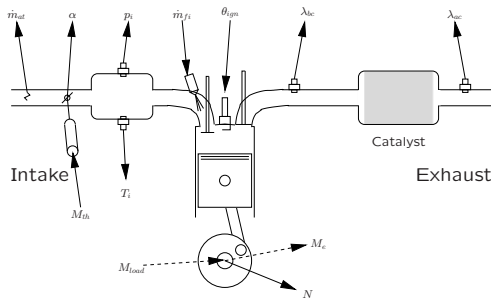


Luft och bränsle → Arbete och emissioner

Medelvärdesmodellering

Samband mellan aktuator och sensorer samt sensorer inbördes.



Lars Eriksson

1

September 2007

Fordonssystem

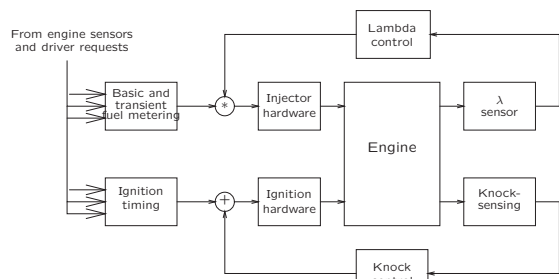
Fö 5: Repetition - Reglering

Huvudlooparna

Huvudlooparna vid reglering av bensinmotorer.

–Övre loopen är luft/bränsleregulatorn.

–Nedre loopen är tändningsregulatorn.



Lars Eriksson

3

September 2007

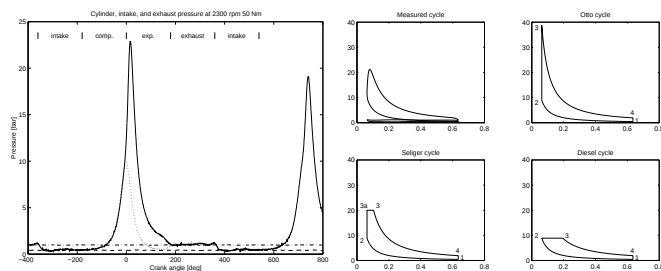
Fordonssystem

Fö 5: Repetition - Cykelmodellering

Indikatordiagram

Cylindertryck som funktion av vevaxelvinkel θ .

Termodynamiska cykler som modell av uppmätt indikatordiagram.



Lars Eriksson

5

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Repetition - Cykelmodellering

En kort sammanfattning av termodynamiken

Mass specifika storheter – små bokstäver

$$v = \frac{V}{m}, q = \frac{Q}{m}, u = \frac{U}{m}, h = \frac{H}{m}, w = \frac{W}{m}$$

Ideal gas

1:a Huvudsatsen

Rev. arbete

Entalpi

1:a H. (igen)

Värme kapacitet

$$pV = mRT$$

$$dQ = dU + dW$$

$$dW = p dV$$

$$H = U + pV$$

$$dH = dU + dpV + p dV$$

$$dQ = dH - V dp$$

$$c_v = \left(\frac{dq}{dT}\right)_v$$

$$c_p = \left(\frac{dq}{dT}\right)_p$$

$$du = c_v dT$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\gamma \in [1.2, 1.4]$$

$$pv = RT$$

$$dq = du + dw$$

$$dw = p dv$$

$$h = u + pv$$

$$dh = du + dpv + p dv$$

$$dq = dh - v dp$$

$$c_v = \left(\frac{dq}{dT}\right)_v$$

$$c_p = \left(\frac{dq}{dT}\right)_p$$

$$dh = c_p dT$$

$$\gamma \in [1.2, 1.4]$$

Lars Eriksson

7

September 2007

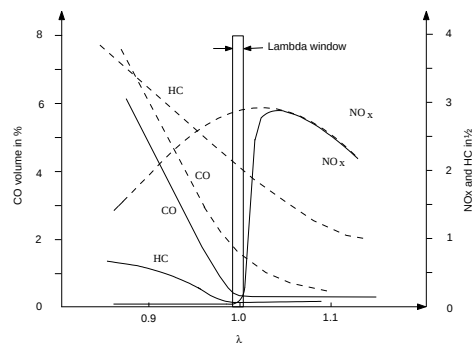
Fordonssystem

Fö 5: Repetition - Reglering

Trevägs-katalysatorn och lambdafönsteret ⇒ Reglermål $\lambda = 1$

streckad - före katalysatorn

heldragen - efter katalysatorn



Lars Eriksson

2

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Repetition - Reglering

Analys av återkopplingsloop

$$\lambda_{sond}(t)$$

$$\text{Bränsle: } u(t) = K_I \int \lambda_{sond}(t) dt$$

$$\lambda_{motor}(t) = \frac{K_{luft}(t)}{u(t)}$$

$$\lambda_{avgas} = \lambda_{motor}(t - \tau_d)$$

$$\text{Självsvängningstid } T = 4\tau_d$$

Lars Eriksson

4

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Repetition - Cykelmodellering

