**Kortfattat facit till Tentamen**
**TSFS 05 Fordonssystem**
**26 april, 2011, kl 8-12**

**Uppgift 1.** a) I punkt 1 har vi följande startförhållanden:

$$
\begin{aligned}
&p_1 = 80\ kPa \\
&T_1 = 80 + 273.15 && = 353.15\ K \\
&V_1 = V_d + V_c && = 0.38611 dm^3 \\
&(V_d = V_d/n_{cyl} && = 0.3450\ dm^3) \\
&(V_c = V_d/(r_c - 1) && = 0.038611\ dm^3
\end{aligned}
$$

Steg 1-2, isentropisk kompression:

$$
\begin{aligned}
&p_2 = p_1 r_c^{\gamma} && = 1790.0\ kPa \\
&T_2 = T_1 r_c^{\gamma-1} && = 790.60\ K \\
&V_2 = V_c && = 0.038611\ dm^3
\end{aligned}
$$

Steg 2-3a, isokor förbränning, 60% av bränslet:

$$
\begin{aligned}
&T_{3a} = T_2 + \frac{0.6 q_{LHV}(\gamma - 1)}{((A/F)_s + 1) R} && = 2796.6\ K \\
&p_{3a} = p_{2a} \frac{T_{3a}}{T_2} && = 6335.2\ kPa \\
&V_{3a} = V_c && = 0.038611\ dm^3
\end{aligned}
$$

Steg 3a-3b, isobar förbränning, 40% av bränslet:

$$
\begin{aligned}
&T_{3b} = T_2 + \frac{0.6 q_{LHV}(\gamma - 1)}{((A/F)_s + 1) \gamma R} && = 3787.2\ K \\
&p_{3b} = p_{3a} && = 6335.2\ kPa \\
&V_{b3} = V_{3a} \frac{T_{3b}}{T_{3a}} && = 0.052288\ dm^3
\end{aligned}
$$

Steg 3b-4, isentropisk expansion:

$$
\begin{aligned}
&p_4 = p_{3b} \left(\frac{V_{3b}}{V_4}\right)^{\gamma} && = 426.13\ kPa \\
&T_4 = T_4 \left(\frac{V_{3b}}{V_4}\right)^{\gamma-1} && = 1881.1\ K \\
&V_4 = V_d + V_c && = 0.38611 dm^3
\end{aligned}
$$

b) $T_4$ hade varit högre, eftersom dieselcykeln har lägre effektivitet d.v.s. en större del av bränslets energi hade lämmnat cylindern som värme i avgaserna.

**Uppgift 2.**
Golfens maxhastighet.

a) Fordonets maxhastighet skulle antas vid maxeffekten och villkoret fås genom att ställa upp effektbalans (eller kraftbalans) på hjulen. De effekter (krafter) som är inblandade är luftmotstånd, rullmotstånd samt effekten från motorn. Den ekvation som ska lösas blir:

$$P_{max}\eta_{dl} = \frac{1}{2}\rho_{air}\, A\, C_D\, v^3 + m\, g\, c_{r0}\, v$$

Denna tredjegradsekvation kan lösas tex. genom intervallhalvering eller plotta funktionen på räknaren, vilket ger $v_{max} = 229.6$ *km/h*.

b) Beräkna motorvarvtalet för respektive växel och den beräknade maxhastigheten från a-uppgiften:

$$N_{g,i} = \frac{v_{max}}{2\pi r_w} i_f i_{g,i}$$

Jämför med varvtalet vid effektmax, 6000 *rpm*. Närmast kommer man med växel 5 där man får $N_{g,4} = 6100$ *rpm*.

