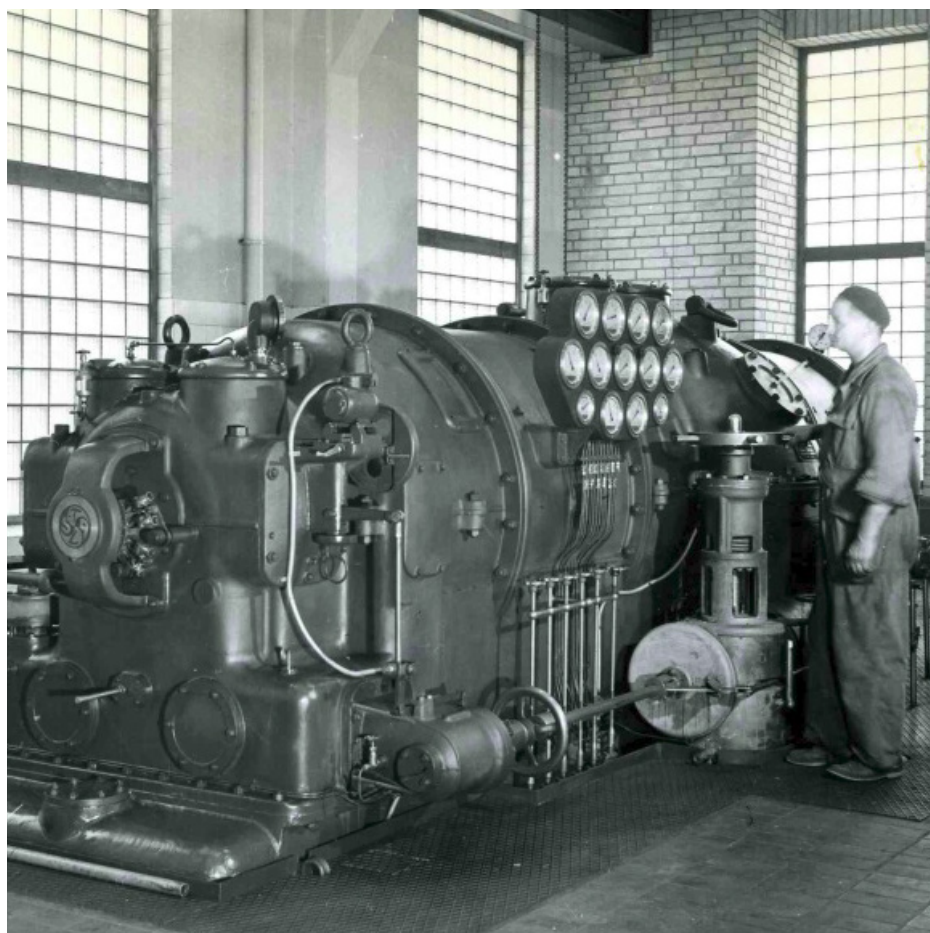
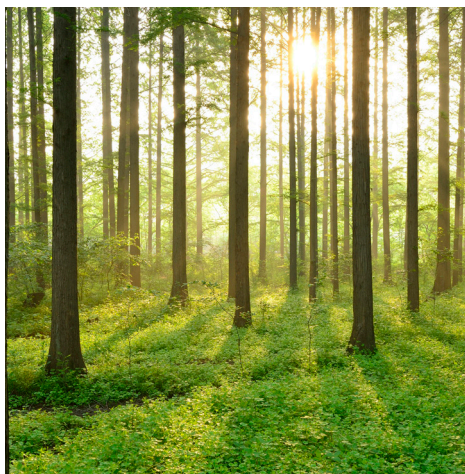


ÅNGTURBINTEKNIK – ÅRSRAPPORT 2015

RAPPORT 2016:293



Ångturbinteknik – årsrapport 2015

MAGNUS GENRUP OCH MARCUS THERN, LTH

ISBN 978-91-7673-293-9 | © 2016 ENERGIFORSK

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

Förord

Projektet Uppföljning av ångturbinutvecklingen är ett nytt treårigt projekt som drivs av Energiforsk. Det här är den första 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 Fortum, Göteborg Energi, Jämtkraft, Karlstads Energi, Krafringen, Mälarenergi, Skellefteå kraft, Söderenergi och Tekniska verken i Linköping. 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: Hans Degerstedt, Fortum, Martin Rokka, Göteborg Energi, Patrik Schneider, Krafringen, Erik Andersson, Mälarenergi, Svante Carlsson, Skellefteå kraft, Erik Westman, Söderenergi och Bertil Wahlund, Energiforsk. Energiforsk tackar styrgruppen för värdefulla insatser i projektet.

Maj 2016

Bertil Wahlund
Energiforsk AB

Sammanfattning

Ångturbinens roll i det svenska kraftsystemet är betydande och omfattar både kärnkraft, konventionell kondens, kraft/värme och industriellt mottryck – d v s 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 exempelvis de flesta städerna har kraft-/värme anläggningar 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 rotorerna 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 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 stor 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	12
2	Ångturbinen	14
2.1	Historisk tillbakablick	14
3	Tillverkare och utvecklingsläget	16
3.1	Hur maximerar man verkningsgraden?	16
4	Turbiner	18
4.1	Alstom (General Electric)	18
4.2	Siemens	19
5	Introduktion till Rankine cykeln och grundläggande turbinteknik	20
5.1	Typisk Svensk Kraftvärmeanläggning	20
5.2	Temperatur för Värmebortförel	21
5.3	Medeltemperatur för värmeförel	23
5.3.1	Admissionstemperatur	23
5.3.2	Admissionstryck	23
5.3.3	Matarvattenförvärmning	24
6	Ångturbinen	26
6.1	Grundläggande begrepp	26
6.1.1	Verkningsgrad	26
6.1.2	Vidhet och turbinkonstant	26
6.1.3	Turbinteknik	28
6.2	Turbinreglering	28
6.2.1	Upprullningsregulatorn	29
6.2.2	Panntrycksbegränsaren	30
6.2.3	Steg-/gradientbegränsare	31
6.2.4	Maxeffektbegränsare	31
6.2.5	Maxeffekt – delturbin	31
6.2.6	Slagbegränsare	31
6.2.7	Frekvens-/lastregulator	31
6.2.8	Minlastbegränsare	31
6.2.9	VK2 eller admissionstryck	31
6.2.10	Övrig funktionalitet	32
7	Prestanda och garantiprov	33
7.1	prestandagarantier	33
7.1.1	Mätonoggrannhet	34
7.1.2	Malus och bonus	34
7.2	Garantiprov	35
7.2.1	Läckage och basläggning	35
7.2.2	Flödesmätning	36