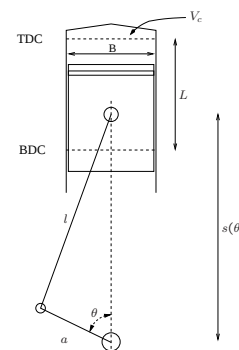
Motorgeometri ⇒ Volym

Cylinder bore	B
Connecting rod length	l
Crank radius	a
Piston stroke	$L = 2a$
Crank angle	θ
Clearance volume	V_c
Displaced volume	$V_d = \frac{\pi B^2 L}{4}$

$$r_c = \frac{\text{maximum cylinder volume}}{\text{minimum cylinder volume}} = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s(\theta))$$

$$s(\theta) = a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta}$$



Lars Eriksson

6

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Repetition - Cykelmodellering

En kort sammanfattning av termodynamiken

- Alla gaser vi räknar på i kursen är ideala.

- Ideala gaslagen $pV = mRT$ och $pV = n\tilde{R}T$

$$R = \frac{\tilde{R}}{M}$$

- $\tilde{R} = 8.3143$ [J/mol K] universella gaskonstanten, $R = \tilde{R}/M$ [J/kg K] gaskonstanten.

- För en ideal gas gäller (utgå från $h = u + pv$ och $pv = RT$)

$$c_p - c_v = R$$

- Kan med $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ få följande uttryck

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1}, c_p = \frac{R}{1 - 1/\gamma}$$

- Alla gaser vi räknar på har c_p och c_v konstanta.

Lars Eriksson

8

September 2007

Termodynamiska processer

System: Isolerat, Slutet, Öppet

- *Isobar*: samma tryck $dp = 0$
- *Isokor*: samma volym $dV = 0$
- *Isoterm*: samma temp. $dT = 0$
- *Adiabatisk*: inget värmeutbyte $dQ = 0$
- *Reversibel*: $dW = pdV$
- *Isentropisk*: adiabatisk + reversibel (den bästa processen)

Lars Eriksson

9

September 2007

Isentropisk kompression och expansion – Ideal gas

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{1}{T} dT = -(\gamma - 1) \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{v} dv \Rightarrow \ln T_2 - \ln T_1 = -(\gamma - 1)(\ln v_2 - \ln v_1)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1}$$

$$\left[T = \frac{pv}{R}\right] \Rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} \Leftrightarrow p_2 v_2^{\gamma} = p_1 v_1^{\gamma}$$

$$\left[v = \frac{RT}{p}\right] \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Viktigaste ekvationen

$$p v^{\gamma} = \text{konstant}$$

Lars Eriksson

11

September 2007

Ideala Ottocykelns effektivitet

- Verkningsgrad $\eta_{\text{Otto}} = \frac{\text{Arbete ut}}{\text{Tillförd energi}}$

- Känner "tillförd energi" Q_{in}

- Två sätt att beräkna "arbete ut" W_{out}
 - Integrera arean $W_{out} = \oint p dV$
 - Lös två integraler $\int c \cdot V^{-\gamma} dV$
 - Första lagen: efter en cykel har U inte ändrats

$$dQ = dU + dW \Rightarrow \Delta Q = \Delta W$$

$$\Delta W = W_{out} \quad \Delta Q = Q_{in} - Q_{loss}$$

$$\bullet \eta_{\text{Otto}} = \frac{W_{out}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{loss}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{loss}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$$

Lars Eriksson

13

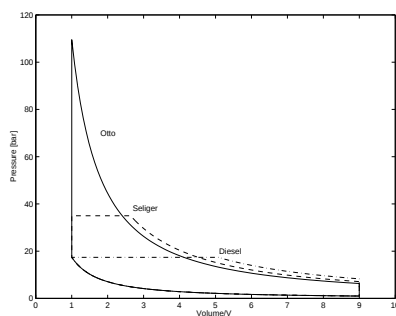
September 2007

Cykeleffektiviteten och pV-diagrammet

$$\eta_{f,i} = \frac{W_i}{Q_{in}}$$

Förutsättning:
Samma Q_{in} .

