

# Gasturbinen

# Indholdsfortegnelse

---

<b>GASTURBINES HISTORIE</b> .....	<b>1</b>
<b>GASTURBINES VIRKEMÅDE</b> .....	<b>1</b>
<b>KREDSPROCESSEN</b> .....	<b>2</b>
<i>Kredsprocessen termiske virkningsgrad</i> .....	4
<i>Arbejdsforholdet for kredsprocessen.</i> .....	4
<b>PROCESSER I GASTURBINEN</b> .....	<b>5</b>
Kompressor .....	5
Brændkammer.....	6
Turbine .....	7
<b>BEREGNINGSEKSEMPEL</b> .....	<b>9</b>
<b>EFFEKTIVISERING AF GASTURBINEPROCESSEN</b> .....	<b>11</b>
Regenerativ proces .....	11
Damp og vandindsprøjtning.....	13
<b>GASTURBINERTYPER OG ANVENDELSESOMRÅDER</b> .....	<b>14</b>
<b>Generator drift</b> .....	<b>14</b>
Combined cycle anlæg.....	16
STAG(Steam Turbine And Gas).....	16
<b>Kompressordrift</b> .....	<b>17</b>
Fremdrivning af fly og skibe. ....	17
<b>LITTERATUR</b> .....	<b>19</b>

## Gasturbines historie

Gasturbines udvikling fra begyndelsen til nu, kan ses som en usædvanlig præstation. Få andre maskiner har stimuleret videnskabsmænd og opfindere i så lang en periode.

Så langt tilbage som i 1791 var der en englænder John Barber, der anmeldte et patent. Maskinen, som han beskriver i sin patentbeskrivelse, kan ses som det første design af en rigtig gasturbine.

Gasturbineteori blev yderligere studeret i det nittende århundrede, men der blev ikke lavet nogen maskiner. En af videnskabsmændene, der studerede gasturbineteori, var J. P. Joule.

Umiddelbart før anden verdenskrig blev den første gasturbine med en rimelig virkningsgrad på ca. 20% taget i brug. De forsøgsturbiner, som var bygget adskillige steder i verden før den tid, havde en så dårlig virkningsgrad, at de dårligt nok kunne holde sig selv kørende.

I 1940 byggede General Electric den første jet efter englænderen Whittle's design. Siden 1940 er udviklingen af gasturbiner gået meget stærkt. Dette skyldes den kontinuerlige forskning i varmebestandige materialer. Det fremgår senere, at høje temperaturer er af stor betydning for en god virkningsgrad på gasturbinen.

En stærk tilskyndelse for udvikling af gasturbiner kom i sin tid fra luftfartsindustrien. Gasturbinen viste sig at være et særdeles brugbart alternativ til de komplicerede og dyre stempelmotorer. Gasturbinen er driftsikker, den har få bevægelige dele, og effekten pr. kg af massen er høj. Udviklingen af stationære gasturbiner til fremstilling af elektricitet eller som drivenhed for kompressorer gik i to retninger.

Nogle fabrikanter og designer, fremstiller gasturbiner, som udelukkende kan anvendes til sådanne installationer. Disse er relativt tunge maskiner er ofte i stand til at forbrænde forskellige typer brændstof. I daglig tale omtales de industri gasturbiner.

Andre producenter har ændret det originale design af gasturbiner anvendt til flyvemaskiner på en sådan måde, at disse maskiner kan anvendes i stationære installationer. Disse er flyafledede gasturbiner og omtales som sådan.

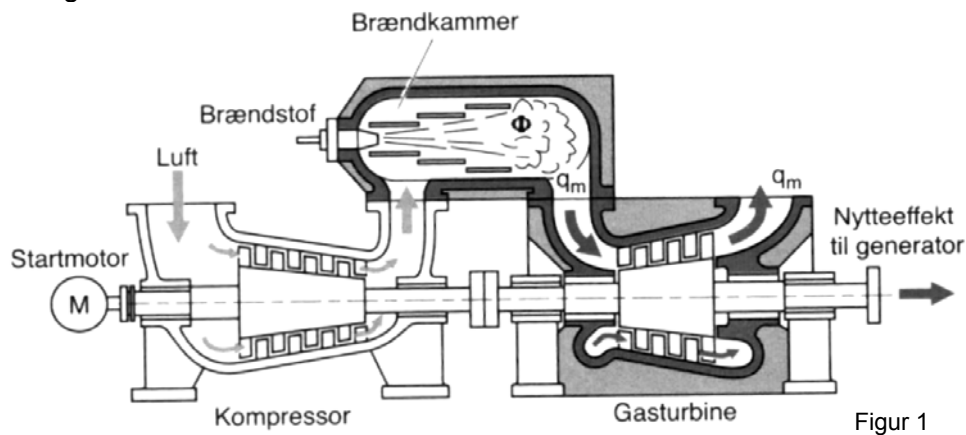
## Gasturbines virkemåde

En gasturbine er en varmekraftmaskine der, ligesom en bilmotor, omdanner brændstofenergi til mekanisk energi. Ved en opvarmning af komprimeret luft, der ekspanderer gennem en eller flere turbiner, kan en udgangsaksel drive f.eks. en generator eller en kompressor.

En vigtig forskel mellem en gasturbine og en forbrændingsmotor er den kendsgerning, at gasturbines cyklus forløber kontinuerligt. Her bliver processen ikke afbrudt som i en to- eller firetaktsmotor. Populært kan siges, at i en gasturbine foregår de fire takter hele tiden men på forskellige steder, hvorimod det i en forbrændingsmotor foregår på samme sted men på forskellige tidspunkter. Dette betyder, at der er et konstant moment på udgangsakslen fra en gasturbine, hvilket er en klar fordel frem for forbrændingsmotorens svingende moment.

Som en forbrændingsmotor skal en gasturbine startes på en eller anden måde. Dette kan gøre med f.eks. en dampturbine, en pneumatisk starter, en elhydraulisk starter, en diesel starter eller tilsluttet generator, der bruges som motor. Startanordningen accelererer gasturbinen op til en hastighed, hvor turbinen bliver selv bærende, hvorefter startsystemet automatisk stoppes.

Alle gasturbiner består af de samme fundamentale dele.



Figur 1

- Kompressoren, hvori forsyningsluften komprimeres.
- Brændkammer, hvor brændstoffet indsprøjtes, blandes med den komprimerede luft, antændes og forbrændes.
- Turbinen, hvori den varme gasstrøm ekspanderer og afgiver energi til drift af kompressoren, og evt. også til tilkøbet generator eller kompressor.

Den komprimerede luft produceres af maskinen selv ved hjælp af en eller flere aksial eller radial kompressorer. Den komprimerede luft ledes til et antal forbrændingskamre, der afhænger af konstruktionen, hvor luften opvarmes ved forbrændingen af brændstoffet. Forbrændingen sker ved et ganske stort luftoverskud der typisk kan ligge på  $\lambda=3 - 6$

Brændstoffet kan være tung fuelolie, dieselolie, petroleum eller naturgas eller en kombination af gas og flydende brændstof. I princippet kan ethvert brændstof afbrændes, forudsat forbrændingssystemet er konstrueret herfor.