7.2.3	Effektmätning	37
7.3	Checklista inför kontakt och garantiprov	38
8	Drift-, skade- och underhållsaspekter	39
8.1	Introduktion	39
8.2	Flexibilitet – Start, stopp och gradienter	40
8.2.1	Ökad start- och stoppflexibilitet i turbinen	43
8.1	Skador	44
8.1.1	Reglerventilerna	45
8.1.2	Turbinen	45
8.2	Konservering	46
9	Övervakning	47
9.1	Anläggningens verkningsgrad	47
9.2	Turbinens Verkningsgrad och vidhet	47
9.2.1	Verkningsgrad	47
9.2.2	Vidhet och verkningsgrad	49
9.2.3	Vidhetsförändringar	49
10	Referenser	51

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 bottnar 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. All turbiner har exempelvis begränsningar i gradienter för färsångtemperaturen för att begränsa temperaturinducerade rotor- och husspänningar samt relativ expansion. Vi 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). 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 facktidskrifter. 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.

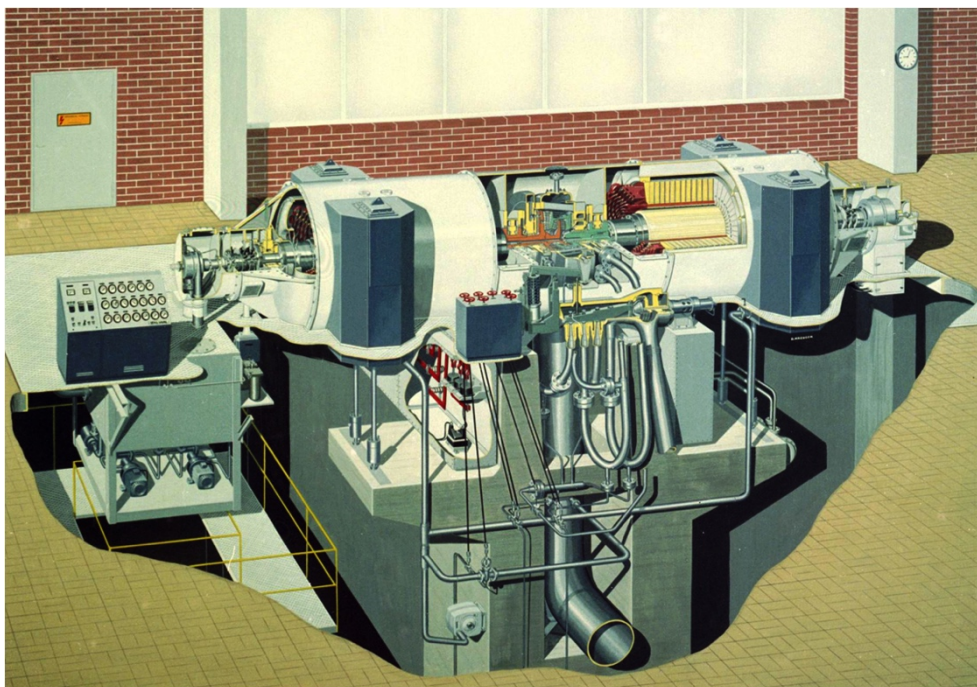
Rapporten är, under projektet, ett levande dokument som uppdateras årligen. Detta innebär att vissa punkter kan vara "styvmoderligt" behandlande i nuvarande utgåva.

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 Turbinaktiebolaget 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.

Radial- eller Ljungströmturbinen har potential för mycket hög verkningsgrad och var en storsäljare fram till 80-talet. Turbinen, i sin ursprungsform, har trångt avlopp⁴ och lämpar sig bäst för mottrycksapplikationer. Bilden nedan visar en typisk mottrycksinstallation.

