

# TSFS09 – Modellering och Reglering av Motorer och Drivlinor – Fö 07

## Motor – MVEM och Turbo

Lars Eriksson - Kursansvarig

Fordonssystem, Institutionen för Systemteknik  
Linköpings universitet  
larser@isy.liu.se

November 5, 2019

## Innehållsförteckning

Repetition

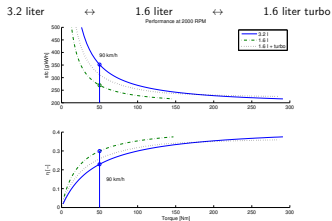
Fortsättning på turbo

Hårdvara för laddtrycksreglering

2 / 40

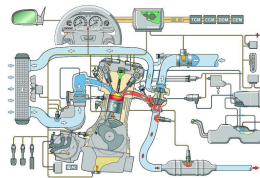
3 / 40

## Nedskalning och överladdning



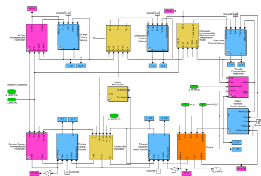
4 / 40

## Modelleringsstrategi – MVEM

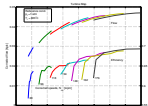
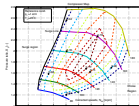


5 / 40

## En MVEM för en Turbomotor



## Kompressor- och turbinprestanda – Mapper



$$\text{Pressure ratio } \Pi_c = \frac{p_{02}}{p_{01}}$$

$$\text{Expansion ratio } \frac{1}{\Pi_t} = \frac{p_{03}}{p_{04}}$$

–Korrigerat massflöde och korrigerad hastighet

–Effektivitet

–Hur bestäms kompressor- och turbinprestanda?

6 / 40

7 / 40

## Innehållsförteckning

Repetition

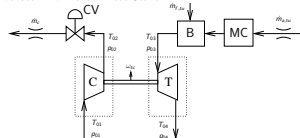
Fortsättning på turbo

Need for Compressor Map Extrapolation

Hårdvara för laddtrycksreglering

## Bestämning av kompressor- och turbinprestanda

Flödebänk för Turbo – Gas Stand



C - Kompressor, T - Turbin, CV - reglerventil, B - brännare

MC - Mekanisk kompressor

Två massflödessensorer,  $\dot{m}_c$ ,  $\dot{m}_{a,tu}$  + injektormodell  $\dot{m}_{f,tu}$

Turbinflöde:  $\dot{m}_t = \dot{m}_{a,tu} + \dot{m}_{f,tu}$

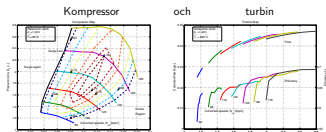
8 / 40

9 / 40

## Kompressor- och turbinekvationer

På tavlan

## Kompressor och Turbin – Mapparna



- Hur används de?
- Varför korrigerade storheter?

10 / 40

11 / 40

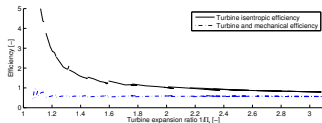
## Kompressor- och turbineffektivitet

$$\eta_c = \frac{\text{Effekt konsumerad av en ideal process}}{\text{Konsumerad effekt}} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1}$$

$$\eta_t = \frac{\text{Producerad effekt}}{\text{Teoretiskt möjlig effekt för ideal process}} = \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}}{1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Turbinen – Värmeöverföring ger problem!  
Definition ovan kan ge  $\eta_t > 1$ !

## Turbinens effektivitet - Problemet



12 / 40

13 / 40

## Turbinens effektivitet - Mer detaljer

Använd kompressorns effektkonsumtion som mått på:

-Producerad effekt

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c c_p (T_{02} - T_{01})$$

$$\eta_t \approx \eta_t \eta_m = \frac{\dot{m}_c c_p (T_{02} - T_{01})}{\dot{m}_t c_p (T_{03} - T_{03s})} = \frac{\dot{m}_c c_p (T_{02} - T_{01})}{\dot{m}_t c_p T_{03} \left(1 - \left(\frac{p_{02}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

Detta används för att bestämma turbineffektiviteten i mapparna.