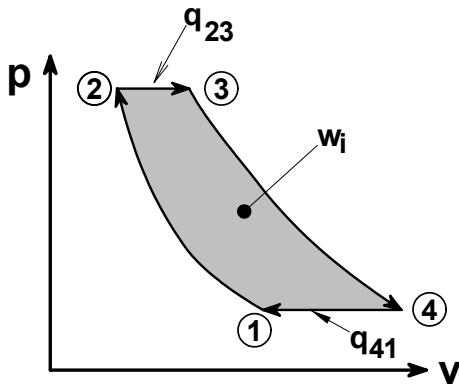
Ordet gasturbine er ikke relateret til typen af brændstof der anvendes, men derimod til den fremstillede varme luft (røggas). Den varme luft, ca. 1200 °C før den egentlige gasturbine, besidder en mængde energi, som delvis omdannes til hastighed i ledeskovlene ved gasturbinen. Den høje hastighed på røggassen, der ændrer retning i turbineskovlene, skaber den kraft, der roterer turbinehjulet. Turbinen udføres ofte i flere trin.

## Kredsprocessen

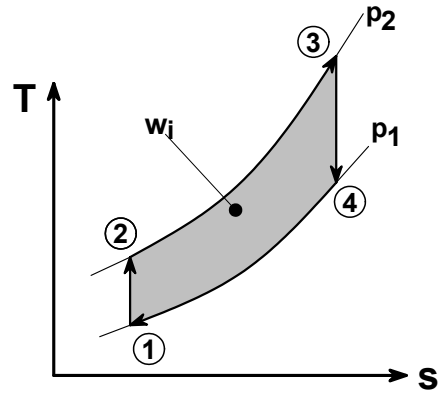
Processen gennem et gasturbine består af flere efter hinanden fortløbende processer, og kan teoretisk set opfattes som en kredsproces. Flere sammenligningsprocesser er beskrevet i litteraturen. Her skal nævnes den såkaldte Joule proces. For at opnå en kredsproces må udstødsgassen fra turbinen afkøles til begyndelsestilstand. I et virkeligt anlæg kan dette tænkes at foregå i en udstødskedel til opvarmning af vand eller produktion af damp. I mange situationen vil processen kunne betegne som en åben "kredsproces", idet den gas der forlader turbinen ikke vender tilbage til kompressoren.

Joule-processen består af:

- |      |                                                     |
|------|-----------------------------------------------------|
| 1->2 | isentrop kompression                                |
| 2->3 | isobar opvarmning, hvor $q_{23}$ tilføres           |
| 3->4 | isentrop ekspansion                                 |
| 4->1 | isobar afkøling $q_{41}$ tilbage til starttilstand. |



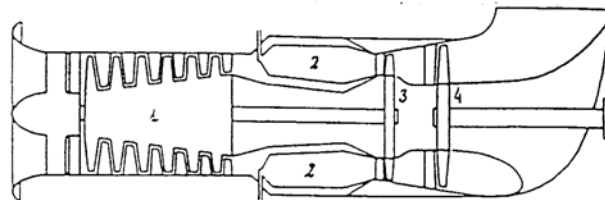
Figur 2



Figur 3

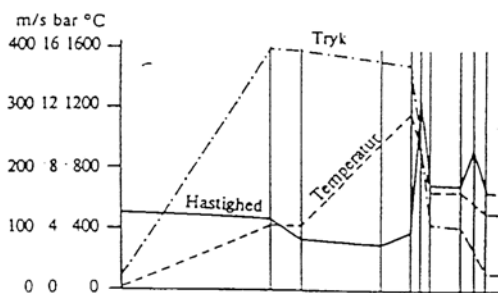
I Joule processen som er illustreret i figur 2 og figur 3, vil kredsprocessen aflevere et arbejde  $w_i$  til omgivelserne svarende til arealet i  $P,v$  diagrammet. I  $T,s$  diagrammet er arealer udtryk for varmeudveksling, men netop den "forsvundne" varme i kredsprocessen er jo blevet til arbejde, og derfor kan dette sættes lig med  $w_i$ . Det vil gælde at hvis det ønskes at få det største arbejde, som muligt, skal det nævnte areal maksimeres. Dette kan gøre ved at forøge trykket  $P_2$  således at den øverste kurve forskyder opad. Det er en begrænsning for dette, nemlig  $T_3$  som er begrænset af de temperatur som materialerne kan holde til. Desuden kan det ikke lade sig gøre at forskyde den nederste kurve nedefter, idet den netop er den omgivende lufts tryk.

I virkeligheden vil gasturbinen ofte udføres med flere turbiner på hver deres akser, således at kraftturbinen og kompressorturbinen kan arbejde med forskellige omløbstal.



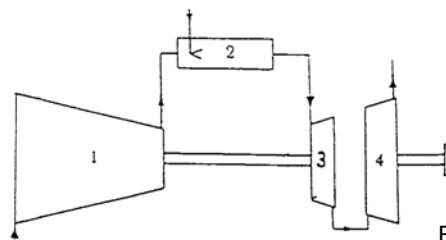
- 1 kompressor
- 2 brændkammer
- 3 kompressorturbine
- 4 kraftturbinen

Figur 4



Figur 5

Tryk, temperatur og gashastighed forløb gennem gasturbinen.



Figur 6

Principskitse 2 akser gasturbine med separat kraftturbinen

For af kunne vurdere gasturbineanlæggets kvalitet vil det være nødvendigt at definere forskellige virkningsgrader.

### *Kredsprocessens termiske virkningsgrad*

Kredsprocessens termiske virkningsgrad defineres som det afgivne nyttearbejde divideret med den tilførte varme:

$$\eta_t = \frac{W_i}{Q_{23}}$$

Her er  $W_i$  kredsprocessens samlede afgivne specifikke arbejde. Der er i ligning ikke medregnet det arbejde der skal tilføres diverse hjælpeudstyr, såsom oliepumpe til smørelie, styring mv.

For Joule-processen kan der udledes et udtryk for den termiske virkningsgrad som lyder:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

hvor  $T_1$ , og  $T_2$ , er de absolutte temperaturer før og efter kompressionen. Det ses, at virkningsgraden kun afhænger af temperaturforholdet (og dermed trykforholdet) og ikke af varmetilførslen. Større trykforhold eller/og større isentropekspont øger altså virkningsgraden for Joule-processen. Større isentropekspont fås ved éatomige gasser. En lukket kredsproces med helium vil således give en større termisk virkningsgrad.

### *Arbejdsforholdet for kredsprocessen.*

En anden størrelse som er vigtig for at kunne vurdere et gasturbineanlægs kvalitet, er arbejdsforholdet. Tallet er forholdet mellem kredsprocessens samlede afgivne arbejde og turbinens afgivne arbejde, og defineres derfor.

$$r_i = \frac{W_i}{W_{34}}$$

For Joule-processen kan der udledes et udtryk for arbejdsgraden som lyder:

$$r_i = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

hvor  $T_2$  og  $T_3$ , er de absolutte temperaturer før og efter forbrændingen. Det ses, at arbejdsgraden stiger med stigende temperatur  $T_3$ .