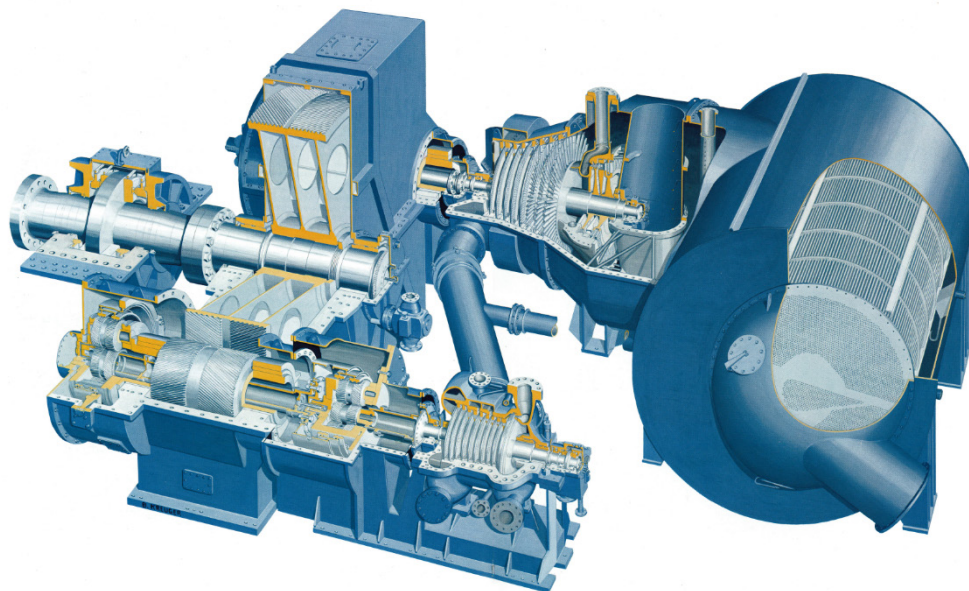


Figur 1 Radialturbin (Ljungström), Källa ABB Stal AB.

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

⁴ P g a böjpåkaning i ringarna

Figuren nedan visar en växlad marinturbin som är föregångare till vad som senare blev VAX (och senare SST-700 och SST-900).



Figur 2 Stal-Laval AP-turbin för fartygsdrift.

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

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 slutöverhettaren 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 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 admissionsdata. 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 $1,4^5$ 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.

⁵ 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...11 000	3000/3600 (60 Hz)	
Beskovling	Reaktion	Reaktion	
Inlopp/Reglersteg	Reglersteg (impuls)	Scroll	

	GRT	MT	COMAX
Rotor	Smide	Smide eller svetsad	
Antal hus	Ett	Ett	
Turbinhus	Enkelt	Dubbel HP/IP-del, enkelt LP	
Utlopp [m ² eller längd i m]	≤3,5	1,041 (50 Hz)/0,965 (60 Hz)	
Avtappningar/kontrol lerade	≤5/0	≤7/0	

4.2 SIEMENS

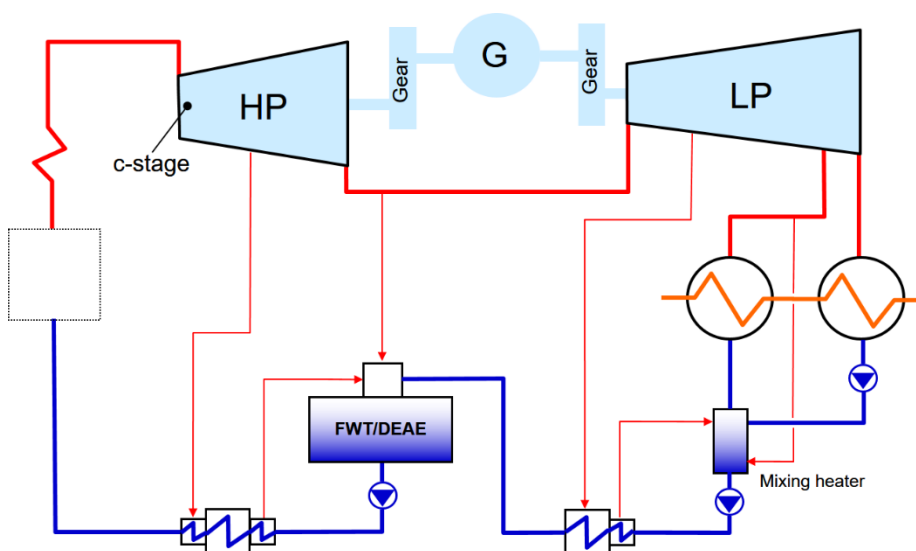
Siemens produktportfölj täcker området 0,045...1900 MW från industriapplikationer till nukleära enheter. Industriturbinsegmentet är 0,045 till 250 MW

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 3 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:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{W}{Q_{in}} \\ W &= Q_{in} - Q_{ut} \end{aligned} \right\} \frac{Q_{ut}}{W} = \frac{1}{\eta} - 1 \quad \text{Ekv. 4-1}$$

Tabell 2

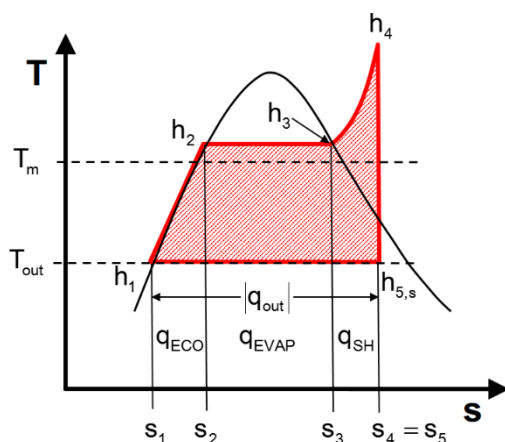
W [MW]	η [-]	Q_{in} [MJ/s]	Q_{ut} [MJ/s]	Q_{ut}/W [-]
50	1/4	200	150	3
50	1/3	150	100	2
50	2/5	125	75	3/2
50	1/2	100	50	1