## Förstå turbomappar – 1. Dimensionsanalys

$$\Psi = \frac{\Delta h_{0s}}{N^2 D^2} = f_1\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01} N D^3}, \frac{ND}{a_{01}}, \frac{\rho_{01} N D^2}{\mu}, \gamma\right)$$

$$\eta = f_2\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01} N D^3}, \frac{ND}{a_{01}}, \frac{\rho_{01} N D^2}{\mu}, \gamma\right)$$

$$\hat{P} = \frac{P}{\rho N^3 D^5} = f_3\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01} N D^3}, \frac{ND}{a_{01}}, \frac{\rho_{01} N D^2}{\mu}, \gamma\right)$$

- ▶ Dimensionslös flödesparameter  $\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} N D^3}$
- ▶  $a_{01}$  ljudhastighet  $\sqrt{\gamma R T_{01}}$  för ideal gas
- ▶ Energifkoefficienten  $\Psi$  inkluderar

$$\Delta h_{0s} = c_p T_{01} \left( \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

14 / 40

15 / 40

## Förstå turbomappar – 2. Förenkling

$$\text{Variablerna: } \Psi = \frac{\Delta h_{0s}}{N^2 D^2}, \quad \eta, \quad \hat{P} = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$$

$$\left[ \Psi, \eta, \hat{P} \right] = f\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01} N D^3}, \frac{ND}{a_{01}}, \frac{\rho_{01} N D^2}{\mu}, \gamma\right)$$

Alternativ för ideal gas, med  $\rho = \frac{p}{RT}$  &  $a_{01} = \sqrt{\gamma RT}$  och andra gruppen insatt:

$$\left[ \frac{p_{02}}{\rho_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} \right] = f\left(\frac{\dot{m} \sqrt{RT_{01}}}{D^2 \rho_{01}}, \frac{ND}{\sqrt{RT_{01}}}, Re, \gamma\right)$$

Förenkling för ett aggregat:  $D, R, \gamma, \mu, Re$  - konstanta

$$\left[ \frac{p_{02}}{\rho_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} \right] = f\left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{\rho_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right)$$

Inte längre dimensionlös, kallas *korrigerat massflöde* och *korrigerad hastighet*

16 / 40

## Förstå turbomappar – 3. Sammanställning

- ▶ Korrigerade kvantiteter

$$\dot{m}_{corr} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{\rho_{01}} \quad \text{och} \quad N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$$

dena används ofta på turbinnsidan.

Kallas då TFP (turbine flow parameter) resp TSP (turbine speed parameter).

- ▶ Korrigerade kvantiteter, med referenstillstånd ( $p_r, T_r$ )

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{01}/T_r}}{(\rho_{01}/p_r)} \quad \text{och} \quad N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}/T_r}}$$

dena används ofta på kompressorsidan

Vinst: Reducerar mappningsbehovet från 4-dim till 2-dim  $N^4 \Rightarrow N^2$

Varning: läs databladet noga för att se vilka som skall användas!

17 / 40

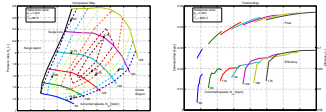
## Kompressor och Turbin – Modeller

Grundläggande princip – Generaliserade restriktioner i MVEM

$$\dot{m}_{corr} = f_1(\Pi, N_{corr})$$

$$\eta = f_2(\Pi, N_{corr})$$

$$\dot{W} = f_3(\Pi, N_{corr}, p_{in}, T_{in})$$



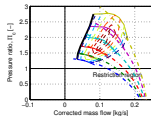
Genomgång av implementation och användning på tavlan.