Temperaturen før kredsprocessen  $T_1$ , ligger i gunstigste tilfælde kun lidt over omgivelsernes temperatur, og den maksimale temperatur  $T_3$  er begrænset af materialevalg. Derfor kan temperaturene  $T_1$  og  $T_3$  opfattes som givet, og det er derfor alene temperaturen  $T_2$ , som ifølge ovenstående ligninger afgør både arbejdsforholdet og den termiske virkningsgrad. Ved lav  $T_2$  temperatur fås stor arbejdsgrad og lille termisk virkningsgrad, hvorimod en høj  $T_2$  temperatur vil det

modsatte gøre sig gældende. Det gør at T2 temperaturen skal vælges passende i forhold til ønsket om arbejdsgrad og termisk virkningsgrad.

## Processer i gasturbinen

### Kompressor

Kompression i gasturbinen foregår enten ved en radial eller aksial kompression, som oftest udføres i flere trin. I den radial kompressor forlades luftstrømmen kompressorhjulet radiale retning, hvorimod ved den aksiale løber luftstrømmen ud i turbineakslen retning.

I Joule-processen foregår kompressionen isentropisk, dvs. en adiabatisk (isoleret) og tabsfri kompression. I virkeligheden er kompressionen polytropisk, idet den godt nok er næsten adiabatisk, men der er en del strømningstab, der gør at processen afviger en del fra den isentropiske kompression.

For kompressoren defineres en isentropisk virkningsgrad som forholdet mellem det indre arbejde ved isentropisk kompression, og virkelig indre arbejde ved kompressionen.

$$\eta_{is} = \frac{w_{is}}{w_i} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Erfaringsværdier for den isentropiske virkningsgrad er ved aksiale kompressorer 0,84 til 0,92 og ved radiale kompressorer 0,78 til 0,83.

Temperaturen efter en isentropisk kompression kan udtrykkes:

$$T_{2,is} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

hvor  $P_2/P_1$  er trykforholdet og  $\kappa = 1,4$  isentropeksponenten

Den isentropiske virkningsgrad kan så udtrykkes ved hjælp af temperaturerne.

$$\eta_{is} = \frac{T_{2,is} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Store trykforhold i de enkelte kompressortrin giver også større reduktion af kompressorens samlede isentropiske virkningsgrad. Radiale kompressorer anvendes oftest til små massestrømmes. Stationære gasturbiner har et trykforhold på omkring 10. Små gasturbiner, der foreksempel anvendes til små skibe og køretøjer har trykforhold på 4 til 5. Det største trykforhold på omkring 30 finder man hos moderne 2 strøms turbofan til flyvemaskiner. Trykforhold pr. trin er ca. 1,2 til 2 ved aksiale kompressorer, og ved radiale kompressorer er trykforholdet typisk 2 til 3,8.

Temperatur efter den virkelige kompression kan så udtrykkes.

$$T_2 = \frac{T_{2,is} - T_1}{\eta_{is}} + T_1$$

Kompressorarbejdet(specifikt) er

$$w_{12} = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1)$$

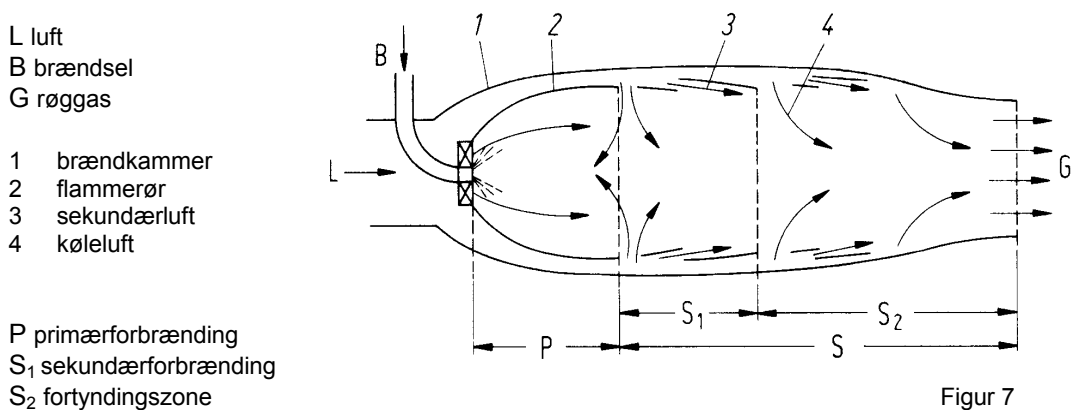
$C_p$  middelvarmefylden ved konstant tryk. Den kan for luften regnes som  $C_p = 1,0 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Det samlede arbejde ved kompression af luftmassestrømmen  $m_L$  bestemmes således:

$$P_{12} = m_L(h_2 - h_1) = m_L C_p(T_2 - T_1)$$

## Brændkammer

I Joule processen forløber forbrændingen som en isobar varmetilførelse. I virkeligheden er der lille tryktab pga. turbulent blanding af brændsel og luft, friktion samt til flammestabilisering. Tryktabet udgør ca. 1–4% ved industrigasturbiner og 3 – 6% ved de flyafledte gasturbiner. Årsagen til denne forskel er at udførelsen af forbrændingskammeret er forskellige. Ved industrigasturbiner er der typisk 1 til 14 selvstændige rørbrændkammer, hvorimod der ved fly og flyafledte oftest er et kompakt ringbrændkammer. Ringbrændkammeret har en væsentlig højere brændkammerbelastning(600-800 MW/m<sup>3</sup>) mod de 25–35 MW/m<sup>3</sup> ved industrigasturbiner.



Brændsel tilføres brændselrøret i starten af rørbrændkammeret. Luften ledes dels som primærluft ind i flammerrøret, hvor forbrændingen sker med iltunderskud. Samtidig ledes luften forbi mellem brændkammer og flammerør, hvorved den både køler flammerøret (og dermed primærforbrændingen), og isolerer til omgivelserne. I sekundærzonen tilledes sekundær luft til restforbrændingen og efterfølgende køleluft efterfølgende således at temperaturen på røggassen, der når de første turbineskivle ikke er for høj.

Ved at sikre at temperaturen ikke er for høj, samt at den foregår ved iltunderskud sikres der udvikles så få NO<sub>x</sub> (nitrogenoxider) som muligt. Den største



mængde(90%) af NO<sub>x</sub> emission sker nemlig som termisk NO<sub>x</sub> dannelse, som er en oxidation af luften N<sub>2</sub> ved høje flammtemperaturer. En indretning som beskrevet vil derfor begrænse emissionen af NO<sub>x</sub>.

Energibalancen på brændkammeret med brændselmassestrømmen  $m_b$  og brændværdi  $h_i$  er således:

$$\sum_{\text{tilført}} Q_{\text{brændsel}} + \sum_{\text{tilført}} Q_{\text{luft}} = \sum_{\text{afgivet}} Q_{\text{røggas}}$$

Brændstofmassestrømmen  $m_b$  typisk kun udgør 1-2% af luftmassestrømmen  $m_L$  kan der med rimelighed regnes med samme massestrøm  $m_L$  ind- som ud af brændkammeret. Desuden regnes der med samme varmekapacitet på  $C_L = 1,0$  kJ/kg·K

$$m_b h_i + m_L C_L t_2 = m_L C_L t_3$$

eller med brændstofmængden isoleret

$$m_b = \frac{m_L C_L (t_3 - t_2)}{h_i}$$

Gasturbiner opererer typisk med meget stort luftoverskuds-koefficient  $\lambda$  idet der ikke må være for høj temperatur når røggassen indtræder i turbinedelen. Luftoverskuds-koefficient  $\lambda$  bestemmes som forholdet mellem den faktiske luftmassestrøm og den mindste mulige ved støkiometrisk forbrænding.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_b L_{\min}}$$

## Turbine

Ekspansionen i gasturbinen foregår i en eller flere aksiale turbiner. Ved én akslet turbine vil akslen trække kompressoren samt afgive det overskydende arbejde koblingen. Ved flere-akslet turbine vil kompressorturbinen drive kompressoren, og powerturbinen afleverer det overskydende arbejde.