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



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

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

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

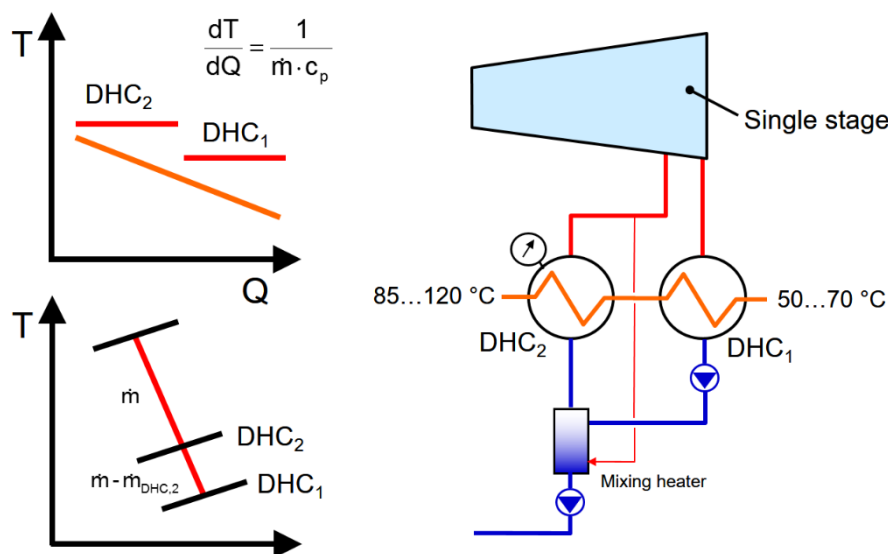
Figur 4 Definition av medeltemperatur.

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

5.2 TEMPERATUR FÖR VÄRMEOFÖRLUST

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 grädigkeits⁶ i kondensorn). För en kraftvärmemaskin är situationen annorlunda och önskad framledningstemperatur plus cirka 1,5...2 °C grädigkeits⁶ bestämmer kondenseringsstemperaturen (trycket) i VK2. Temperaturen efter VK1 brukar normal väljas som medel av in- och utgående fjärrvärmetemperatur (och 1,5...2 °C grädigkeits⁶). 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 Koppling med två värmekondensorer.

I figur fyra visas, bland annat, ett T,Q-diagram över processen i värmekondensornerna (VK). De två övre linjerna visar schematiskt kondenseringsprocesserna i VK2 och VK1 medan linjen under representerar temperaturökningen för fjärrvärmvattnet. Areal mellan linjerna är ett mått⁷ på exergiförlusten och att dela in processen i två delar minskar denna. Ett annat betraktelsesätt är att arbetet som produceras när ångan till VK1 expanderas mellan trycket i avtappningen till VK2 och avloppet till VK1 är "gratis".

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

⁶ Grädigkeits definieras här som skillnad mellan kondenseringsstemperatur och utgående kylvatten. Denna parameter styr värmväxlarens behov och är en funktion av effektvärderingen (kr/kW)

⁷ Egentligen proportionell mot 1/T

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 anläggningar⁸ med 600 °C (och 300 bar) admissionsdata. Det finns också överkritiska cirkulerandebeddpannor⁹ med 560 °C (275 bar) och 580 °C (50 bar) för färsk- respektive reheatånga.

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 erosionskorrosion¹⁰. 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

⁸ Avedøre II (AVV II) i Köpenhamn som drivs av DONG

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

¹⁰ Flow Accelerated Corrosion - FAC

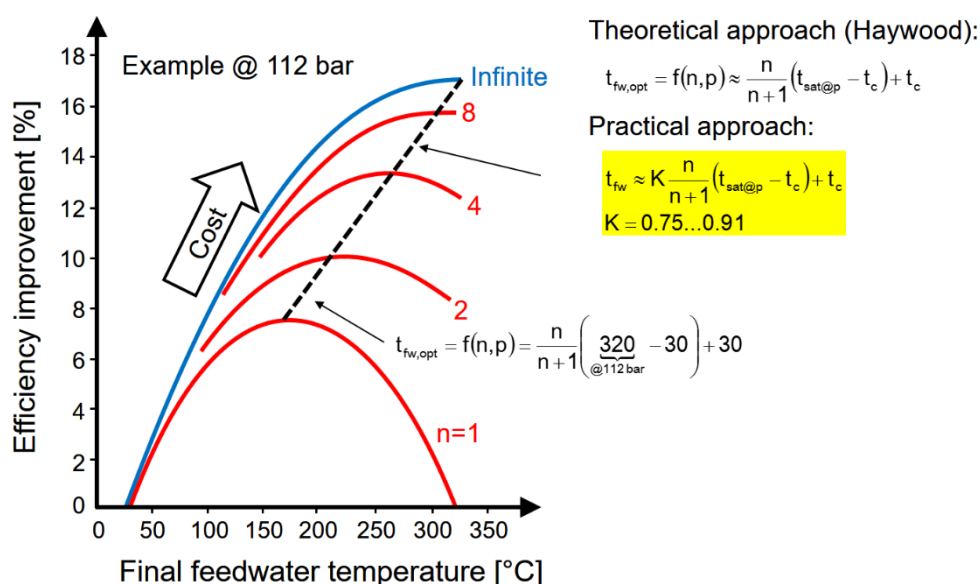
process styrs av tidsderivatan av trycket som kan tecknas som [1]: $dp/dt = -1/p \cdot \partial p / \partial x \cdot \partial x / \partial t = -c_a / p \cdot \partial p / \partial x$. I de flesta praktiska fall sker detta vid 3...4 procent fukthalt.

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 (avloppsförlusten, tryckfall i utloppsdelar och överföringsrör. 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 mättnadstemperaturen¹¹ för avtappningstrycket. Man kan analytiskt visa att man får optimal verkningsgrad för *ångcykeln* om slutmatarvattentemperaturen väljes enligt ekvationen [2]:

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



Figur 6 Exempel på vinst med matarvattenförvärmning vid 112 bara ångtryck.

¹¹ En eller två grader "negativ" grädigheit är möjligt vid hög överhettningssgrad.

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 turbinstegens belastning för att uppnå ett visst tryck efter rotorn i det aktuella steget. I figur 6 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 antaga 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 antaga 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.