Vad syns i diagrammet?



$$\eta_{\text{Otto}} > \eta_{\text{Seiliger}} > \eta_{\text{Diesel}}$$

Lars Eriksson

15

September 2007

Isentropisk kompression och expansion – Ideal gas

Isentropisk betyder

- Ingen värmeöverföring $dq = 0$
- Reversibel process $dw = p dv$

Utgå från 1:a Huvudsatsen

$$dq = du + dw \Rightarrow 0 = c_v dT + p dv$$

Ideal gas $p = \frac{RT}{v}$:

$$c_v dT = -\frac{RT}{v} dv \Leftrightarrow \frac{1}{T} dT = -\frac{R}{c_v} \frac{1}{v} dv \Leftrightarrow$$

$$\frac{1}{T} dT = -\frac{c_p - c_v}{c_v} \frac{1}{v} dv \Rightarrow \int_{T_1}^{T_2} \frac{1}{T} dT = -(\gamma - 1) \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{v} dv$$

Lars Eriksson

10

September 2007

Isokor process (konstant volym) – t.ex. förbränning

- Konstant volym $dV = 0$

- 1:a huvudsatsen (energiekvationen)

$$dQ = dU + p dV \Rightarrow dQ = dU$$

- Inre energi $U = m u \Rightarrow dU = m_{tot} du = m_{tot} c_v dT$

- Frigjord energi från bränslet

$$Q_{in} = \min(\lambda, 1) \cdot m_f \cdot q_{LHV}$$

- Integrera 1:a huvudsatsen

$$\int dQ = \int_{T_2}^{T_3} m_{tot} c_v dT \Rightarrow Q_{in} = m_{tot} c_v (T_3 - T_2)$$

Lars Eriksson

12

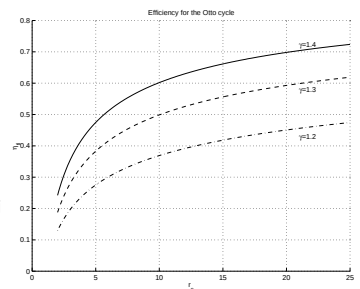
September 2007

Ottocykelns effektivitet

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$$

Normalfall $\gamma = 1.3$

Jämför $r_c = 10$ med $r_c = 5$ i ett pV-diagram.
Var förlorar man?



Lars Eriksson

14

September 2007

Cykeleffektivitet forts.

Dieselsykel eller cykel med konstant-tryck

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\beta^{\gamma} - 1}{(\beta - 1)\gamma}$$

Seiligersykel eller cykel med begränsat-tryck

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\alpha \beta^{\gamma} - 1}{(\alpha(\beta - 1)\gamma + \alpha - 1)}$$

Notera att Dieselsykeln ($\alpha = 1$) och Ottocykeln ($\alpha = 1$ och $\beta = 1$) är specialfall av Seiligersykeln.

Lars Eriksson

16

September 2007

Medelvärdesmodell för indikerat bruttoarbete W_{ig}

- Utgår från tillgänglig energi

$$W_{ig} = m_f q_{HVT} \tilde{\eta}_{ig}(\lambda_c, \theta_{ign}, r_c, \omega_e, V_d)$$

- Dra bort ideal Ottocykel samt verkliga förluster

$$\tilde{\eta}_{ig}(\lambda_c, \theta_{ign}, r_c, \omega_e, V_d) = \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right) \cdot \min(1, \lambda_c) \cdot \eta_{ign}(\theta_{ign}) \cdot \eta_{ig, ch}(\omega_e, V_d)$$

- Skilnad verklig/ideal $\eta_{ig, ch}(\omega_e, V_d)$ (chamber losses)
 - Ändlig förbränningshastighet $\sim 2\%$
 - Värmeöverföring $\sim 15\%$
 - resultat $\eta_{ig, ch} \approx [0.8, 0.85]$.

- Optimal tändtidpunkt beror på ..., momentkurvan på ...

$$\eta_{ign}(\theta_{ign}) = 1 - C_{ign} \cdot (\theta_{ign} - \theta_{ign, opt}(\omega_e, m_f, \lambda, \dots))^2$$

Lars Eriksson

17

September 2007

MEP – Ett viktigt begrepp

- Mean effective pressure – Medeleffektivt tryck

$$MEP = \frac{\text{Arbete under en cykel}}{\text{Motor Volym}} = \frac{W}{V_d}$$

$$W = M 4 \pi$$

enheten $\text{Nm/m}^3 = \text{N/m}^2$ vilket är detsamma som tryck.

