp steg, exempelvis mellan två avtappningar. För att demonstrera kapaciteten

kommer tre "typiska" felscenarios användas nämligen; beläggningar i högtrycksmodulen, allmänt slitage och beläggningar i lågtrycksmodulen.

Det första fallet är **beläggningar i högtrycksmodulen** där samtliga delturbiners verkningsgrad har minskats med en faktor 0.975. För att simulera beläggningarna minskas delturbinernas vidhet med faktor 0.97 (d.v.s. mindre genomsläpplighet).

	Eleffekt, [kW]	Avt.5 [bar]	Massflöde [kg/s]	K _{0,A}	K _{0,B}
Nominellt	49845	52.41	50.00	951.1	862.4
Fel # 1	47991	52.50	48.49	914.1	828.9

Det andra fallet är **slitage** med sänkt verkningsgrad genom hela turbinen (0.99) och minskad vidhet i HT-modulen (0.99) samt ökad vidhet i LT-modulen (1.03).

	Eleffekt, [kW]	Avt.5 [bar]	Massflöde [kg/s]	K _{0,A}	K _{0,B}
Nominellt	49845	52.41	50.00	951.1	862.4
Fel # 2	49003	52.37	49.51	935.7	848.6

Det sista fallet är nominell HT-turbin och **kraftiga beläggningar i LT-modulen** (0.97 respektive 0.97).

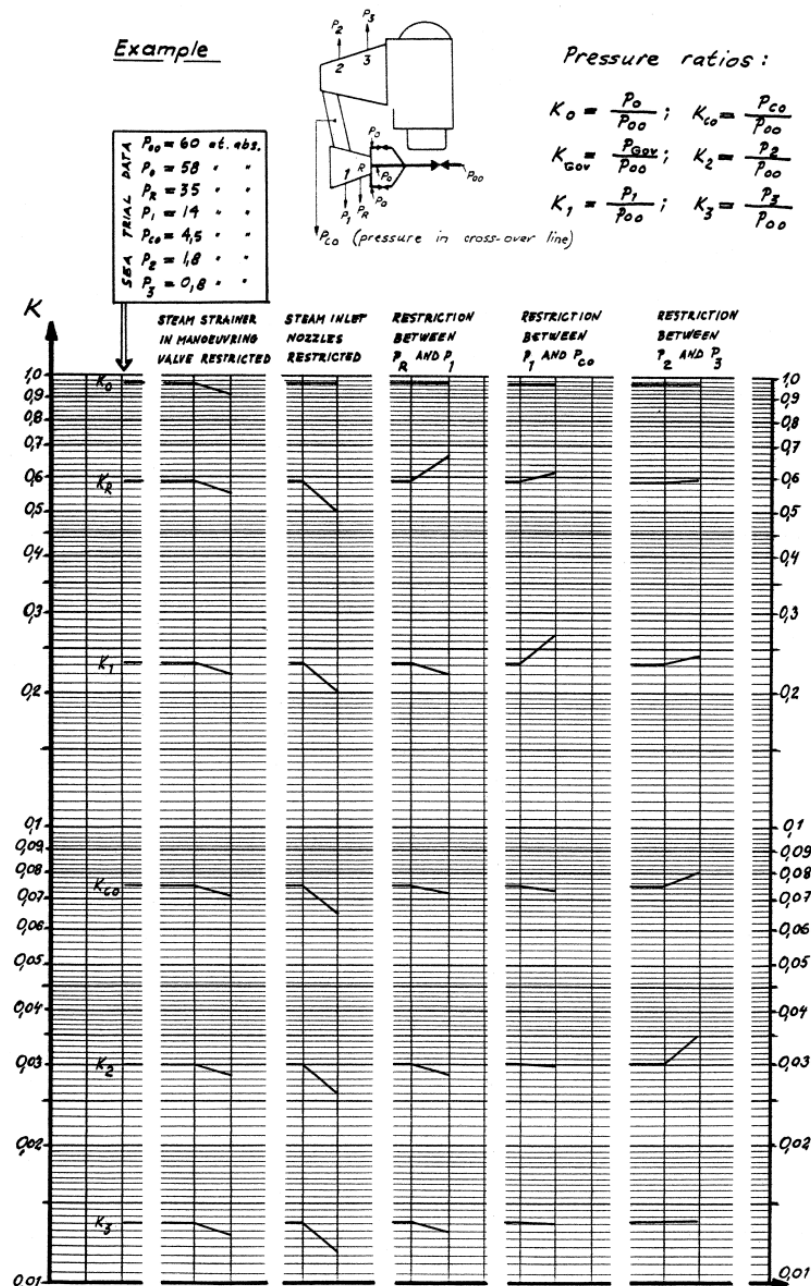
	Eleffekt, [kW]	Avt.5 [bar]	Massflöde [kg/s]	K _{0,A}	K _{0,B}
Nominellt	49845	52.41	50.00	951.1	862.4
Fel # 3	49167	52.50	49.98	936.5	849.2