Resonemanget här vidareutvecklas under 2016

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:

$$\eta_s = \frac{h_a - h_w}{h_a - h_{w,s}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} \quad \text{Ekv. 5-1}$$

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 fenomen¹² 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):

$$\frac{\dot{m}_{i-j}}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} \sim \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^2} \quad \text{Ekv. 5-2}$$

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 .

$$\frac{\dot{m}_{i-j}}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} = C_{T,i-j} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^2} \quad \text{Ekv. 5-3}$$

¹² Reheat-effekt

Om man kvadrerar ovan ekvation och stuvlar om så erhåller man ekvationen för en ellips – därav namnet "ängellipsen", "ängkonen" eller "ängstruten". Man brukar oftast skriva ekvation 5-3 på formerna:

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

Ekv. 5-4

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 som:

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

Ekv. 5-5

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 stryper man flödet med reglerventilen och "flyttar" hela expansionsprocessen till höger i Mollier-diagrammet.

Om man önskar att använda exempelvis ekvation 5-5 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 verkningsgrad¹³ och 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:

$$\frac{dp}{p} = 1.11 \frac{dm}{m}$$

Det föregående uttrycket kan integreras till:

$$p = \dot{m}^{1.11} \quad \text{Ekv. 5-6}$$

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

6.1.3 Turbinteknik

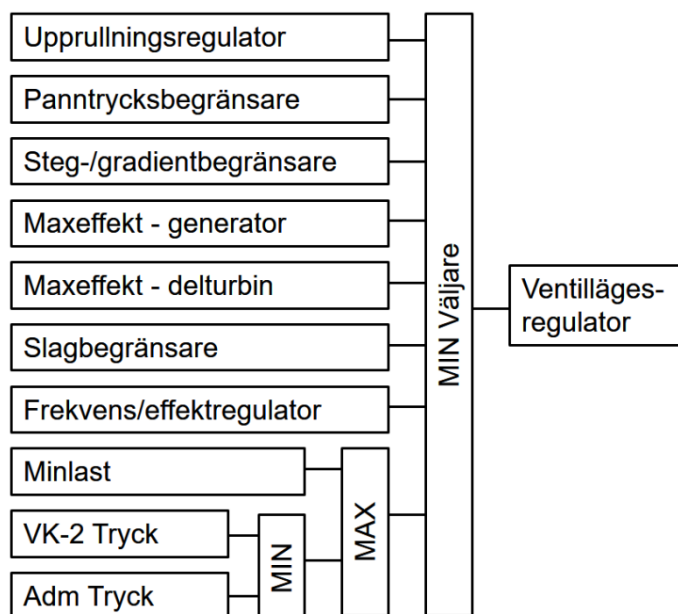
Detta avsnitt utvecklas under 2016.

6.2 TURBINREGLERING

Turbinregulatorn har som uppgift att reglera turbinen och förenkla driften för operatören. Tidiga ångturbiner hade oftast endast last/frekvens- och mottrycksreglering 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.

¹³ Egentligen inte nödvändigt om ändringen inte är större än t.ex. fem procent

Moderna regulatorns arkitektur skiljer sig mellan tillverkarna och den aktuella turbinotypen. 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 Exempel turbinregulator.

6.2.1 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 rotorns yt- och medeltemperatur utvärderas från hustemperaturmätningarna och en beräkningsmodell. Beroende på rotorns 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 rotorns livslängd (LCF). Ramperna korrigeras även för (önskad marginal mot) maximal (temperaturinducerad) spänningsnivå.

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

- Kall <8 timmar
- Varm 8...24 timmar
- Het >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 ± 50 °C (OBS! Maximalt en gång per timme) och en gradient som inte överstiger ± 5 °C/min¹⁴. 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 ventiltillhus är normalt "manuella" där operatören hanterar värmnings- och dräneringsventiler för lämpliga gradienter.

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.

6.2.2 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

¹⁴ Som kurios kan nämnas att STALs radialturbine kunde klara dubbla nivåerna (dvs. ± 100 °C och 10 °C/min)

(bar/min) i ångsystemet är att ångavskiljarna och ångtorkarna i ångdomen inte fungerar tillfredställande och att man därför får överbäring av föroreningar som normalt inte är flyktiga.

6.2.3 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.

6.2.4 Maxeffektbegränsare

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

6.2.5 Maxeffekt – delturbin

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

6.2.6 Slagbegränsare

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

6.2.7 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).

6.2.8 Minlastbegränsare

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

6.2.9 VK2 eller admissionstryck

Det finns två ”vanliga” sätt att reglera ett kraftvärmeverk utan kondenssvans, nämligen trycket i VK2 (dvs direkt reglering av framledningstemperaturen) eller reglering av panntrycket. Detta innebär att man kan köra antingen med pannan i tryckregleringsmode (dvs 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.

6.2.10 Övrig funktionalitet

I tillägg till de "vanliga" blocken i regulatorn finns det normal en funktion som hanterar lastfrånslag och övergång till husturbindrift. 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 rotorn upplever en stor temperaturgradient.

7 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 garantivärmebalansera överlämnas.

7.1 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 vidhetsfel¹⁵,

¹⁵ 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 3 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 försämrad prestanda pga. entropiökningen¹⁶ 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.

7.1.1 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 betraktelsesätt¹⁷ 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 1 procent för eleffekt respektive verkningsgrad.

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

7.1.2 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

¹⁶ $\Delta S = -R \cdot \ln \left(\frac{\Delta p_{\text{valve}}}{p_{\text{adm}}} \right)$

¹⁷ Normalfördelningskurva och 95 % konfidensintervall ($2 \cdot \sigma$)

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

7.2 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.

7.2.1 Läckage och basläggning

Innan provet måste en aktuell basläggningslista 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.