I Jouleprocessen foregår processen i turbinen isentropisk, dvs. en adiabatisk (isoleret) og tabsfri ekspansion. I virkeligheden er ekspansionen polytropisk, idet den godt nok er næsten adiabatisk, men der er en del strømningstab, der gør at den afviger en del fra den isentropiske ekspansion.

For turbine defineres (som ved kompressoren) en isentropisk virkningsgrad som forholdet mellem det virkelig indre afgives arbejde ved ekspansionen, og det indre arbejde ved isentropisk ekspansionen.

$$\eta_{is} = \frac{w_i}{w_{is}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}}$$

Erfaringsværdier for den isentropiske virkningsgrad er ved aksiale 0,85 til 0,93, og ved radiale turbiner 0,83 til 0,90

Temperaturen efter en isentropisk ekspansionen kan udtrykkes:

$$T_{4,is} = T_3 \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}$$

hvor  $P_2/P_1$  er trykforholdet og  $\kappa = 1,4$  isentropeksponenten

Den isentropiske virkningsgrad kan så udtrykkes ved hjælp af temperaturerne.

$$\eta_{is} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4,is}}$$

Røggastemperatur efter turbinen kan så udtrykkes.

$$T_4 = T_3 - \eta_{is}(T_3 - T_{4,is})$$

Arbejde (specifikt) er

$$w_{34} = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4)$$

Her er  $C_p$  middelvarmekapaciteten ved konstant tryk. Den kan for luften regnes som  $C_p = 1,0 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Det samlede arbejde afleveret i turbinen af luftmassestrømmen  $\dot{m}_L$  bestemmes således:

$$P_{34} = \dot{m}_L(h_3 - h_4) = \dot{m}_L C_p(T_3 - T_4)$$

Ved ikke kølede turbineskovle vil den maksimale temperatur være op til  $850 \text{ }^\circ\text{C}$  ved indtrædelse i turbinen. Ved køling af skovlene kan der tillades væsentlig højere temperaturer- ved stationære gasturbiner  $950^\circ\text{C}$  til  $1100^\circ\text{C}$ , og ved begrænset levetid (flyturbiner) op til  $1400^\circ\text{C}$ . Luftforbruget til køling udgør mellem 3 og 7 % af den samlede luftmængde.

Skovlkølingen udføres enten ved at der er kanaler i skovlene hvori køleluften ledes gennem (konvektiv køling). En anden metode er filmkøling hvor luften ledes gennem fine huller ud gennem skovloverfladen og skaber derved en køleluftfilm der beskytter skovlen. Der kan også ved særlig høje temperaturer anvendes vand eller flydende alkalimetaller til køling.

## Beregningseksempel

Der udføres en beregning på en gasturbine. Omgivelsestemperaturen sættes til 15 °C, og barometerstanden til 1 bar. Det tilføres en luftmassestrøm på 200 kg/s, og trykforholdet sættes til 8. Af hensyn til skovle sættes den maksimale temperatur før turbinen til 800 °C. Brændslet er gasolie med en brændværdi på 41,83MJ/kg, og minimum luftforbrug på  $L_{\min} = 13,7$  kg luft/kg olie. Kompressoren har en isentropisk virkningsgrad på 0,84 og turbinen på 0,86

**Først bestemmes temperaturen gennem kompressoren.**

$$T_{2,is} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad T_{2,is} = (273 + 15) 8^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 521,7K$$

$$T_2 = \frac{T_{2,is} - T_1}{\eta_{is}} + T_1 \quad T_2 = \frac{521,7 - (273 + 15)}{0,84} + (273 + 15) = 566,2K$$

**Temperatur efter kompressoren på 293 °C**

**Herefter bestemmes temperatur efter turbinen.**

$$T_{4,is} = T_3 \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \quad T_{4,is} = (800 + 273) 8^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 592,3K$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{is}(T_3 - T_{4,is}) \quad T_4 = (273 + 800) - 0,86(1073 - 592,3) = 659,6K$$

**Temperatur efter turbinen er 387 °C**

**Brændstofmængden og luftoverskudskoefficienten bestemmes**

$$m_b = \frac{m_L C_L (t_3 - t_2)}{h_i} \quad m_b = \frac{200 \cdot 1,0(800 - 293)}{41,83 \cdot 10^3} = 2,42kg/s$$

Brændsel udgør ca 1,2% af luftmassestrømmen.

**Luftoverskud bestemmes**

$$\lambda = \frac{m_L}{m_b L_{\min}} \qquad \lambda = \frac{200}{2,42 \cdot 13,7} = 6$$

**Effekterne på henholdsvis turbine, kompressor, indfyret via brændsel samt arbejde på koblingen bestemmes.**

$$P_{34} = m_L (h_3 - h_4) = m_L C_P (T_3 - T_4)$$

$$P_{34} = 200 \cdot 1,0 (800 - 387) = 82600 \text{ KW}$$

$$P_{12} = m_L (h_2 - h_1) = m_L C_P (T_2 - T_1)$$

$$P_{12} = 200 \cdot 1,0 (293 - 15) = 55600 \text{ KW}$$

$$Q_b = m_b h_i$$

$$Q_b = 2,42 \cdot 41,83 = 101000 \text{ KW}$$

$$P_{kobl} = P_{34} - P_{12}$$

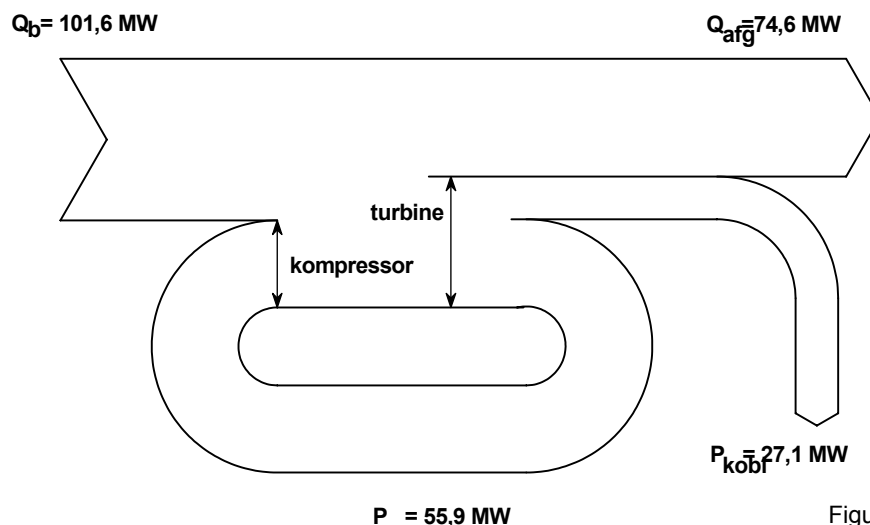
$$P_{kobl} = 82600 - 55600 = 27000 \text{ KW}$$

**Endelig bestemmes kredsprocessen termiske virkningsgrad samt arbejdsforhold**

$$\eta_t = \frac{w_i}{q_{23}} = \frac{P_{34} - P_{12}}{Q_b} \qquad \eta_t = \frac{82,6 - 55,6}{101} = 27\%$$

$$r_i = \frac{w_i}{w_{34}} = \frac{P_{34} - P_{12}}{P_{34}} \qquad r_i = \frac{82,6 - 55,6}{82,6} = 33\%$$

Effekterne kan illustreres med et Sankey diagram.