I samtliga fall sjunker K₀-faktorn när turbinens verkningsgrad sjunker eller om vidheten ändras. I exemplet användes en turbin med enkelventil där det först mätta trycket är i avtappningen till sista förvärmaren. Tryckförhållandet är cirka 0.37 och det skulle ha varit önskvärt att använda ett tidigare tryck för ökad noggrannhet. Turbinen som användes i exemplet har inget reglersteg – som hade varit att föredra eftersom tryckförhållandet över detta är normalt 0.7 – d.v.s. ett avsevärt högre tryck.

12.2.3 Vidhetsförändringar

Man kan också använda en gammal metod som användes på fartygsturbinernas tid där man jämför delturbinernas tryckförhållande. Som tidigare diskuterats är alla trycken framför varje delturbin (d v s i avtappningarna) proportionella mot flödet och delturbinens vidhet. Skulle en delturbin av någon anledning bli trängre

p.g.a. beläggningar kommer denna för ett högre tryckförhållande än normalt – samtidigt som delturbinen innan får lägre tryckförhållande. Metoden var särskilt lämplig för fartyg eftersom den inte kräver effektmätning. Eftersom det inte fanns datorer för bruk ombord i fartyg löstes detta grafiskt (se exempel nedan).



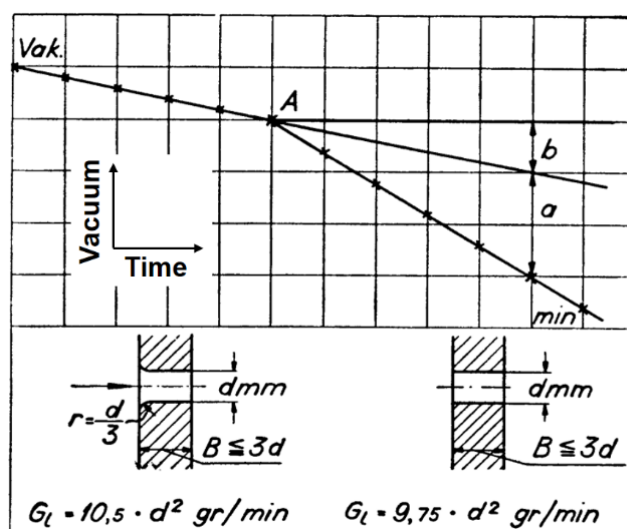
Figur 11-1. Övervakning av trycknivåer i turbinen

12.2.4 Vacuumfallsprov

Det vanligaste sättet att upptäcka en läcka i systemet är att kondensorns grädigheit (skillnaden mellan kondenseringstemperaturen och utgående kylvatten) ökar. Ett "normalvärde" är 2.0 till 2.78°C för värme- respektive kallkondensorer. I äldre