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 gradigkeits 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 3,0¹⁸ °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

¹⁸ De flesta referenser anger 2,78 °C (5 °F) som optimal designnivå både för kondensorer och förvärmare med lite överhettning

enheterna skulle falla. Det är alltid kondensorns LMTD¹⁹ 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 garantiprov 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 kondensorer.

7.2.2 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 mätonoggrannhet som kan förstöra ett garantiprov. 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 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 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.

¹⁹ Logaritmisk medeltemperaturdifferens

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:

$$V_x = \pm \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{V_{x,i}} \right)^2}} \quad \text{Ekv. 6-1}$$

Dvs. mätonoggrannheten sjunker avsevärt genom att införa en andra mätning

En elegant lösning är att kalibrera strypdonen (OBS! Inte bara flödesmätningen i styrsystemet utan även flödeskoefficienten s_f a Reynoldstalet) med ett radioaktivt spårämne (tracermetod). 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.

7.2.3 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 belastadlastad 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:

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

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 mät-onoggrannhet. 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).

7.3 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
 - × Vacuumfallsprov (alternativt grädigheit)
- Har exempelvis avtappningstemperaturer och tryck kontrollerats mot tillverkarens värmebalanser?
 - × Grädigheit i kondensorer och förvärmare (2...3 °C)
- Har turbinen rätt vidhet?
 - × Går provet att köra i ventilpunkt(er) eller överstigs pannans maxbelastning?
- Besiktning av strypdon, exempelvis kontrollmätning och invändig inspektion av svetsar.
- Kalibrering av kritiska mätpunkter
- Kalibreringsprotokoll och korrektionsunderlag (om provet utföres av turbinleverantören eller tredjepartsorgan)
- Korrekationer som tar hänsyn till läckage bör undvikas

8 Drift-, skade- och underhållsaspekter

8.1 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.

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 . 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 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.

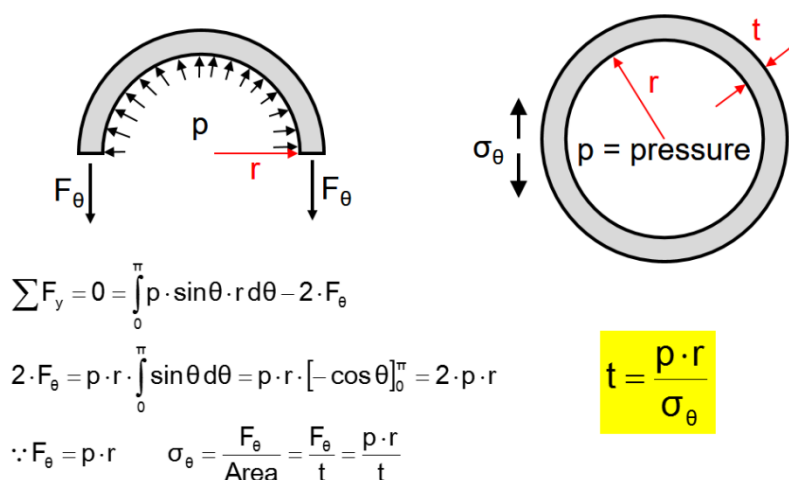
Beläggningar i turbinen ökar ytråheten och därmed strömmingsförlusterna där Reynoldstalen är tillräckligt höga. Höga Reynoldstal gör att gränsskikten blir tunna och att ytråheten "sticker upp" utanför det inre viskösa underskiktet delen av gränsskiktet och därför får relativt stor påverkan på förlusterna.

8.2 FLEXIBILITET – START, STOPP OCH GRADIENTER

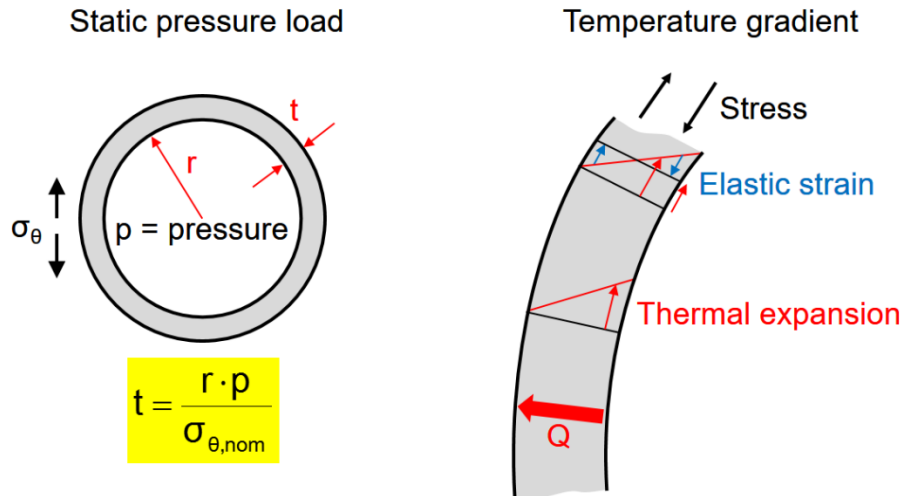
Man kan diskutera vad ordet flexibilitet innebär för ett kraftverk men i allmänhet är det start, stopp, driftmoder och laständringar som avses. Man brukar exempelvis införa begrepp som kall-, varm- och hetstart för att beskriva hur turbinen skall varvas upp till fasning och pålastning. Detta är väl etablerade 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 på grund av 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 8). Man brukar allmänt anse att gränsen för tunnväggig går vid om vägg tjockleken är mindre 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 Tangentialspänning och vägg tjocklek för cylinder.