18 / 40

## Kompressor – Flödesmodell

$$\Pi_{max} = \left( \frac{N^2 D^2 \Psi_{max}}{2 c_p T_{01}} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{t,co} = \dot{m}_{max} \sqrt{1 - \left( \frac{\Pi_c - \Pi_0}{\Pi_{max} - \Pi_0} \right)^2} \quad (2)$$

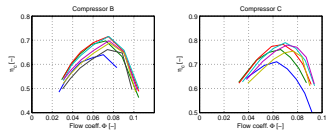


19 / 40

## Kompressor – Effektivitetsmodell

$$\chi(\Phi, N_{co}) = \left[ \frac{\Phi - \Phi_{max}}{N_{co} - N_{co,max}} \right]$$

$$\eta_c(\chi) = \max(\eta_{c,max} - \chi^T Q_{\eta} \chi, \eta_{c,min})$$



20 / 40

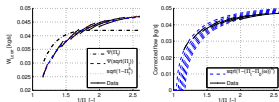
## Turbin – Flödesmodell

Turbinflöde (restriktion litet utsmetat) i huvudsak varvtalsberoende

$$\dot{m}_{t,co} = k_0 \sqrt{1 - \Pi_t^{k_1}}$$

Lägger till varvtalsberoende

$$\dot{m}_{t,co} = k_0 \sqrt{1 - (\Pi_t - \Pi_0(N_{co}))^{k_1}}$$



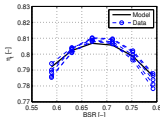
21 / 40

## Turbin – Effektivitetsmodell

Blade Speed Ratio (BSR) används ofta

$$BSR = \frac{\omega_t r_t}{\sqrt{2 c_p T_{03} (1 - \Pi_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})}}$$

$$\eta_t(BSR) = \eta_{t,max} \cdot \left\{ 1 - \left( \frac{BSR - BSR_{opt}}{BSR_{opt}} \right)^2 \right\} \quad (3)$$



22 / 40

## Implementeringstips

Använd skyddsnet vid implementering av modellerna  
Underlättar debuggning, simulering och undviker problem i produktion

- ▶ Kvadratroten används ofta: Kan ge imaginära tal  
Ersätt  $\sqrt{x}$  med  $\sqrt{\max(x,0)}$ .
- ▶ Effektiviteter nära eller under 0 kan ge division med 0.  
Lägg till  $\max(\eta, 0.3)$  eller motsvarande.

23 / 40

## Grundekvationer för turbo

Vid stationäritet – effektbalans

$$\dot{W}_c = \eta_m \dot{W}_t$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c c_p (T_{02} - T_{01}) = \dot{m}_c c_p T_{01} \frac{1}{\eta_c} \left( \left( \frac{\rho_{02}}{\rho_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t c_p T_{03} \eta_t \left( 1 - \left( \frac{\rho_{04}}{\rho_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

Vid samma laddtryck

Sämre effektivitet – Högre mottryck på avgassidan

24 / 40

## Kompressor- och turbindynamik

Stationära förhållanden (handräkning & matchningsberäkningar)

$$\dot{W}_c = \eta_m \dot{W}_t$$

Dynamiska förhållanden (simulering)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{tc}} \left( \frac{\dot{W}_t}{\omega_{tc}} \eta_m - \frac{\dot{W}_c}{\omega_{tc}} \right) \quad \text{eller} \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{tc}} \left( \frac{\dot{W}_t}{\omega_{tc}} - \frac{\dot{W}_c}{\omega_{tc}} \frac{1}{\eta_m} \right)$$

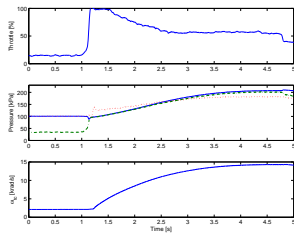
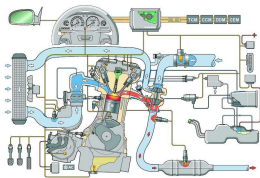
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{tc}} \left( \frac{\dot{W}_t}{\omega_{tc}} - \frac{\dot{W}_c}{\omega_{tc}} - M_{fic}(\omega_{tc}) \right)$$