**Uppgift 3.**
Bränslepöl, standardmodellen med utvidgning.

a. Standardpölen, se boken.

b. Användning av standardpölen, se boken.

c. Den komponent som ändras i modellen är avdunstningshastigheten från pölen vilken gör att massflödet ut från pölen får följande utseende $\dot{m}_{fp,evap} = \frac{T_{cool}}{T_0}\frac{1}{\tau_{fp}} m_{fp}$. Notera att snabbare avdunstning vid högre temperatur ger kortare tidskonstant, alternativt lång tidskonstant har långsam avdunstning.

$$\dot{m}_{fp} = X\dot{m}_{fi} - \frac{1}{\tau_{fp}}\frac{T_{cool}}{T_0} m_{fp}$$

$$\dot{m}_{fc} = (1-X)\dot{m}_{fi} + \frac{1}{\tau_{fp}}\frac{T_{cool}}{T_0} m_{fp}$$

**Uppgift 4.**
Standard drivlina, med förlustmoment $M_{fr} = 0.04 M_{t,in}$ på ingående axel i växellådan.

a. Modellekvationerna

Motor:

$$J_e \dot{\omega}_e = M_e - M_{t,in}$$

Växel:

$$\begin{aligned} \omega_e &= i_g \omega_{t,out} \\ M_{t,in}(1-0.04)i_g &= M_{tout} \end{aligned}$$

Slutväxel:

$$\begin{aligned} \omega_{t,out} &= i_f \omega_f \\ M_{t,out} i_f &= M_{shaft} \end{aligned}$$

Drivaxel:

$$M_{shaft} = k(\theta_f - \theta_w) + c(\omega_f - \omega_w)$$

Hjul:

$$\begin{aligned} J_w \dot{\omega}_w &= M_{shaft} - F_w r_w \\ r_w \omega_w &= v \end{aligned}$$

Fordon:

$$m\dot{v} = F_w - \frac{1}{2}\rho c_d A v^2 - mgc_r$$

b. Följande tillstånd väljs: motorvarvtal, drivaxeluppvridning och fordonshastighet:

$$\begin{aligned} x_1 &= \omega_e \\ x_2 &= \theta_f - \theta_w = \frac{\theta_e}{i_g\, i_f} - \theta_w \\ x_3 &= \omega_w \end{aligned}$$

På tillståndsform blir detta

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{1}{J_e}\left(M_e - \frac{k}{0.96 i_g i_f} x_2 - \frac{c}{0.96 i_g i_f}\left(\frac{x_1}{i_g i_f} - x_3\right)\right) \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{i_g\, i_f} x_1 - x_3 \\ \dot{x}_3 &= \frac{1}{m\, r_w^2 + J_w}\left(k\, x_2 + \frac{c}{i_g i_f} x_1 - c\, x_3 - \frac{1}{2}\rho c_d A r_w^3 x_3^2 - r_w\, m\, g\, c_r\right) \end{aligned}$$

**Uppgift 5.**
Turbo och momentmodellen.

a) Utgå från definitionen av kompressoreffektivitet för att beräkna $T_{02}$. Givet i uppgiften och databladet är: $p_{01} = p_{amb}$, $p_{02} = p_{im} = 200\ kPa$ samt $T_{01} = T_{amb}$, vilket ger:

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \iff T_{02} = T_{01}\left(1 + \frac{1}{\eta_c}\left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)\right) = 366.58K$$

Kompressoreffekten och turbineffekten ges av:

$$P_c = \dot{m}_{ac}c_p(T_{02} - T_{01})$$
$$P_t = \frac{1}{\eta_m}P_c$$

Eftersom wastegaten är stängd så består turbinmassflödet av luftmassflödet och bränslemassflödet:

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{ac}\left(1 + \frac{1}{\lambda(A/F)_s}\right)$$

Givet $T_{03} = T_{em}$ från databladet beräknas $T_{04}$ enligt:

$$P_t = \dot{m}_{tot}c_p(T_{03} - T_{04}) \iff T_{04} = T_{03} - \frac{P_t}{\dot{m}_{tot}c_p} = 1079.7K$$