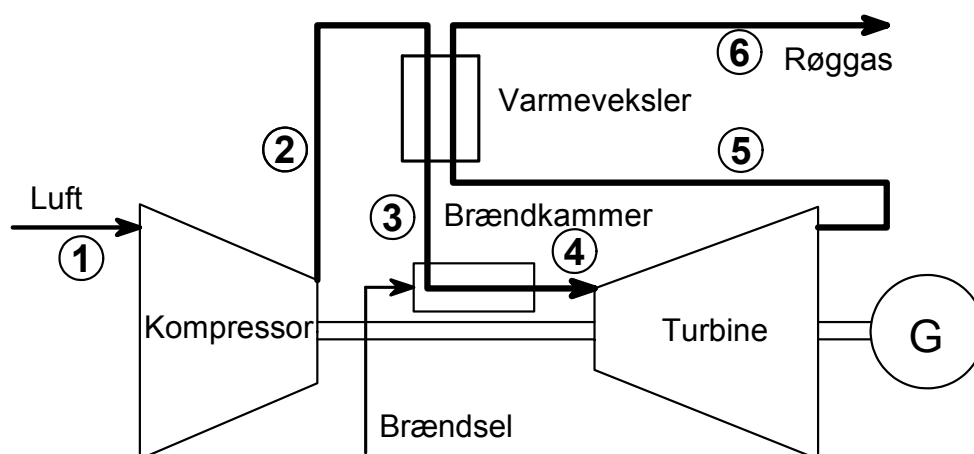
Figur 8

En gasturbine som denne kan bruges til elproduktion, men røggassen fra turbinen indeholder stadig, (som der ses i beregningseksempelet) en meget stor energimængde (74%), som derfor vil være tab. Dette kan udnyttes i en udstødskeidel, hvor energien kan udnyttes til dampproduktion eller opvarmning af fjernvarmevand.

## Effektivisering af gasturbineprocessen

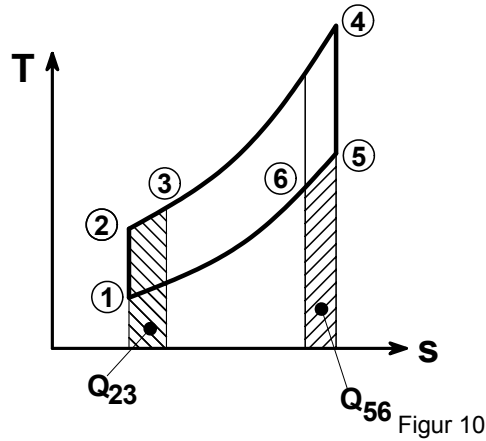
### Regenerativ proces

Gasturbiner kan ved den traditionelle drift opnå termiske virkningsgrader på ca 30%. Hvis denne skal øges må temperatur, og dermed trykforholdet hæves. Da konstruktionsmaterialerne sætter en begrænsning for dette, er en anden mulighed at reducere den indfyrede brændstofmængde. Ved at udnytte den varme røggas, der forlader turbinen til at opvarme den komprimerede luft kan der indfyres mindre, og dermed fås en større termisk virkningsgrad. Denne proces kaldes for regenerativ proces, som er vist på nedenstående figur 9.



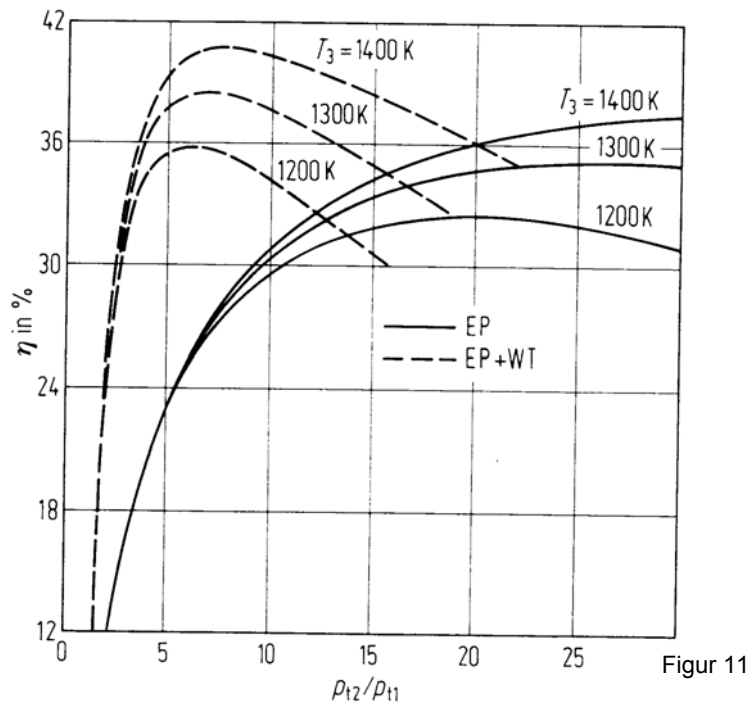
Figur 9

Den varmemængde  $Q_{56}$  som den varme røggas afgiver i den regenerative varmeveksler er illustreret i figur 10 som et areal i T-S diagrammet. Denne varmemængde svarer derfor til den modtagne varme  $Q_{23}$ . Det giver så en brændstofbesparelse og dermed en bedre termisk virkningsgrad. Det er naturligvis en begrænsning i hvor meget der kan hentes her. Temperaturen på røggassen  $t_6$  der afgiver varme skal selvfølgelig være højere end luftens  $t_2$ .



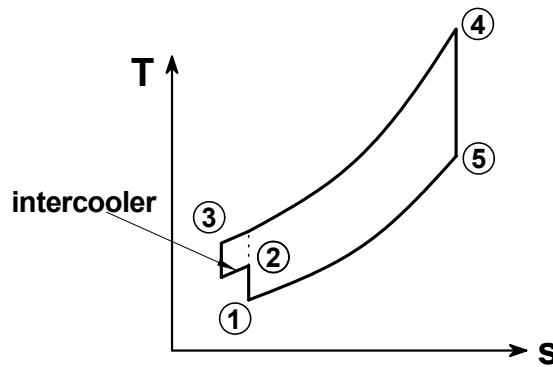
Figur 10

Nedenstående figur 11 viser hvorledes kredsprocessens termiske virkningsgrad afhænger af trykforholdet. Som diskret variabel er angivet røgteperatur før turbinen. De fuldtoptrukne linier "EP" gælder for den simple kredsproces, og de stiplede "EP+WT" for den regenerative proces. Det ses at den regenerative proces både har en større termisk virkningsgrad, men også at den ligger ved et væsentlig lavere trykforhold. Desuden ses at røgteperaturen har en stor effekt på virkningsgraden.



