

Teknisk dokumentation

Estimering och övervakning av avgasmottryck i en dieselmotor

Version 1.0

Dokumentansvarig: Gustav Hedlund
Datum: 16 maj 2008



Status

Granskad		
Godkänd		

Kursnamn: Reglerteknisk projektkurs
Projektgrupp: Scania-gruppen
Kurskod: TSRT71
Projekt: Avgasmottryck i en dieselmotor

Dokumentansvarig: Gustav Hedlund
Dokumentansvariges E-mail: gushe376@student.liu.se
Dokument: Teknisk dokumentation.pdf

Projektidentitet

Hemsida:

Beställare: Erik Frisk, Linköping Universitet
Telefon: 013 285714 , **E-mail:** frisk@isy.liu.se

Kund: Lars Eriksson, Scania CV AB
Telefon: 08 55351497 , **E-mail:** lars_x.eriksson@scania.com

Kursansvarig: Daniel Axehill, Linköping Universitet
Telefon: 013 284042 , **E-mail:** daniel@isy.liu.se

Projektledare: Johan Winberg

Handledare: Carl Svärd, Scania CV AB
Telefon: 08 55352384 , **E-mail:** carl.svard@scania.com

Gruppdeltagare

Namn	Ansvarsområde	Telefon	E-mail (@student.liu.se)
Hanna Amlinger	Testansvarig (TA)	073 6100790	hanam201
Kim Andersson		070 4050131	kiman276
Christoffer Bergström	Designansvarig (DA)	070 2757633	chrbe637
Gustav Hedlund	Dokumentansvarig (DOK)	070 2958033	gushe376
Gunnar Höckerdal		070 5633791	gunha689
Peter Nowén	Presentationsansvarig (PR)	070 7343913	petno711
Johan Winberg	Projektledare (PL)	070 2512970	johwi857

Dokumenthistorik

Version	Datum	Utförda förändringar	Utförda av	Granskad
1.0	2008-05-16	Godkänd	GHe, Jw	GHö
0.2	2008-05-15	Andra utkast	GHe, JW	GHö
0.1	2008-04-08	Första utkast	CB, GHe, GHö, KA	

Kursnamn: Reglerteknisk projektkurs
Projektgrupp: Scania-gruppen
Kurskod: TSRT71
Projekt: Avgasmottryck i en dieselmotor

Dokumentansvarig: Gustav Hedlund
Dokumentansvariges E-mail: gushe376@student.liu.se
Dokument: Teknisk dokumentation.pdf

Innehåll

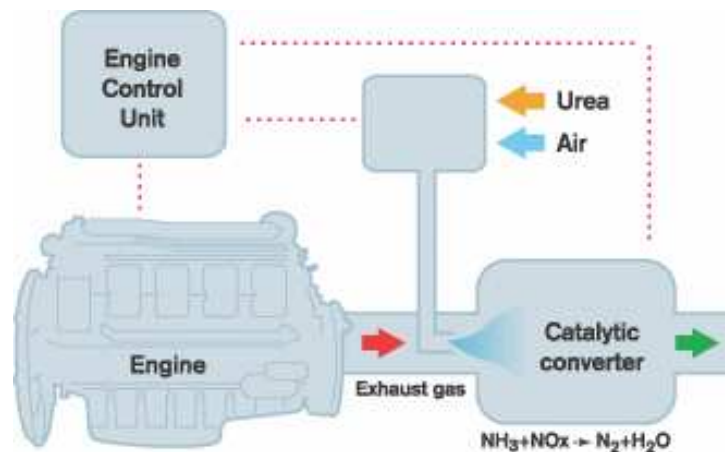
1 Inledning	1
2 Systemöversikt	2
3 Modellering	4
3.1 Modellering av p_{im}	4
3.1.1 Kommentar om modellen	5
3.2 Modellering av p_{es} och T_{es}	5
3.2.1 Cylindermodell	5
3.2.2 Avgassystem	6
4 Nödvändiga sensorer	7
5 Implementering	8
6 Estimator	9
6.1 Beslutsalgoritm	9
6.1.1 CUSUM-test	9
6.2 Implementering av beslutsvariabel	10
6.2.1 Utvärdering av beslutsvariabeln	10
6.3 Skattning av avvikelse	14
6.3.1 RLS-skattning	14
6.3.2 Utvärdering av skattningen	15
7 Alternativa modeller	18
7.1 Cylinder	18
7.2 Kompressor	19
7.2.1 Alternativ 1	19
7.2.2 Alternativ 2	19
7.3 Turbin	20
7.4 Samband mellan p_{im} och p_{es}	20
8 Alternativt förslag till estimator design	22
8.1 Struktur	22
9 Notation	25



1 Inledning

Lagar och förordningar ställer ständigt allt högre krav på lastbilstillverkarna vad gäller minskade emissioner av giftiga ämnen, såsom kolväten, koloxid och kväveoxider. En metod för att rena avgaserna från kväveoxider (NO_x) är SCR, Selective Catalytic Reduction. Detta innebär att en ammoniakbaserad lösning, AdBlue, injiceras i avgaserna för att åstadkomma en kemisk reaktion som förbränner kväveoxiderna till produkterna kvävgas och vattenånga.