- xMEP – x anger var man mäter arbetet
 - IMEP – Indikerat arbete (cylindertryck)
 - FMEP – Friktionsarbete
 - BMEP – Bromsat arbete
 - PMEP – Pumparbete (cylindertryck)

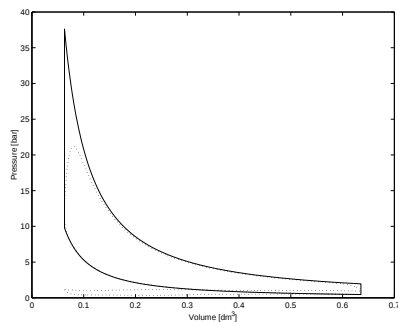
- Max BMEP för sugmotor = ca 1 MPa (bra att komma ihåg)

Lars Eriksson

18

September 2007

Pumparbete – sista enkla åtgärden



Brutto IMEP (IMEP_g gross) och netto IMEP.

$$\text{IMEP} = \text{IMEP}_g - \text{PMEP}.$$

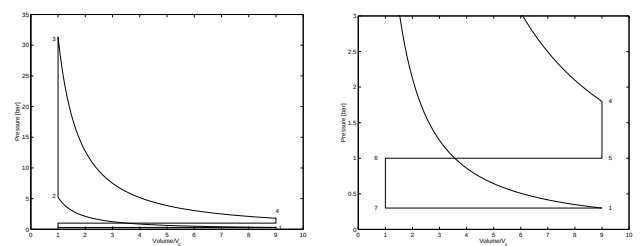
Lars Eriksson

19

September 2007

Medelvärdesmodell för pumparbete

- Dellast $p_i = 0.3$ bar and $p_e = 1$ bar.



- Pumparbete (omsluten area)

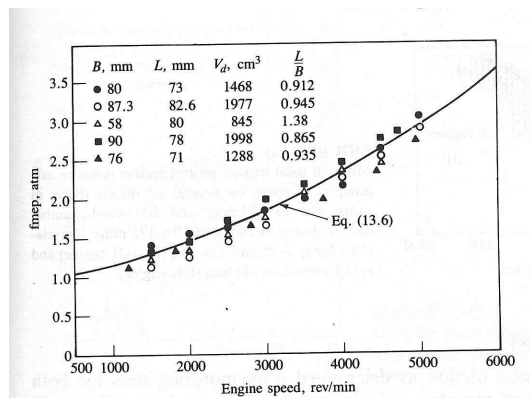
$$W_p = (p_e - p_i) V_d = \text{PMEP} \cdot V_d$$

Lars Eriksson

20

September 2007

Motorfriktion – TFMEP



Lars Eriksson

21

September 2007

Motorfriktion

- Friktionen kan uttryckas i FMEP (friction mean effective pressure)

$$W_f = V_d \cdot \text{FMEP}$$

- Heywood polynomial

$$\text{FMEP} = C_{f0} + C_{f1} N + C_{f2} N^2$$

- ETH model

$$\text{FMEP} = \xi_{\text{aux}} \cdot [(0.464 + 0.0072 S_p^{1.8}) \cdot \Pi_M \cdot 10^5 + 0.0215 \cdot \text{BMEP}] \cdot \left(\frac{0.075}{B}\right)^{0.5}$$

- Finns omfattande MIT modell från (1989) utvidgad (2002).

- Bra att komma ihåg
 $\text{BMEP} \approx 10^6$ Pa

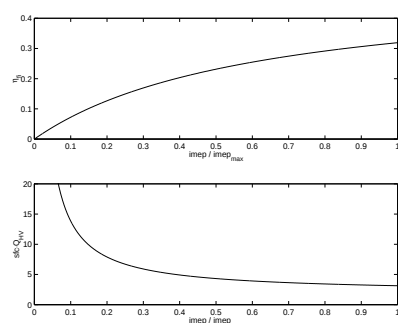
$$\text{FMEP} \approx 10^5 \text{ Pa}$$

Lars Eriksson

22

September 2007

Lastberoende effektivitet



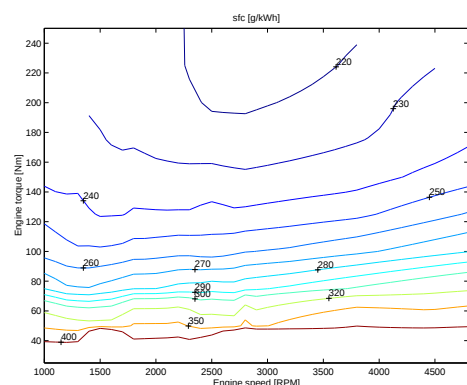
Ökande last förbättrar effektiviteten.
Indikerad sfc visas också.