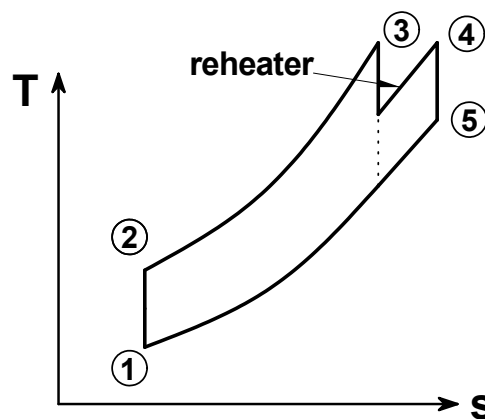
Figur 11

En anden mulighed for effektivisering af turbineprocessen er at komprimere i to trin med en mellemliggende køling af luften (intercooler). Det giver et reduceret kompressorarbejde, men gør samtidig at indfyringen skal øges. Denne løsning giver sjældent en forøgelse af virkningsgraden. Dette er illustreret i T,s diagram ,figur 12.



Figur 12

Ekspansionen i turbinen kan også udføres i to trin (figur 13) med en mellemliggende genoverhedning(reheating). Dette giver en forøgelse af afgiven effekt men også en væsentlig højere røggastemperatur ved afgang af turbinen. Denne løsning bliver i praksis kun anvendt hvor gasturbinen kombineres med en udstødsedel.



Figur 13

## Damp og vandindsprøjtning

I visse tilfælde forsynes gasturbiner med dampindsprøjtning, hvilket tillader gasturbinen at producere mere effekt end dens normale effekt. Dampen kan indsprøjtes både før og efter brændkammer. Tilførslen af damp til produktionen øger massestrømmen gennem turbinedelen, der bevirker at effekten øges.

Processens damptilførsel er en åben cyklus, og dampen kan derfor ikke genanvendes, idet den føres med røggassen til atmosfæren.

Generelt kan siges, at for en 1% indsprøjtet dampmængde i forhold til luftens massestrøm, stiger gasturbinens afgivne effekt med 4%. Dette skyldes, at hvert kg indsprøjtet damp indeholder mere energi end et kg luft. Den øvre grænse for indsprøjtet dampmængde er ca. 5% af luftens massestrøm.

Dampen skal være fri for partikler, der ellers kunne forårsage et unormalt slid på turbineskovlene. Dampindsprøjtning er et simpelt system og kan kombineres med f.eks. en udstødskedel til produktion af dampen. En ulempe er den store mængde af behandlet vand, der går tabt. Hvis f.eks. en gasturbine har et luftstrøm på 100 kg/s og der indsprøjtes max. mængde på ca. 5%, mistes der 5 kg vand pr. sekund.

Vandindsprøjtning har samme effekt som indsprøjtning med damp, hvorved den totale massestrøm gennem turbinedelen øges. Indsprøjtningen fortages sammen med brændstofindsprøjtningen, således at man sikrer en fuldstændig fordamning før turbinedelen.

## Gasturbinertyper og anvendelsesområder

Gasturbiner kan anvendes til mange formål, hvoraf de tre hovedgrupper er:

- Generatordrift
- Kompressorudrustning
- Fremdrivning af fly og skibe

### Generatorudrustning

Kobles der en generator til udgangsakslen kan der produceres elektricitet. Gasturbiner fremstilles i dag så snart ethvert behov kan indfries. De største industrigasturbiner har ydelser på op over 200 MW i simple proces, dvs. på den tilkoblede generators klemmer, uden udnyttelse af fremstillet damp i en damp turbine.

Som tidligere nævnt findes der i princippet to typer gasturbiner, nemlig industri- og flyaflede gasturbiner. Hver type har dets egen design filosofi hvad angår effektivitet, størrelse, driftsbetingelser og vedligeholdelse. Begge typer fremstilles som en- eller toakslede maskiner. I den toakslede version er gasturbines kompressor koblet til højtryksturbinen. Denne del af gasturbinen kaldes gasgeneratoren. Den anden eller power turbinen. er så koblet med enheden, der skal drives, f.eks. en generator.

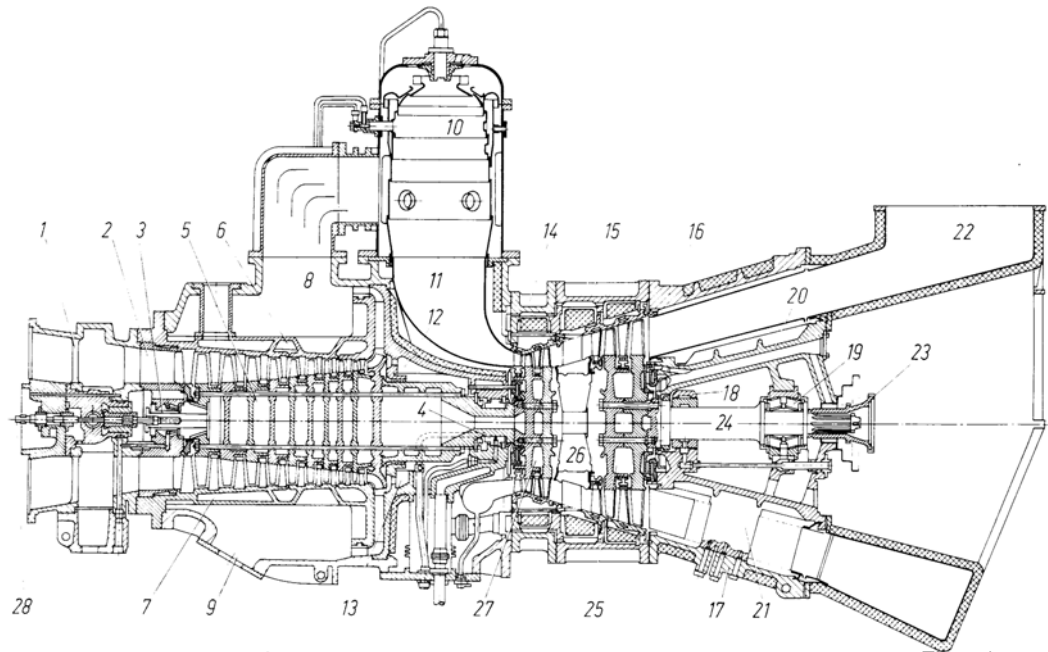
Gasturbiner bliver interessante, da de i "combined cycle" anlæg kan opnå endog ganske høje virkningsgrader, hvorfor de er blevet almindelige i forbindelse med kombineret produktion af el og damp eller varmt vand.

Hvis man ser på den installerede effekt fremstillet af gasturbiner domineres den af industrigasturbiner. Den lettere flyaflede gasturbine kræver en god kvalitet brændstof, et rent omgivende miljø og veluddannet personale. På den anden side er den mindre og nem at udskifte med en anden.

