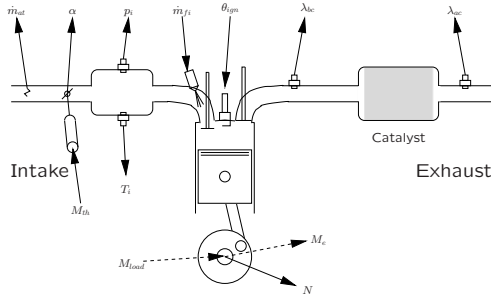


Luft och bränsle → Arbete och emissioner

Medelvärdesmodellering

Samband mellan aktuator och sensorer samt sensorer inbördes.



Lars Eriksson

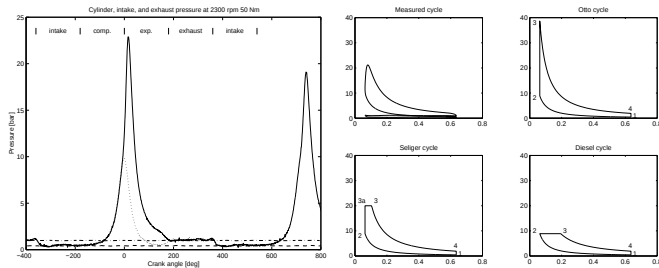
1

September 2007

Indikatordiagram

Cylindertryck som funktion av vevaxelvinkel θ .

Termodynamiska cykler som modell av uppmätt indikatordiagram.



Lars Eriksson

3

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

5

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

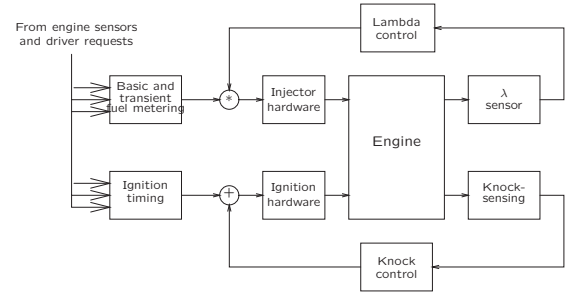
7

September 2007

Huvudlooparna

Huvudlooparna vid reglering av bensinmotorer.

- Övre loopen är luft/bränsleregulatorn.
- Nedre loopen är tändningsregulatorn.



Lars Eriksson

2

September 2007

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

$$pV = mRT$$

$$pv = RT$$

1:a Huvudsatsen

$$dQ = dU + dW$$

$$dq = du + dw$$

Rev. arbete

$$dW = p dV$$

$$dw = p dv$$

Entalpi

$$H = U + pV$$

$$h = u + pv$$

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

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

1:a H. (igen)

$$dQ = dH - V dp$$

$$dq = dh - v dp$$

Värmekapacitet

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

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

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

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

Samband:

$$du = c_v dT$$

$$dh = c_p dT$$

Ratio of specific heats

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

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

Lars Eriksson

4

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

$$pv^{\gamma} = \text{konstant}$$

Lars Eriksson

6

September 2007

Fri blandning

Ideal gas, konstant c_p och c_v

Blandning av residualgaser T_r och färskgas T_i

1:a lagen

Energi före:

$$U = (m_a + m_f) c_v T_i + m_r c_v T_r$$

Energi efter:

$$U = (m_a + m_f + m_r) c_v T_1$$

Temperatur efter

$$T_1 = \frac{m_a + m_f}{m_a + m_f + m_r} T_i + \frac{m_r}{m_a + m_f + m_r} T_r = (1 - x_r) T_i + x_r T_r$$

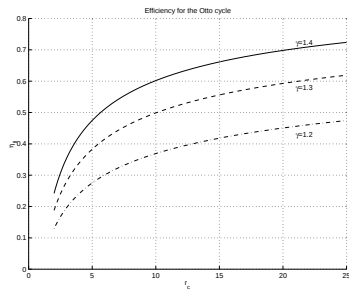
Lars Eriksson

8

September 2007

Ottocykelns effektivitet

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

Normalfall $\gamma = 1.3$ 

Lars Eriksson

9

September 2007

Medelvärdesmodell för indikerat bruttoarbete W_{ig}

- Utgår från tillgänglig energi

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

- 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 $\eta_{ig, ch} \approx [0.7, 0.85]$.