Därefter används definitionen av turbineffektivitet samt $p_{04} = p_t$ för att beräkna $p_{03}$ enligt:

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_{03}}{T_{04}}}{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \iff p_{03} = p_{04}\left(1 - \frac{1}{\eta_t}\left(1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}\right)\right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} = 161.1\ kPa$$

b) Utgå från momentekvationen:

$$M = \frac{W_{ig} - W_p - W_f}{2\pi n_r}$$

De tre bidragen, indikerat arbete, pumparbete och friktionsarbete ges av

$$W_p = V_D(p_{em} - p_{im})$$
$$W_f = V_D FMEP(N)$$
$$W_{ig} = m_f q_{LHV}\left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right)\eta_{ign}\eta_{ig,ch}$$

Det som behövs ovan är $p_{em} = p_{04}$ samt bränslemassan per cykel:

$$m_{fc} = \frac{\dot{m}_{fc}}{Nn_r} = \frac{\dot{m}_{ac}}{\lambda(A/F)_s Nn_r}$$

Tillsammans ger det motormomentet $M = 280.1\ Nm$.

c) Likt a-uppgiften beräknas $T_{02}$ efter den mekaniska kompressorn utifrån kompressoreffektiviteten vilket ger:

$$T_{02} = T_{01}\left(1 + \frac{1}{\eta_{mc}}\left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)\right)$$

där $p_{02} = p_{im}$, $p_{01} = p_{amb}$ och $T_{01} = T_{amb}$. Luftmassan per cykel ges av:

$$m_{ac} = \frac{\eta_{vol} V_D p_{im}}{RT_{im}}$$

Därefter kan man ställa upp uttrycket för kompressorarbetet per cykel:

$$W_{cm} = m_{ac}c_p(T_{02} - T_{01}) = \frac{\eta_{vol}\, V_D\, c_p\, T_{amb}}{R\, T_{im}\, \eta_{mc}} \cdot p_{im} \cdot \left(\left(\frac{p_{im}}{p_{amb}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

vilket är en funktion av $p_{im}$ med alla övriga storheter kända.

d) I momentekvationen tillkommer nu arbetet att driva kompressorn:

$$M = \frac{W_{ig} - W_p - W_f - W_{cm}}{2\pi n_r}$$

De tre övriga bidragen ges nedan som tidigare, med skillnaden att $p_{em} = p_t$ i pumparbetet då turbinen ej används.

$$\begin{aligned} W_p &= V_D(p_t - p_{im}) \\ W_f &= V_D FMEP(N) \\ W_{ig} &= m_f q_{LHV}\left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right)\eta_{ign}\eta_{ig,ch} \end{aligned}$$

där $m_f = \frac{m_{ac}}{\lambda(A/F)_s}$ med $m_{ac}$ från c-uppgiften. Detta ger en funktion $M(p_{im})$ där alla övriga storheter är kända och som ska sättas lika momentet från b-uppgiften. Detta kan löses på många sätt t.ex. genom plotta i miniräknare, intervallhalvering, eller fixpunktsiteration, vilket ger $\underline{p_{im} = 211\ kPa}$.

Motoreffektiviteten ges av

$$\frac{W_{in}}{W_{ut}} = \frac{m_f q_{LHV}}{2\pi n_r M} = \frac{\eta_{vol} V_D p_{im} q_{LHV}}{RT_i \lambda(A/F)_s 2\pi n_r M}$$

där det som skiljer de två fallen är insugstrycket $p_{im}$. Man får motoreffektiviteterna $\underline{\eta_{m,turbo} = 0.411}$, $\underline{\eta_{m,kompressor} = 0.390}$ samt skillnaden i effektivitet $\underline{\eta_{diff} = \eta_{m,turbo} - \eta_{m,kompressor} = 0.021}$.

**Uppgift 6.**

Kunskapsuppgifter: Se boken för svaren på kunskapsuppgifterna.