Følgende forhold er karakteristisk for industrigasturbiner

- Vedligeholdelse på stedet
- Lav kvalitets brændstof kan anvendes
- Ingen restriktioner på vægt og dimensioner
- Mindre sårbare kompressor og turbine dele
- Lettere at regulere på grund af den store rotormasse



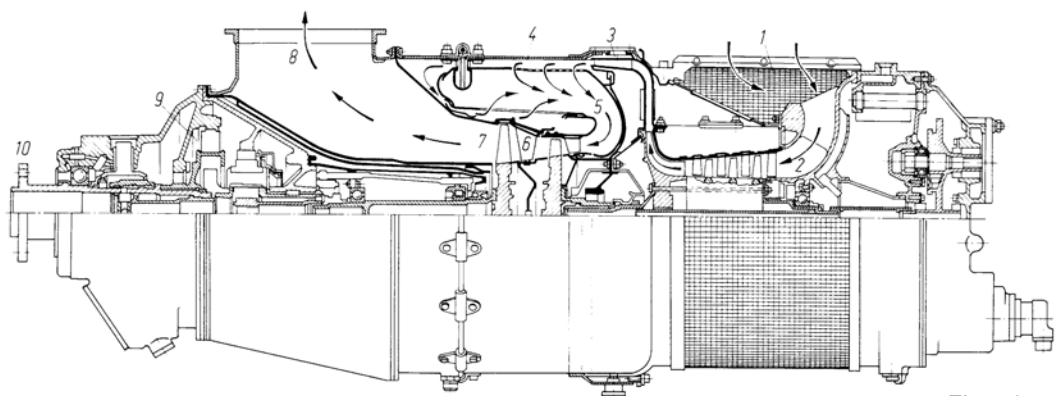


Figur 14

**Industrigasturbine 2 aksel:** 1 forreste hus, 2 hus for forreste leje, 3, 4 lejer for kompressoraksel, 5 kompressorhjul, 6, 7 kompressorhus, 8, 9 gasfordelerhus, 10 brændkammer, 11 gasafgangskanel, 12, 13 lejehus for kompressorturbineaksel, 14 hus for ledeskovle til HT turbine, 15 hus for ledeskovle til LT turbine, 16, 17 hus for LT turbine, 18, 19 lejer for LT turbine, 20, 21 hus for LT turbine, 22 røggaskanal, 23 kobling, 24 aksel for LT turbine, 25 LT turbine, 26 afstandsholder, 27 HT turbine, 28 aksel for hjælpeagg.

For flyaflede gasturbiner er følgende forhold karakteristiske.

- Større vedligeholdelsesarbejder skal udføres på specielle autoriserede værksteder
- Krav om højere kvalitet til brændstof
- Design er baseret på lav vægt og dimensioner
- Sårbare og komplicerede dele Stiller større krav til regulering på grund af dens mindre rotormasse (overspeed trip)
- Bedre virkningsgrad

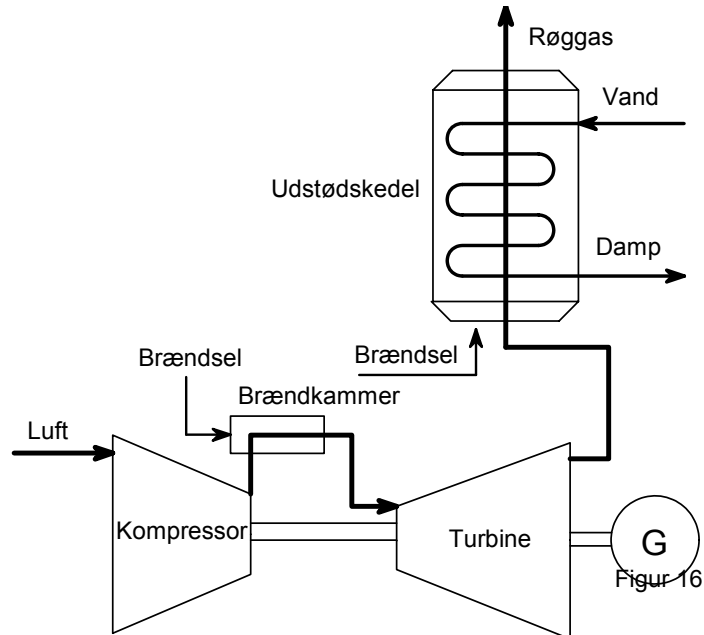


Figur 15

**Flyaflede gasturbine 2 aksel:** 1 lufttilgang, 2 kompressor indløb, 3 afstrømningskanal, 4 ringbrændkammer, 5 indløb til HT turbine, 6 indløb til LT turbine, 7 indløb i udstødningskanal, 8 udløb af udstødningskanal, 9 planetgear, 10 kobling

### Combined cycle anlæg

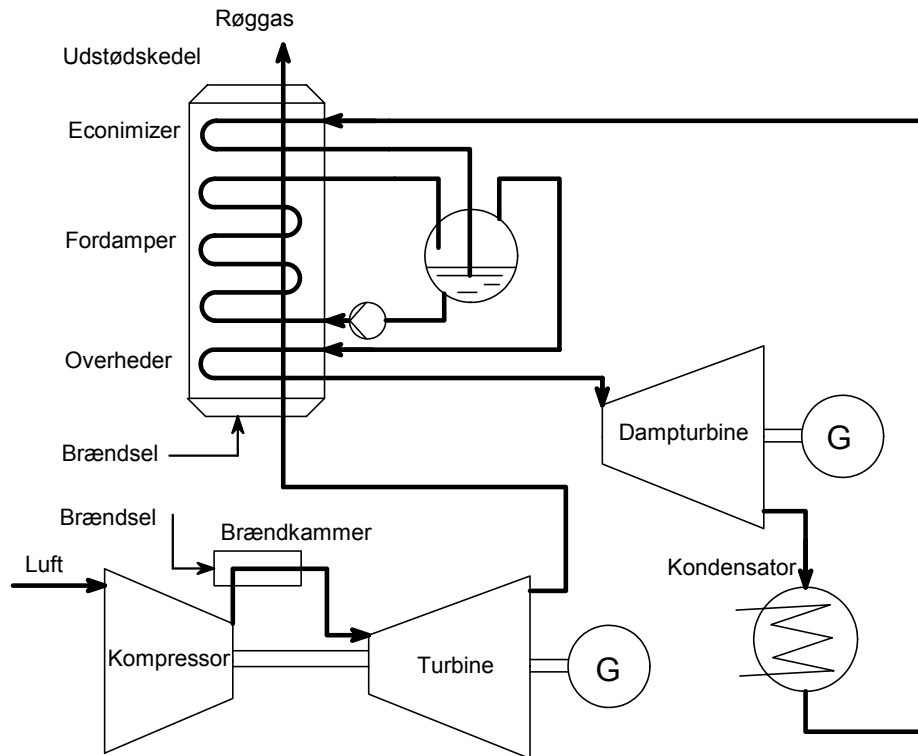
Gasturbiner koblet ofte sammen med en udstødskelel som vist på figur 16 for at hæve den samlede virkningsgrad. En mulighed er at producere damp, som kan anvendes til opvarmningsformål, eller på anden måde indgå i processer. Kedlen kan være forsynet med tilsatsfyring, og kan opnå en totalvirkningsgrad på op til 90%, hvor der er varmebehov ved lav temperatur. Anlæggene af denne type ses ofte ved en række procesvirksomheder såsom kemisk industri, saltindvinding mv.