ETT tillstånd för rotationshastigheten

–Den dominerande dynamiken i systemet

25 / 40

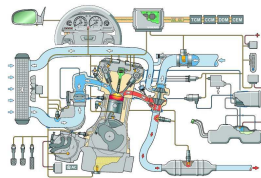
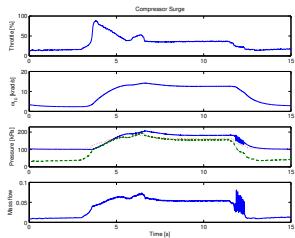
## Turbo lag – Turbo tidskonstant



26 / 40

27 / 40

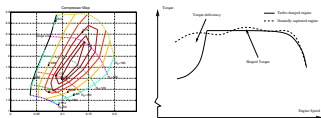
## Surge Ventil – Surge Reglering



28 / 40

29 / 40

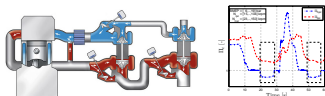
## Momentkaraktäristik och turbo



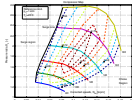
Kompressor surge (pumpning) och lågvarvtalsmoment är sammankopplade

30 / 40

## Need for Extended Modeling – Motivating example 1

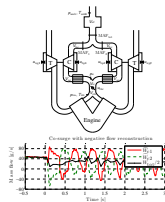


- ▶ Two stage turbocharged engine
- ▶ Measurements in engine test bench
- ▶ Open and closes control valves
- ▶ "Handing over" between compressors
- ▶ High pressure compressor  $\Pi < 1$
- ▶ **Need to extrapolate**

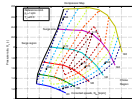


31 / 40

## Need for Extended Modeling – Motivating example 2



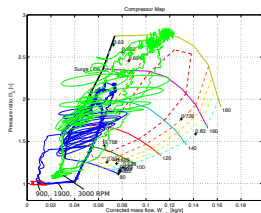
- ▶ Bi-Turbo engine
- ▶ Disturbance in the flow
- ▶ Flow reverses



- ▶ **Need to extrapolate.**

32 / 40

## Need for Extended Modeling – Motivating example 3

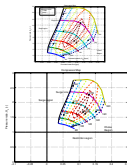


33 / 40



## Setting for the investigation

- ▶ Starting point:  
normal compressor map
- ▶ How to extrapolate to
  - ▶ surge region
  - ▶ restriction region
- ▶ Experimental work
  - ▶ Engine test cell
  - ▶ Surge rig
  - ▶ Modified gas stand
- ▶ Summarize knowledge
- ▶ Build flexible model with:  
extrapolation capabilities in the  
structure



34 / 40

## Innehållsförteckning

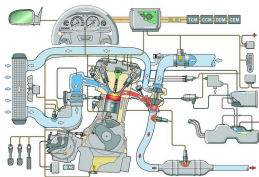
Repetition

Fortsättning på turbo

Hårdvara för laddtrycksreglering

35 / 40

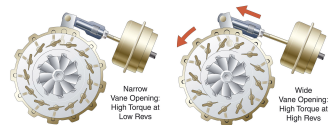
## Reglering av laddtrycket – Wastegate



36 / 40

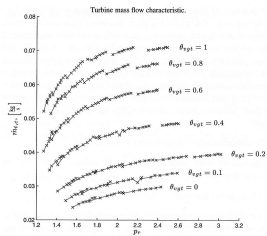
## Reglering av laddtrycket – VGT

Variable Geometry Turbine – VGT ("bara" dieselmotorer idag)



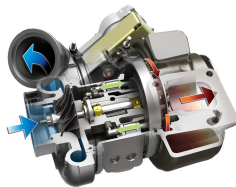
37 / 40

## Effektiva arean ändras med styrsignalen



38 / 40

## VGT – Annan teknisk lösning



39 / 40