- 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

10

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)

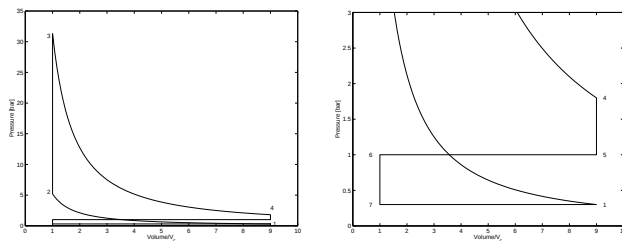
Lars Eriksson

11

September 2007

Medelvärdesmodell för pumparbete

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



- Pumparbete (omsloten area)

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

Lars Eriksson

13

September 2007

Motorfriktion

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

$$W_f = V_d \cdot FMEP$$

- Heywood polynomial

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

- ETH model

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

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

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

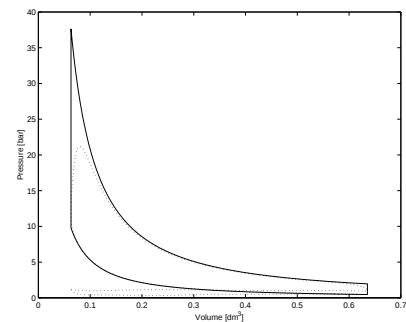
$$FMEP \approx 10^5$$
 Pa

Lars Eriksson

15

September 2007

Pumparbete

Brutto IMEP (IMEP_g gross) och netto IMEP.

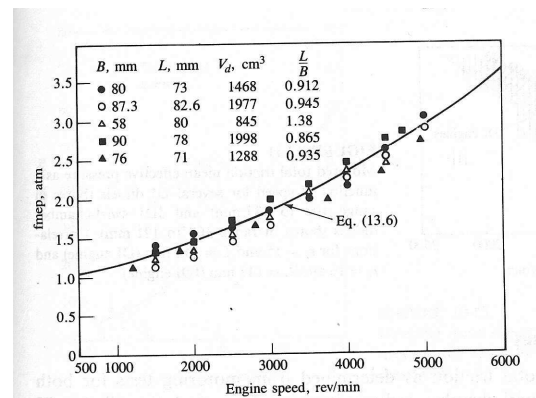
$$IMEP = IMEP_g - PMEP.$$

Lars Eriksson

12

September 2007

Motorfriktion – TFMEP

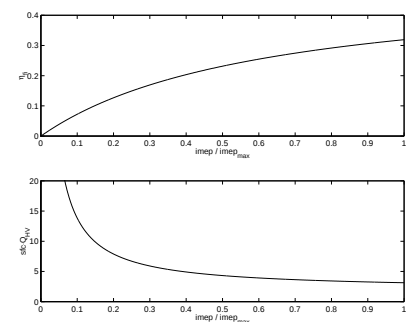


Lars Eriksson

14

September 2007

Lastberoende effektivitet

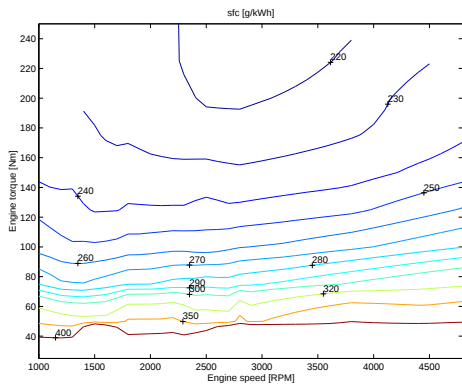
Ökande last förbättrar effektiviteten.
Indikerad sfc visas också.

Lars Eriksson

16

September 2007

Musseldiagram – “Performance map”



Lars Eriksson

17

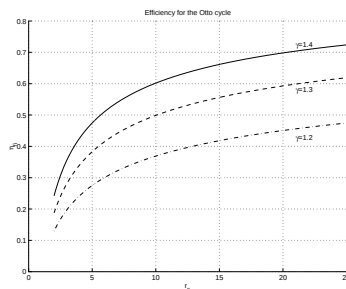
September 2007

Ottocykelns effektivitet

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

Normalfall $\gamma = 1.3$

$\eta_{f,i}$ ökar med r_c för alla cykler.
Varför är inte $r_c = \infty$?



Lars Eriksson

19

September 2007

En annan kolv som upplevt kraftigt knack



Lars Eriksson

21

September 2007

Varför är kompressionen begränsad?