### STAG(Steam Turbine And Gas)

På decentrale kraftvarmeværker er udstødskelel ofte forsynet med overheder således at der samtidig med gasturbinen kan drives en dampturbine. Disse anlæg kaldes ofte for STAG(Steam Turbine And Gas). Denne løsning (figur 17) kan give den største elproduktion (elvirkningsgrad på 40-42%) og en totalvirkningsgrad på ca 85%(inkl. fjernvarme)

Under opstart af et sådan anlæg skal der være mulighed for at enten by-pass røggassen i udstødskelel eller den producerede damp til dampturbinen, således at dampturbineanlæggets gradienter overholdes.



Figur 17

## Kompressordrift

I raffinaderier, i kemiske anlæg og andre industrier er gasturbinen et velkendt værktøj til kompressordrift. Disse kompressorer er normalt af centrifugaltypen, der forbruger meget effekt pga. de store masser der håndteres.

Et andet meget anvendt område for brug af gasturbinen som drivmaskine er i oliebranchen til drift af pipeline kompressorer, der behandler meget store mængder. De bruges til at pumpe naturgas og råolie gennem pipelines fra udvindingsstedet til forbrugerne. Naturgas fra Nordsøen pumpes til såvel England som kontinentet. Hollandsk, norsk og dansk naturgas finder dets vej gennem Europa, Gas fra det tidligere Sovjet Unionen sendes til Øst- og Vesteuropa og råolie fra Alaska pumpes til andre stater i Amerika.

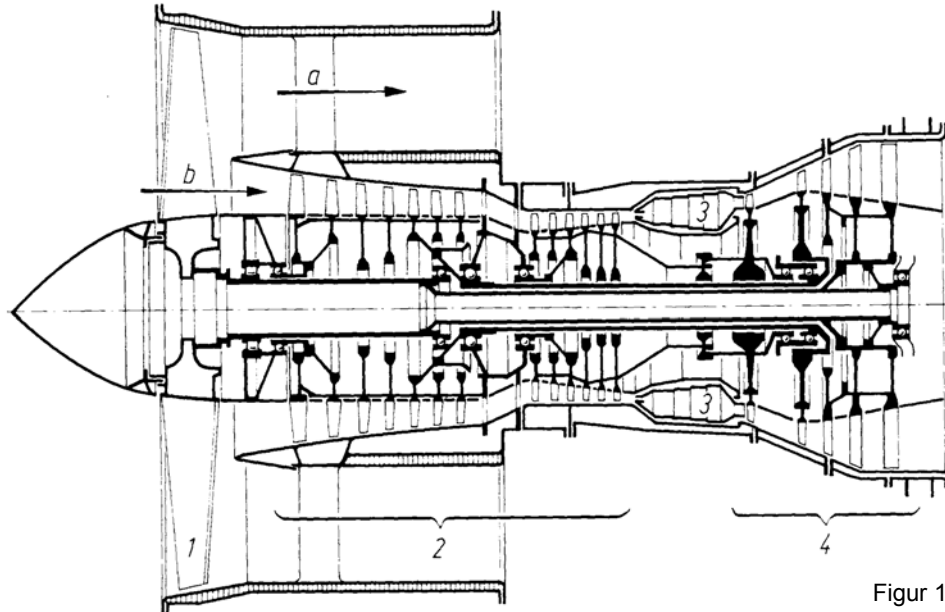
Man kan forestille sig, at en hel del pumpestationer er involveret i disse transmissionssystemer. Her findes både en og toakslede gasturbiner der anvender naturgassen eller olien der pumpes som brændstof.

## Fremdrivning af fly og skibe.

En lang række flyvemaskiner anvender gasturbiner som fremdrivningsmiddel. Hvis motoren er udstyret med en "front fan", leverer den 80% af den samlede motorydelse. De sidste 20% leveres af reaktionskraften fra de accelererede udstøds-gasser.

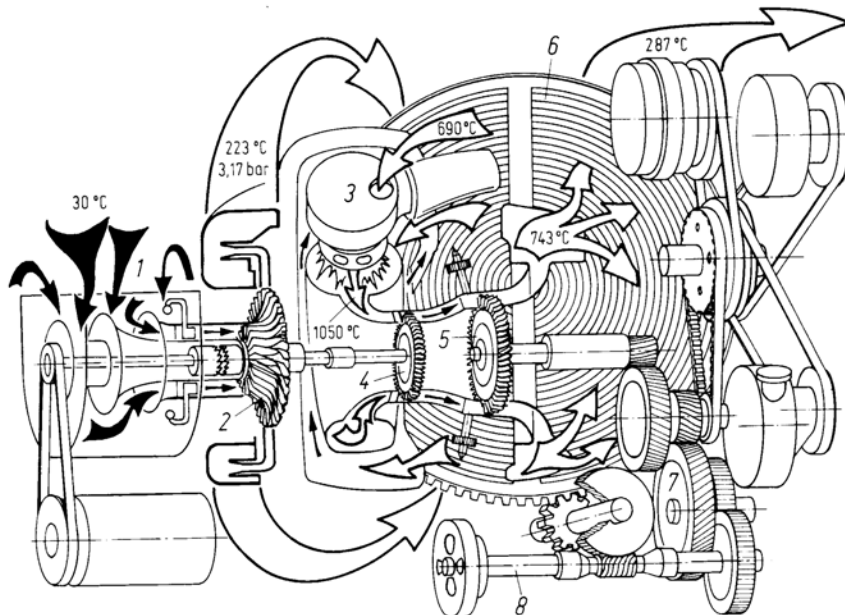
Eksempelvis en Boeing 747 forsynet med fire motorer, der til sammen yder 140 MW under start!!

I skibe finder vi også gasturbiner. Især militære skibe gør brug af disse relative små, højt ydende maskiner til at frembringe høje marchhastigheder. De efterhånden opnåede virkningsgrader på gasturbinen har gjort dem populære i også eksklusive lystyachter, evt. kombineret med installerede dieselmotorer.



Figur 18

**Fly gasturbine 3 akse turbotan:** a sideluttstrøm, b kerneluttstrøm, 1 propel for sideluttstrøm, 2 kompressor for kerneluttstrøm, 3 ringbrændkammer, 4 turbinedel



Figur 19

**Gasturbine regenerativ til køretøj:** 1 lufttilgang, 2 kompressor, 3 brændkammer, 4 HT turbine, 5 LT turbine, 6 regenerator, 7 gear, 8 trækaksel

## Litteratur

- /1/ Søren Gundtoft, Aage Birkjær Lauridsen, Aage Bredahl Eriksen  
"Termodynamik"  
Teknisk Forlag 2000
- /2/ W Beits, K H Küttner  
"Dubbel Taschenbusk für den Maschinenbau"  
Springer Verlag 15.Auflage
- /3/ H D Baehr  
"Thermodynamik"  
Springer Verlag 5.Auflage
- /4/ Lars Hansen  
"Gasturbiner"