manualer och turbinlitteratur beskrivs en metod för att kvantifiera hur stor kondensorläckage man förväntas leta efter. Principer bygger på att man stänger av "degassing" (pumparna eller ejektorerna) och släpper in en känd mängd luft – för att sedan kvantifiera ändringen i tryckökning. Det finns ett gammalt missförstånd att evakueringsanläggningen för icke-kondenserbara gaser håller kondensortrycket. Detta är givetvis omöjligt och kondensortrycket uppstår tack vare LMTD och värmeövergångstalet och inte via suget av icke-kondenserbara gaser (d.v.s. vanlig luft). Luft som läcker in bildar en film på tuberna som avsevärt sänker värmeövergångstalet och därmed ökar TTD (grädigheit). Givetvis kommer luften att ha sitt partialtryck (totala trycket är summan av partialtrycken – Daltons lag) men problemet med värmeövergångstalet manifesterar problemet först. I ett teoretiskt extremfall där vi antar att vi har kondenserat allt "kondenserbart" så kommer luftens partialtryck gå mot oändligheten.

Som tidigare nämnts bygger metoden på att man släpper in en känd mängd luft. Detta är enkelt att åstadkomma eftersom tryckfallet över "hålet" i alla praktiska fall är överkritiskt (ljudhastighet ~330 m/s) med en viss kontraktion. Figuren nedan visar ungefärliga flöden som funktion av hålets geometri.



Figur 12-2. Vacuumfallsprov

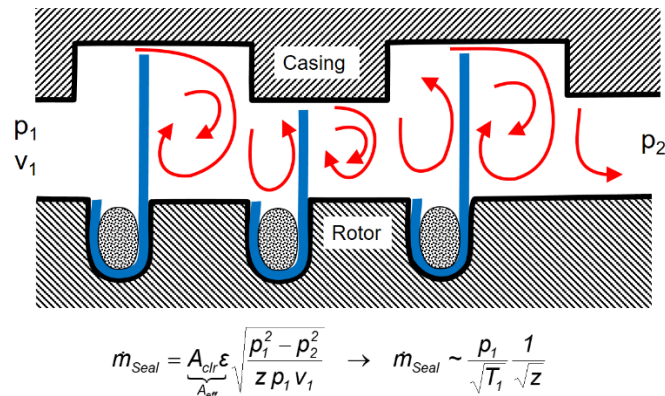
Man får givetvis ingen information om var läckan/läckorna finns utan läcksökning sker på vanligt sätt med helium och detektor.

Ett bra tips i samband med läckagesökning är att inte missa lågtrycksförvärmarna. Den första har normalt lägre tryck än atmosfär oavsett lastnivå medan den andra normalt skiftar från vacuum till övertryck vid en viss last.

12.2.5 Axeltätningar

Axeltätningarnas funktion är att förhindra att antingen ånga läcker ut vid övertryck eller läcker in vid undertryck. Principen är uteslutande labyrinthtätning men vissa turbiner har mekaniska plantätningar. Labyrinthtätningen kommer aldrig att vara helt tät utan man får alltid ett litet läckageflöde i tryckgradientens riktning.

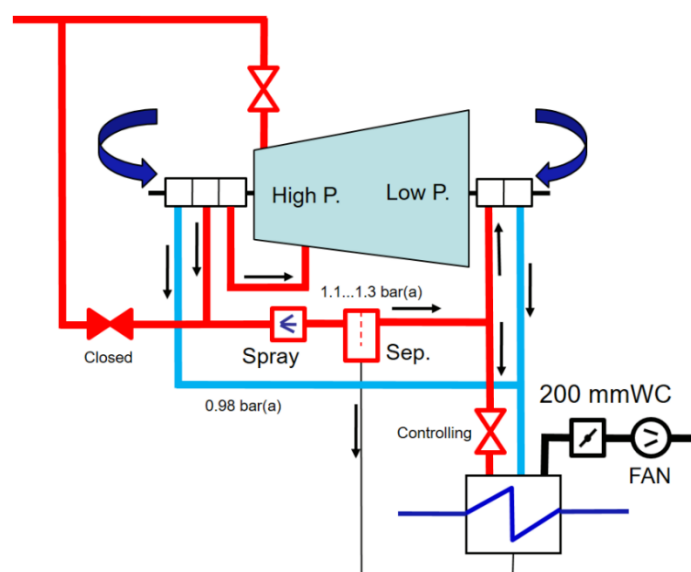
Vissa turbiner har idag 300 bar admissionstryck och tryckförhållandet till atmosfär är 300 gånger. För att minimera läckaget har man både ett stort antal tätkanter och minsta möjliga spel och kan uppnå små läckageflöden. Det omvända gäller för inläckage av luft till turbinen. Luftinläckage är problematiskt eftersom man får in ett icke-kondenserbart medium – som dessutom bildar en isolerande luftfilm på tuberna – och därför höjer kondenseringsstrycket (se text om vacuumfallsprov). Ett högre kondensortryck kommer att resultera i ett lägre värmefall och därför sämre turbinprestanda. Principen för en labyrinttätning visas i figuren nedan:



Figur 12-3. Principskiss axeltätning

Ekvationerna i figuren visar att den effektiva tätningsaren (A_{eff}) är viktigt för läckageflödet. När tätningen åldras och/eller slites eller skadas (pga. itagning) kommer denna att öka med ökat läckage som följd.

Utöver själva tätningarna så behöver man ett system för att hantera läckaget från högtryckstättningarna och matning av spärrånga till lågtryckstättningarna. Figuren nedan visar ett schematiskt exempel:



Figur 12-3. Principskiss glandsystem

Exemplet ovan är förenklat till ett enkelhus där tätningen till vänster (högtryck) har ett avlastningsrör till lämpligt steg (avtappning) i turbinen. Syftet med denna är att läckaget ska kunna bidra till turbineffekten men även minska flödet genom resten av tätningen (används också för att definiera trycket i kammaren). Resterande delen går till kammaren som är kopplad till glandkondensorn och trycket regleras i detta system till 1.3 bar. En del av detta flöde blir spärrånga till lågtryckstätningen och resten går till glandkondensorn via en reglerventil. Denna reglerventils slag är en bra indikator över tätningarnas kondition och bör rutinmässigt kontrolleras som en del turbinens tillståndskontroll. I vissa fall⁴⁴ kan det även vara möjligt att mäta flödet direkt med en hink och en klocka.

I båda tätningarna sitter det en "yttre" kammare som är ansluten till glandkondensorn. Syftet med denna är att "suga" en blandning av läckage- alternativt spärrånga och luft (från utsidan) och på så sätt förhindra läckage av ånga till lokalen.

⁴⁴ Mycket lämpligt för radialturbiner eftersom båda tätningarna sitter på högtryckssidan.

13 Framtida turbiner

Ångturbinen kommer definitivt att vara en del av det svenska kraftsystemet under lång tid framöver – antingen i kraftvärme- eller kallkondensapplikation.

Utvecklas under 2020.