Alla cykler visar att högre kompressionstal ger bättre effektivitet, vad är problemet?

- begränsning på maxtrycket
- värmeöverföring $dQ \neq 0$
- ökade emissioner

En diesel motor har högre kompressionstal än en bensinmotor, och det är ett av skälen till dieselmotorns högre effektivitet.

Lars Eriksson

23

September 2007

Maxmomentet – Varvtalsberoende

Effekt och moment som funktion av varvtal.

SAAB-sugmotor

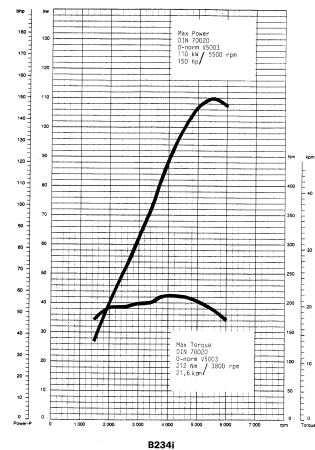
$$P = w * M$$

enhetsbyte

$$P = 2 * \pi * N * M$$

Medelkolvhastighet:

$$S_p = \bar{S}_p = 2 L N = 4 a N$$



Lars Eriksson

18

September 2007

En kolv som upplevt kraftigt knack

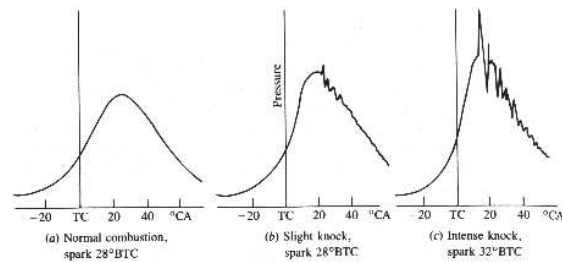


Lars Eriksson

20

September 2007

Knack – En fundamental begränsning för bensinmotorn



Knack och oktantal är relaterade.

Oktantal – Bränslets förmåga att “motstå knack”.

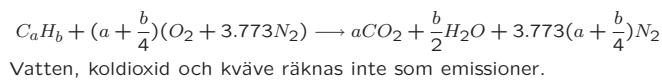
Knack kan förstöra motorn!!!

Lars Eriksson

22

September 2007

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

24

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.

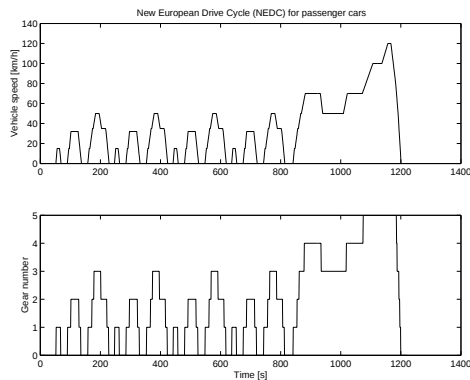
Nackdel: Svårare mätning ty lägre koncentration

Lars Eriksson

25

September 2007

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

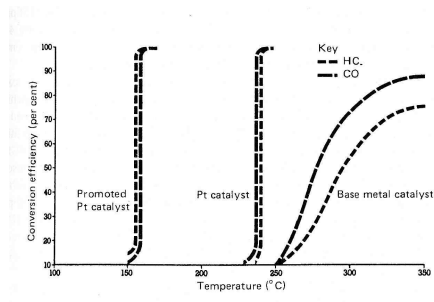


Lars Eriksson

27

September 2007

Katalysator effektivitet och temperatur



Vid start $T \approx 20^\circ \text{C}$. $\Rightarrow$ Gaserna efterbehandlas inte.

Lars Eriksson

29

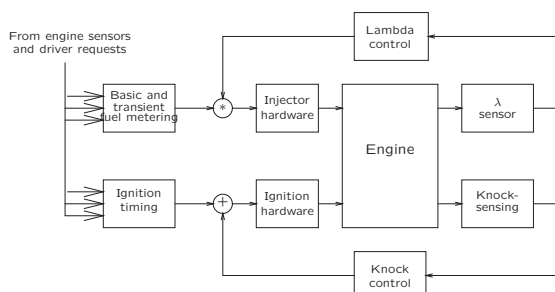
September 2007

Tändningsloopen

Huvudlooparna vid reglering av bensinmotorer.