Det här arbetet syftar till att diagnostisera SCR-systemet så att problem kan upptäckas. För detta är bl.a. avgasmottrycket en viktig variabel. Avgasmottrycket mäter man inte eftersom det är dyrt och svårt att sätta in en sensor som mäter det bra. En del av arbetet går därmed ut på att estimeras detta med hjälp av befintliga sensorer och modeller.



Figur 1: Översikt av systemet.



2 Systemöversikt

Systemet består av en modell över Scantias dieselmotor DC1215 samt en estimator. Modellen utnyttjar fysikaliska relationer, mappar och gray-box delmodeller och ska endast beskriva de delar av motorn som är relevanta för uppgiften. Modellen består av en rad delmodeller som framgår av kapitel 3. I vissa delmodeller ingår okända parametrar som måste bestämmas med hjälp av mätdata.

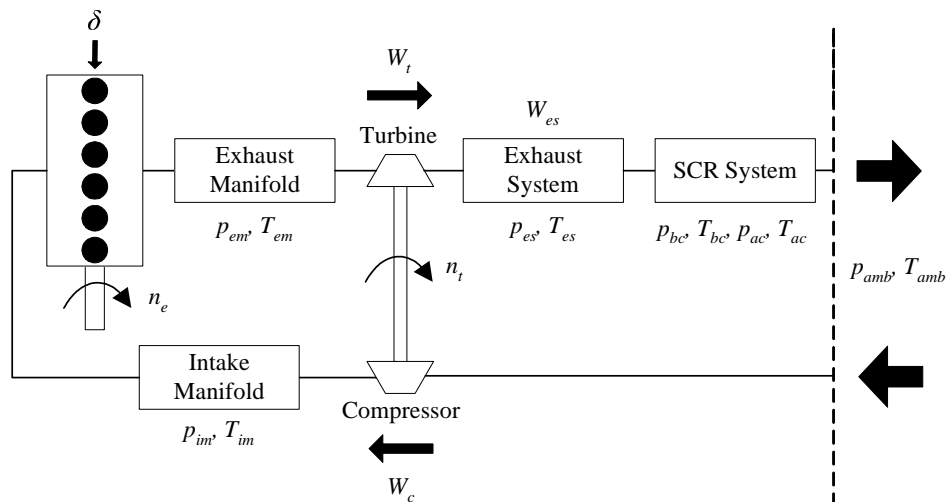
I kommersiella motorer finns det sensorer för följande storheter:

- Insugstemperatur, T_{im} [°C]
- Insugstryck, p_{im} [Pa]
- Varvtal, n_e [rpm]
- Temperatur innan katalysator, T_{bc} [K]
- Omgivningens temperatur, T_{amb} [°C]
- Omgivningens tryck, p_{amb} [Pa]

Utöver dessa finns från styrenheten följande signaler beräknade:

- Insprutad bränslemängd, δ [mg/slag]
- Motormoment, M_e [Nm]
- Normerad last, L_e [% av maxlast]

Det innebär alltså att det är med dessa signaler som uppgiften ska lösas.



Figur 2: Blockschemat över Scania dieselmotor med markerade storheter.

För utvecklingsarbetet finns ytterligare ett antal mätsignaler givna. Dessa data kommer från motorer i testceller med andra möjligheter för mätningar än motorerna i lastbilar på vägarna. Förutom ovan nämnda storheter finns då även sensorer för följande storheter:

- Avgastemperatur, T_{es} [°C]



- Avgasmottryck, p_{es} [mbar]
- Avgasflöde, W_{es} [kg/h]
- Temperatur innan katalysator, T_{bc} [K]
- Temperatur efter katalysator, T_{ac} [°C]

Mätningar av dessa storheter kan t.ex. användas för validering av framtagen modell och estimator under utvecklingsfasen.