14 Referenser

- [1] Babcock & Wilcox, Steam, 42nd Edition, Charlotte, NC: Babcock & Wilcox, ISBN 978-0-9634570-2-8, 2015.
- [2] A. Stodola, Dampf- und Gasturbinen, Düsseldorf: VDI Verlag, ISBN 3-18-400727-8, 1986 (reprint from 1922).
- [3] W. Traupel, Thermische Turbomaschinen Band I, 3rd ed., Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, ISBN 3-387-07939-4, 1977.
- [4] K. Cotton, Evaluating and Improving Steam Turbine Performance, Rexford, New York: Cotton Fact Inc., ISBN 0-9639955-1-0, 1998.
- [5] K. Salisbury, Steam Turbines and Their Cycles, Huntington, NY: Krieger Publishing Company, ISBN 0-88275-138-7, 1950.
- [6] Alstom Power (General Electric), Clean Combustion Technologies, Windsor, Connecticut: Alstom, ISBN 978-0-615-26919-1, 2009.
- [7] A. Leyzerovich, Steam Turbines for Modern Fossil-Fuel Power Plants, CRC, ISBN 0-88173-548-5, 2008.
- [8] R. Haywood, Analysis of Engineering Cycles, 2nd Edition, Oxford: Pergamon, ISBN 0-08-017948-7, 1975.
- [9] VGB, Anleitung zum Überwachen von Dampfturbinen durch Messen den inneren Wirkungsgrades - R 118 M, VGB PowerTech, 2004 (1982).
- [10] DIN, "DIN 1943 - Thermal Acceptance Tests of Steam Turbines," DIN, 1975.
- [11] IEC, "Rules for Steam Turbine Thermal Acceptance Tests - Part 2: Wide Range of Accuracy for Various Types and Sizes of Turbines," IEC, 1990.
- [12] ASME, "Test Uncertainty - ASME PTC 19.1-2005," The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, ISBN 0-7918-3010-1, 2005.
- [13] B. Wiencke, "Computing the Partial Volume of Pressure Vessels," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 868-876, 2010.
- [14] "ISO 5167-1 - Measurement of Fluid Flow by Means of Pressure Differential Devices - Part 1: Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full," ISO, 1991.
- [15] A. Tani, "Steam Turbine Design for Load-Following Capability and Highly Efficient Partial Operation," i *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, Duxford, Woodhead Publishing, ISBN 978-0-08-100314-5, 2017, pp. 153-163.
- [16] VGB, "Guidelines for Feed Water, Boiler Water and Steam Quality for Power Plants / Industrial Plants - VGB-R 450 Le," VGB, Essen, 2004.
- [17] H. Bjurström och B. Carlsson, Handbok i vattenkemi för energianläggningar - M6-814, Stockholm: Värmeforsk (Energiforsk), 2001.
- [18] B. Buecker, Fundamentals of Steam Generation Chemistry, Tulsa, Oklahoma, USA: PennWell Corporation, ISBN 0-87814-750-0, 2000.
- [19] VGB, VGB Guideline - Thermal Behaviour of Steam Turbines, Essen, Germany: VGB Technische Vereinigung der Grosskraftwerksbetreiber E.V., 1990.
- [20] M. Topel, M. Genrup, M. Jöcker, J. Spelling och B. Laumert, "Operational Improvements for Startup Time Reduction in Solar Steam Turbines," *ASME Journal for Gas Turbines and Power*, vol. 137, nr 042604-1, 2015.

- [21] M. Genrup och K. Jonshagen, "SYS08-809 - Integrering av biogaseldad gasturbin i kraftvärmeanläggning / Integration of bio-fired gas turbines in combined heat and power generation," Värmeforsk, Stockholm, 2011.
- [22] T. McCloskey och R. Dooley, Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice, Palo Alto, CA: EPRI, ISBN 0-8033-5062-7, 1999.
- [23] Y. Enomoto, "Steam Turbine Retrofitting for the Life Extension of Power Plants," i *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, Duxford, UK, Woodhead Publishing, ISBN 978-0-08-100314-5, 2017, pp. 398-436.
- [24] A. Ray, "Dynamic modelling of power plant turbines for controller design," *Applied Mathematical Modelling*, pp. 109-112, Volume 4, Issue 2, April 1980.

ÅNGTURBINTEKNIK, ÅRSRAPPORT 2019

Ångturbinens roll i det svenska energisystemet är central och i dagsläget produceras ungefär hälften av all el med ångturbiner. I ett framtida helt förnybart energisystem kommer fortfarande stora delar produceras med ångturbiner.

Ångturbinens initialkostnad och underhållskostnader är viktiga parametrar för anläggningens livscykelkostnad. Projektets syfte är att öka beställarkompetensen men även frågor kring turbinens driftsfas – särskilt underhållsfrågor.

Kostnaderna för installation och underhåll av en ångturbin är viktiga parametrar för anläggningens livscykelkostnad. Hur mycket underhåll och service en turbin kräver beror på design och drift. Start- och stoppcykler innebär stora temperaturskillnader som resulterar i stora strukturella påfrestningar, liksom vid laständringar och lastfrånslag. Ett framtida förnybart kraftsystem kommer att ställa andra krav på underhållsåtgärder och kostnader.

Tanken är här att svara på frågor om turbinernas drift och underhåll för att öka kunskap och kompetens bland de som beställer service och underhåll.

Ett nytt steg i energiforskningen

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



Energiforsk