–Övre loopen är luft/bränsleregulatören.

–Nedre loopen är tändningsregulatören.



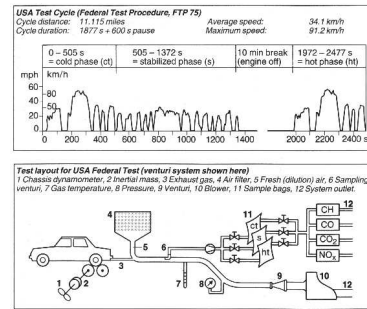
Lars Eriksson

31

September 2007

US federal test procedure FTP 75 (Tre faser)

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



Lars Eriksson

26

September 2007

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.

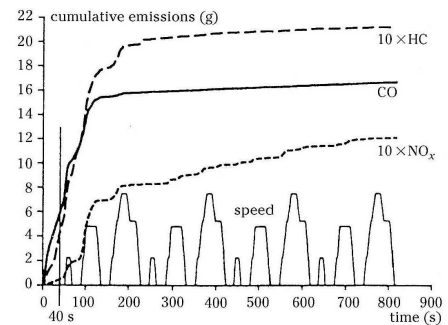
NMHC – Non-methane Hydrocarbons (total hydrocarbons less methane).

Lars Eriksson

28

September 2007

Emissioner under en europeisk körcykel



Enkel medelvärdesmodell: Light-off tid.

Lars Eriksson

30

September 2007

Tändningsreglering

Varför: Tända blandningen. Bra bränsleekonomi.

Vad: Ger en gnista i cylindern som startar förbränningen i rätt ögonblick.

Hur: Laddar upp kondensator eller spole och laddar ur den genom gnistgapet i tändstiftet.

Utmaningar: Bra bränsleekonomi i alla driftsfall. Hålla knack borta. Kalibrering $\longleftrightarrow$ Sluten loop reglering.

- Tändtidpunkt

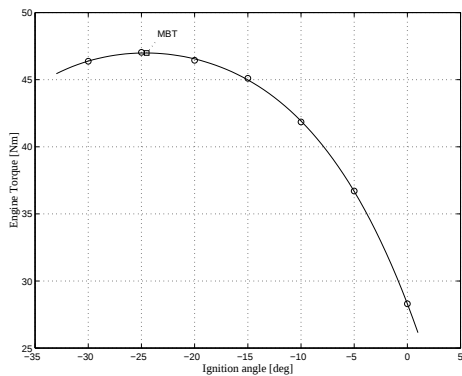
- Tändenergi

Lars Eriksson

32

September 2007

Bränsleförbrukning Moment, Tändningstidpunkt och MBT



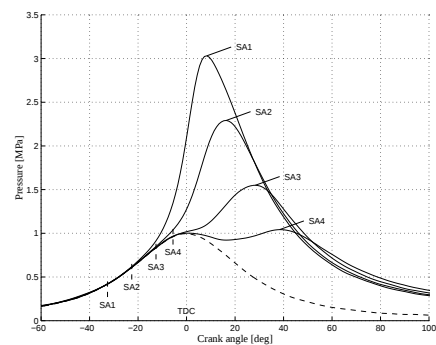
Lars Eriksson

33

September 2007

Tändningstidpunkt ↔ cylindertryck

Positionerar förbränningen relativt kolvrörelsen och styr pV-diagrammet

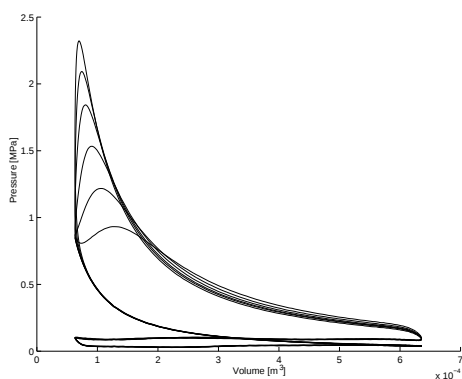


Lars Eriksson

34

September 2007

Tändningstidpunkt ↔ pV-diagram



Lars Eriksson

35

September 2007

Tändtidpunkt

Tändtidpunkten positionerar förbränningen relativt kolvrörelsen

PPP - Pressure Peak Position

$$x_b(\theta) = \frac{m_{burned}(\theta)}{m_{total}}$$

Mass fraction burned

MBT

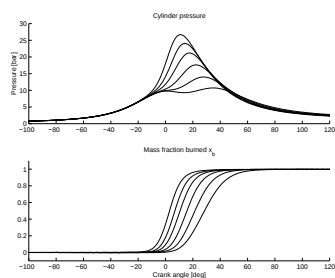
Lars Eriksson

36

September 2007

Tändningstidpunkt ↔ Cylindertryck och MFB

Sex cylindertryck i arbetspunkten 2000 rpm 50 Nm.