Lars Eriksson

23

September 2007

Musseldiagram – “Performance map”

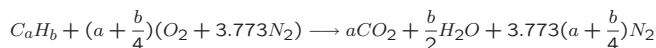


Lars Eriksson

24

September 2007

Emissioner



Vatten, koldioxid och kväve räknas inte som emissioner.

(Minskning av koldioxidutsläpp kräver minskad bränsleförbrukning, eller att man samlar alla avgaser?)

Bildas även NO , NO_2 , CO , och oförbrända kolväten HC

Lars Eriksson

25

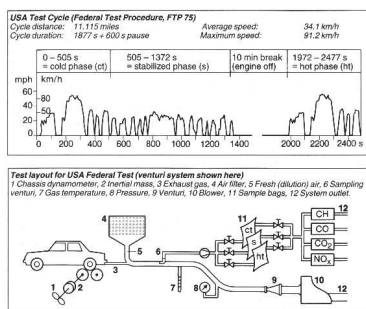
September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Emissioner

US federal test procedure FTP 75 (Tre faser)

Komb. m. SHED (Sealed Housing for Evaporative Determination).



Lars Eriksson

27

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Emissioner

year	CO g/mile	HC g/mile	NO _x g/mile	Metods
1966	87.0	8.800	3.60	Pre control
1970	34.0	4.100	4.00	Retarded ignition, thermal reactors, and exhaust gas recirculation (EGR)
1974	28.0	3.000	3.10	Same as above
1975	15.0	1.500	3.10	Oxidizing catalysts
1977	15.0	1.500	2.00	Ox.cat. and improved EGR
1980	7.0	0.410	2.00	Improved ox.cat. and three way catalysts
1981	7.0	0.410	1.00	Improved threeway catalyst and support material
1983	3.4	0.410	1.00	Continuous improvements
1994	3.4	0.250	0.40	
1996	3.4	0.125	0.40	
2001	3.4	0.075	0.20	

Evolution of federal emission regulation for passenger cars in the US. Note that the emission levels are given in g/mile.

NMHC – Non-methane Hydrocarbons (total hydrocarbons less methane).

Lars Eriksson

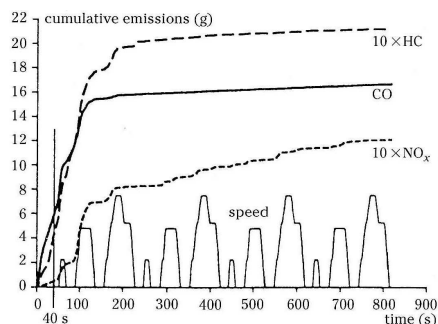
29

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Emissioner

Emissioner under en europeisk körcykel



Enkel medelvärdesmodell: Light-off tid.

Lars Eriksson

31

September 2007

Emissioner – Lagstiftning

Internationellt enhetliga procedurer för uppsamling av avgaser och mätningar.

Hel bil i chassi-dynamometer (Jfr Bilprovning)

Olika körcykler i olika länder. Förare håller hastigheten.

CVS-metoden – (Constant Volume Sampling)

Utspädning 1:10

Fördelar: Slipper kondensation av vattenånga, vilket skulle reducera NO_x . Minskar reaktionstendensen i avgaserna.

Nackdel: Svårare mätning ty lägre koncentration

Lars Eriksson

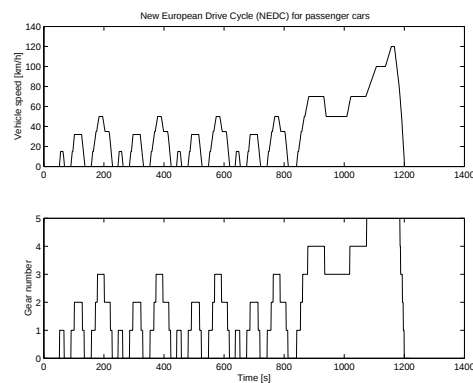
26

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Emissioner

New European Driving Cycle – NEDC (Lab. 1c)



Lars Eriksson

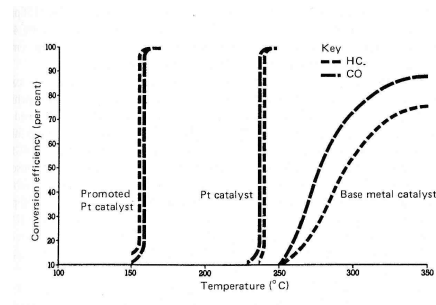
28

September 2007

Fordonssystem

Fö 5: Emissioner

Katalysator effektivitet och temperatur



Vid start $T \approx 20^\circ \text{C}$.

⇒

Gaserna efterbehandlas inte.

Lars Eriksson

30

September 2007