3 Modellering

I det här kapitlet modelleras de för ändamålet nödvändiga delarna av en Scania dieselmotor. Modellen är för en turboladdad sexcylindrig 11,7 liters dieselmotor utan avgasbroms. Den har utvecklats genom att kombinera delmodeller från tidigare examensarbeten och licenciat som gjorts på liknande motorer, se [6] - [7], [3], [9] samt [10]. Allt för att få modellen anpassad till de insignaler som finns tillgängliga från sensorer i kommersiella fordon.

Modelleringen syftar till att beskriva hur en felfri motor reagerar på givna indata. Det innebär att modellens utsignaler kommer att skilja sig från de verkliga utsignalerna på en motor som inte beter sig som önskat.

I huvudsak två delmodeller konstrueras. Den första tar varvtal, n_e , omgivningstryck, p_{amb} , insugstemperatur, T_{im} , samt normerad last, L_e , som insignaler och ger insugstryck, p_{im} , som utsignal. Den andra modellen modellerar systemet med insugstryck, p_{im} , insugstemperatur, T_{im} , motorvarvtal, n_e , insprutad bränslemängd, δ , samt normerad last, L_e , som insignaler och avgasmottryck, p_{es} , samt avgastemperatur, T_{es} , som utsignaler. På detta sätt fås två residualer som är kandidater till att detektera förändrade förhållanden i SCR-systemet: skillnaden mellan uppmätt och beräknad temperatur före katalysator, T_{bc} ($T_{bc} \approx T_{es}$) respektive insugstryck, p_{im} .

3.1 Modellering av p_{im}

Delmodellens in- och utsignalsamband ges nedan.

Insignaler:

- varvtal, n_e ,
- omgivningstryck, p_{amb} ,
- insugstemperatur, T_{im} ,
- normerad last, L_e .

Utsignaler:

- insugstryck, p_{im} .

Insugstrycket fås ur

$$\dot{p}_{im} = \begin{cases} \frac{R_i T_{im}}{V_{im}} (W_{cmp} - W_{engin}) & \text{om } L_e > 8 \text{ och } n_e > 600 \\ 0 & \text{annars.} \end{cases} \quad (3.1)$$

Flödet genom kompressorn, W_{cmp} , ges av mappen

$$W_{cmp} = f_{W_{cmp}}(n_e, L_e). \quad (3.2)$$

För att motverka oönskade numeriska problem som kan uppstå när mappen över kompressorflödet extrapoleras, uppdateras p_{im} endast för laster $> 8\%$ och varvtal > 600 rpm.

Vidare ges flödet in i motorn, W_{engin} , av

$$W_{engin} = \eta_{vol} \frac{V_d n_e p_{im}}{2RT_{im}}, \quad (3.3)$$



där fyllnadsgraden, η_{vol} , modelleras enligt

$$\eta_{vol} = c_0 + c_1\sqrt{p_{im}} + c_2\sqrt{n_e}, \quad (3.4)$$

För parameterbestämning utnyttjas ett antal stationära mätningar av p_{im} och n_e där även η_{vol} finns framtaget för varje arbetspunkt. Utifrån detta görs en minstakvadratanpassning av de tre parametrarna. Det visade sig dock att det fanns en viss variation i "konstanterna", särskilt när lasten bli lägre. Därför skapades istället en mapp som utifrån lasten tar fram parametrarna

$$(c_0, c_1, c_2) = f_{\eta_{vol}}(L_e). \quad (3.5)$$

3.1.1 Kommentar om modellen

Efter tester har det visat sig att modellen fungerar bra vid omgivningstemperaturer i närheten av de temperaturer som gäller i testcell. För temperaturer långt ifrån denna temperatur ökar modellfelen så mycket att modellen skulle behöva modifieras för att få en tillfredsställande överensstämmelse. Vid sådana omgivningstemperaturer kan insugstemperaturen fortfarande modelleras som lika med omgivningstemperaturen med bra resultat.

3.2 Modellering av p_{es} och T_{es}

Den andra delmodellens in- och utsignalsamband ges nedan.

Insignaler:

- insugstryck, p_{im} ,
- motorvarvtal, n_e ,
- insugstemperatur, T_{im} ,
- insprutad bränslemängd, δ ,
- normerad last, L_e .

Utsignaler:

- avgasmottryck, p_{es} ,
- avgastemperatur, T_{es} .