Var finns tändtidpunkten?

Var finns PPP och $x_b = 0.5$?

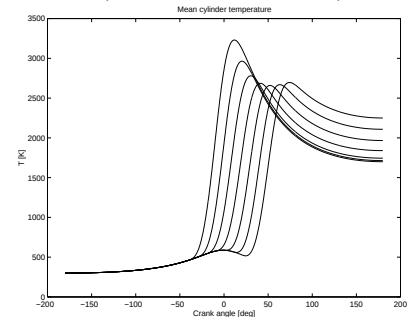
Lars Eriksson

37

September 2007

Tändtidpunktens betydelse för emissionerna

Medeltemperatur för olika tändtidpunkter.

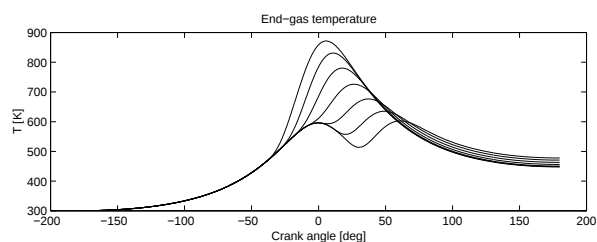
De höga maxtemperaturerna medför att mer NO_x bildas.

Lars Eriksson

38

September 2007

Knackrisk som funktion av tändtidpunkt



Ändgastemperaturen för olika tändtidpunkter. Senare tändtidpunkt ger lägre temperaturer.

Knackreglering

Lars Eriksson

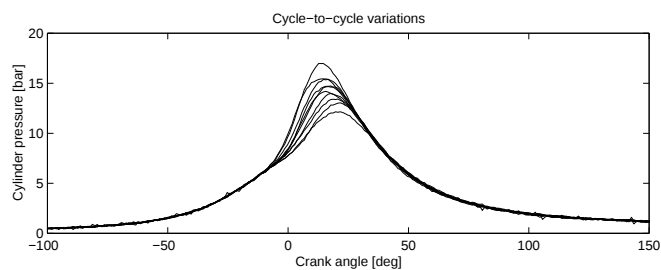
39

September 2007

Cykel till cykel variationer

Alla styrvariabler konstanta, lambda reglering urkopplad.

10 konsekutiva cykler



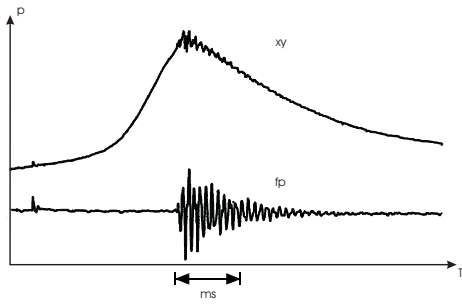
Lars Eriksson

40

September 2007

Knack detektering

Bandpassfiltrera signalen – Likrikta (eller kvadrera) – Integrera



Knack reglering

Knackreglering kompenserar för inverkan av parametervariationer.

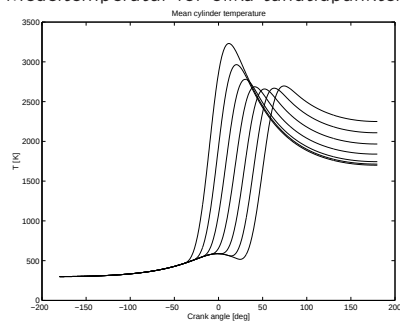
- Omgivningstemperatur
- Omgivningstryck vid olika höjder
- Oktantal för olika bränslen
- Motorernas tillverkningstolerans och åldring

Kompressionsförhållandet kan ökas med 1 enhet.

Bränsleförbrukningen reduceras med omkring 7 %. För turboladdade motorer är vinsterna större.

Tändtidpunktens betydelse för emissionerna

Medeltemperatur för olika tändtidpunkter.



De höga maxtemperaturerna medför att mer NO_x bildas.