Figur 9 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 9). Man kan visa att uttrycken för radial- och tangentialspänning från temperaturgradienter blir:

$$\sigma_r = \frac{\alpha E}{(1-\mu)r^2} \left\{ \frac{r^2 - r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_y} T r dr - \int_{r_i}^r T r dr \right\} \quad \text{Ekv. 7-2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{\alpha E}{(1-\mu)r^2} \left\{ \frac{r^2 - r_i^2}{r_y^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_y} T r dr - \int_{r_i}^r T r dr - T r^2 \right\} \quad \text{Ekv. 7-3}$$

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

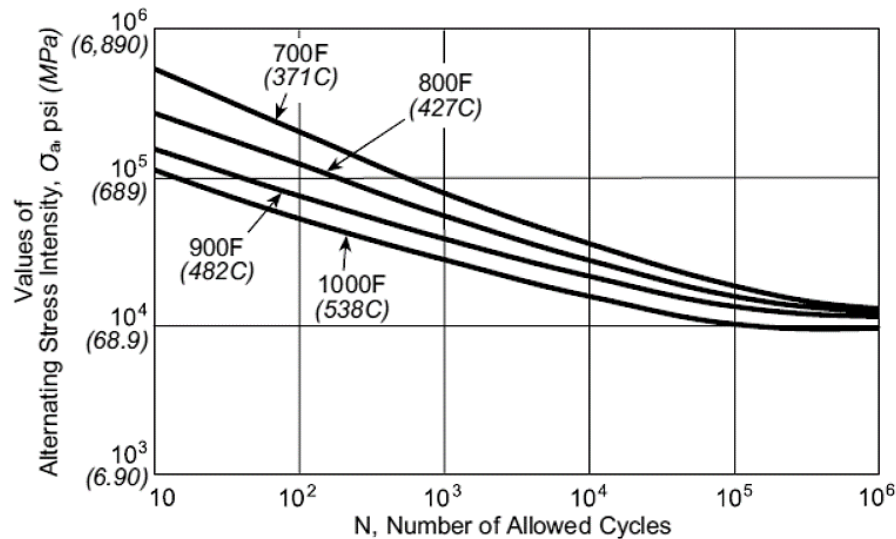
$$\sigma_{\theta,i} = \frac{\alpha E T_i}{2(1-\mu) \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right)} \left\{ 1 - \frac{2r_y}{r_y^2 - r_i^2} \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right) \right\} \approx \frac{-\alpha E \Delta T}{2(1-\mu)} \quad \text{Ekv. 7-4}$$

$$\sigma_{\theta,y} = \frac{\alpha E T_i}{2(1-\mu) \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right)} \left\{ 1 - \frac{2r_i}{r_y^2 - r_i^2} \ln\left(\frac{r_y}{r_i}\right) \right\} \approx \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\mu)} \quad \text{Ekv. 7-5}$$

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

$$\sum \frac{n}{N} = 1 \quad (\text{Ekv. 7-6})$$

Palmgren-Mimérs 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 10 σ, N -kurva för ett typiskt pannmaterial (kolstål), från [1]

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

Antal:	10 %	30 %	60 %
Last	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:	$\frac{0.1 \cdot n}{N_1} + \frac{0.3 \cdot n}{N_2} + \frac{0.6 \cdot n}{N_3} = 1$		

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-Mimérs inte överstiger 1,0. Flygindustrin har ett normalt krav på en faktor tre för certifiering – d v s om exempelvis 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 start²⁰ 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:

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

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

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 $\Delta T = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$, 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.

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 flexiblare alternativ är kombinationen kondenssvans och ackumulator, där värmelasten kan styras mellan 0...100 procent med hjälp av ett ventilarrangemang.

8.2.1 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:

²⁰ Eftersom den är halvfylld med vatten värms ovandelen mer

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

Värmeslingor har använts sedan 80-talet och är kommersiellt tillgängliga men det är starkt rekommenderat att införa dessa med tillverkarens samtycke.

Ventilationsarbetet vid låga volymflöden är normalt "negativt" eftersom man potentiellt kan överhotta slutstegen vid låglast och normal behöver kyla med kondensatspray. Detta fenomen kan *möjligtvis* användas för att värma rotorn (och huset) innan start. Möjligheten undersöktes och presenterades första²¹ gången [15]

8.1 SKADOR

I den tidigare sektionen diskuterades "normal" påverkan från drift, syftet här är att diskutera skador. 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.

²¹ Till författarnas kännedom vid rapportskrivningen

8.1.1 Reglerventilerna



Figur 11 Skador på reglerventiler som uppkommit på grund av låg last med höga ånghastigheter genom ventilen [VGB Schröders bilder]

De skador som numera uppstår ser annorlunda ut än tidigare skador. Reglerventiler har skadats genom brutna spindlar och låglastsador såsom "hammarskador". Kraftverken hade två olika sätt att behandla denna skada.

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.

8.1.2 Turbinen

Turbinens utsätts för mycket spänningar under drift vilket förvärras av cyklisk last till följd av laständringar. EPRI har gett ut en rapport [15] där belastningsskador på grund av laständringar finns listade.

- Kryp och kryputmattning i skovelfästningen
- Kryp och kryputmattning 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
- Fretting
- Överhettning på grund av "windage"

I listan finns kryp och kryputmattning 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. Tyvärr rapporterar allt fler kraftverk 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 [15].

Denna sektion utvecklas under 2016 och 2017

8.2 KONSERVERING

Detta avsnitt utvecklas under 2016.

9 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 Nät (ANN), SVM,... Möjligheterna är många, men samtliga måste kunna "känna igen" typiska förändringar i driftdata som är resultat av exempelvis beläggningar och lägre verkningsgrad.

9.1 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 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.

9.2 TURBINENS VERKNINGSGRAD OCH VIDHET

9.2.1 Verkningsgrad

Mätning av turbinverkningsgrad kräver att utloppet från turbinen är överhettat och är därför bara tillämpbar 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 innebära ett större flöde även till läckageångkondensorn med t ex ökat ventilslag 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:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,s}} \quad \text{Ekv 7-1}$$

Där:

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

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

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

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 ventilererna 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 ventilererna (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.

9.2.2 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 stegs) enligt (n anger antalet delturbiner):

$$\frac{p_1 v_1}{C_{T,1 \rightarrow (n+1)}^2} = \sum_{i=1}^n \left\{ \left(1 - \frac{\dot{m}_{extr,i}}{\dot{m}_{adm}} \right) \frac{p_i v_i}{C_{T,i \rightarrow (i+1)}^2} \right\} \quad \text{Ekv. 7-1}$$

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:

$$P_{EL} = \eta_{mek} \cdot \eta_{gen} \cdot \dot{m}_{adm} \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ \left(1 - \frac{\dot{m}_{extr,i}}{\dot{m}_{adm}} \right) \cdot \eta_s \cdot \Delta h_{s,i \rightarrow (i+1)} \right\} \quad \text{Ekv 7-2}$$

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 sambanden 5-5 och 5-6 kan man tillsammans med ekvation 7-2 och ovan resonemang skapa nyckeltalet:

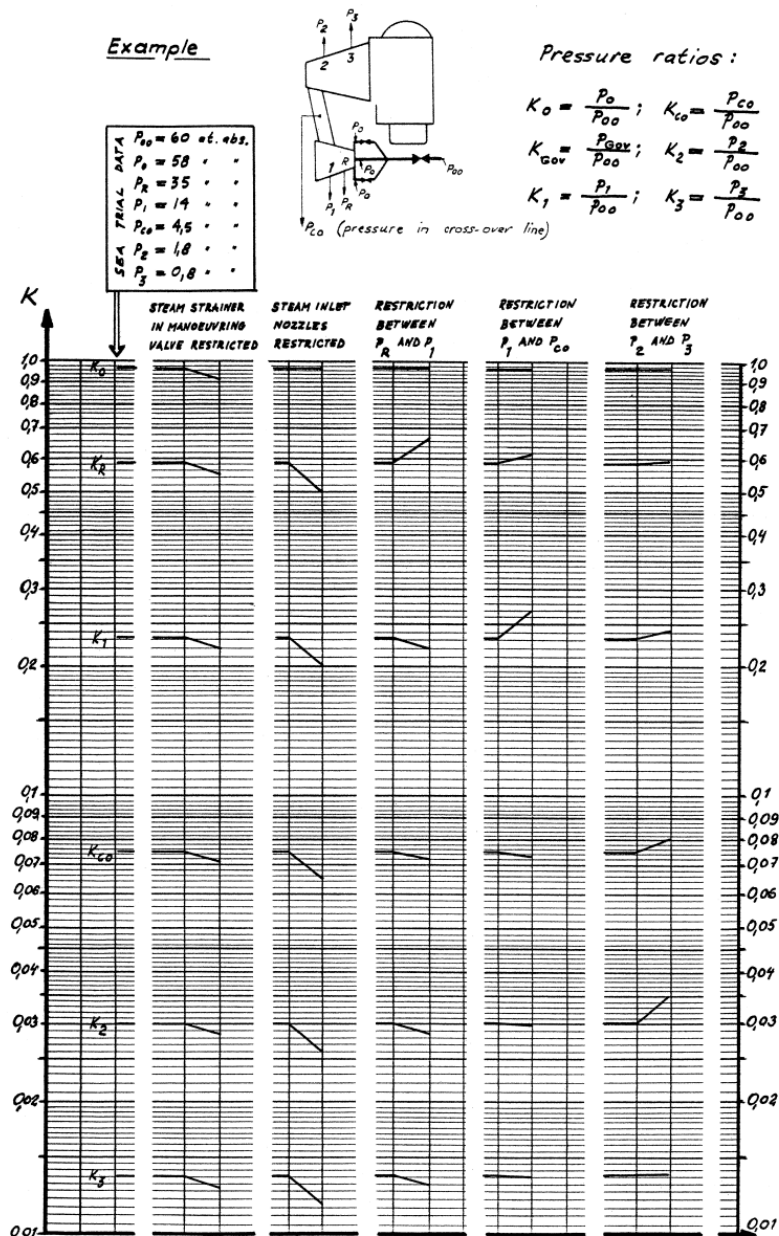
$$K_0 = \frac{P_{EL}}{p_{C-steg}^{1/1.11}} \frac{1}{\sqrt{T_{adm}}} \quad \text{Ekv 7-3}$$

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. Men vidheten längre bak i turbinen kommer sannolikt inte ha någon större inverkan. Ekvationen behöver justeras för exempelvis avvikande värmefall vid kraftvärmedrift.

9.2.3 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 12 Övervakning av trycknivåer i turbinen.

Resterande delen av sektionen utvecklas under 2016 och 2017.

10 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, Rextford, 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] 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.
- [16] T. McCloskey och R. Dooley, Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice, Palo Alto, CA: EPRI, ISBN 0-8033-5062-7, 1999.

ÅNGTURBINTEKNIK – ÅRSRAPPORT 2015

Ångturbinens roll i energisystemet är central och i dagsläget produceras ungefär hälften av all el i Sverige med ångturbiner. Också i ett framtida helt förnybart energisystem kommer stora delar av elen att produceras med ångturbiner.

Syfte med Uppföljning av ångturbinutvecklingen är att öka beställarkompetensen hos anläggningsägare, men projektet följer också frågor kring drift och underhåll av turbiner.

Här beskrivs bland annat grundläggande begrepp, metoder för prestanda och garantiprov, drift- och underhållsaspekter, och system för övervakning av ångturbiner.

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