3.2.1 Cylindermodell

För att få en enkel modell beskrivs cylindrarnas funktion med två mappar som utifrån motorvarvtal, n_e , och last, L_e , returnerar p_{em} och T_{em} ,

$$p_{em} = f_{p_{em}}(n_e, L_e), \quad (3.6)$$

$$T_{em} = f_{T_{em}}(n_e, L_e). \quad (3.7)$$

Vidare ges flödet ut ur cylindrarna av

$$W_{eng_{out}} = W_{eng_{in}} + W_{fuel}, \quad (3.8)$$

där flödet in i motorn, $W_{eng_{in}}$, ges av ekvation 3.3 och bränsleflödet, W_{fuel} , ges av

$$W_{fuel} = \frac{\delta n_e n_{cyl}}{120}. \quad (3.9)$$



3.2.2 Avgassystem

Det går nu att, givet p_{em} och T_{em} , använda följande relationer för att få fram p_{es} och T_{es} . Avgassystemet modelleras som en kvadratisk restriktion

$$W_{es}^2 = \frac{p_{es}}{k_{es} R_e T_{es}} (p_{es} - p_{amb}), \quad (3.10)$$

där k_{es} är avgassystemets restriktionskonstant. Ur ekvation (3.10) kan p_{es} lösas ut och beräknas. Approximationen $W_{es} = W_{engout}$ har då gjorts, vilket stämmer vid stationaritets. Parametern k_{es} approximeras utifrån mätdata från en felfri motor.

Temperaturen, T_{es} , modelleras enligt

$$T_{es} = T_{es}(T_{em}, p_{em}, p_{es}, \eta_t) = (1 + \eta_t (\Pi_t^{\frac{1-\gamma_{exh}}{\gamma_{exh}}} - 1)) T_{em}. \quad (3.11)$$

Där Π_t avser tryckförhållandet för tryck efter och före turbinen,

$$\Pi_t = \frac{p_{em}}{p_{es}}, \quad (3.12)$$

och turbinens verkningsgrad, η_t , ges av en turbinmapp,

$$\eta_t = f_{\eta_t}(\Pi_t, n_t), \quad (3.13)$$

där n_t är turbinens varvtal. Då turbinaxeln som sammanbinder kompressor och turbin antas vara stel kommer turbinens varvtal vara lika med kompressorns varvtal.

$$n_t = n_c. \quad (3.14)$$

Kompressorns varvtal, n_c , beskrivs av en mapp

$$n_c = f_c(n_e, L_e). \quad (3.15)$$

De olinjära stationära ekvationerna ovan löses numeriskt så att p_{es} och T_{es} bestäms genom fixpunktsiteration vid varje tidssteg. Det räcker med en iteration för att få god noggrannhet.

Den temperaturmätning som görs i kommersiella motorer visar på sensordynamik hos temperaturgivaren. Denna dynamik modelleras som ett första ordningens system:

$$\dot{T}_{es,measured} = \tau_{sens}(T_{es} - T_{es,measured}) \quad (3.16)$$



4 Nödvändiga sensorer

Det primära målet med projektet är att detektera fel i avgassystemet. Därav namnet "Estimering och övervakning av avgasmottrycket i en dieselmotor". Det finns också ett annat viktigt mål att ta hänsyn till och det berör implementerbarheten. Ju mindre komplexitet lösningen innehåller, desto större möjligheter att faktiskt implementera lösningen i lastbil. Därför är ett mål att hålla ner antalet ekvationer och i förlängningen antalet nödvändiga sensorer.

Under arbetets gång har det upptäckts att förändringar som syns i avgasmottrycket även kan detekteras i insugstrycket, vilket radikalt förenklar lösningen. Modelleringen av insugstrycket är betydligt mindre komplex och de svårigheter som finns med modelleringen av avgasmottrycket undviks. Modellen av insugstrycket ovan ger en mycket bättre skattning i det felfria fallet än vad modellerna för avgasmottryck och avgastemperaturen gör, vilket studeras närmare i testprotokollet.

Även om modelleringsarbetet slutade med en enkel modell så har arbetet fram till den insikten varit omfattande. Många modeller har förkastats på vägen. I designspecifikationen, som skrevs under arbetets uppstart, återfinns ytterligare ett alternativ till residual. Modellering fram till avgasmottrycket resulterade även i en modell av avgastemperaturen. Genom att approximera likhet mellan avgastemperaturen och temperaturen innan katalysator hade en residual kunnat bildas på samma sätt som ovan eftersom det finns en sensor som mäter den.

Temperatursensorerna är dock inte särskilt precisa och de uppvisar dynamik. Detta i sig hade inte varit ett problem om temperaturen uppvisat en större skillnad mellan det felfria fallet och när ett fel har uppstått. Den skillnaden syns tydligare i trycket vilket innebär att trycksensorerna inte behöver vara särskilt precisa. En residual bildat med temperaturskillnad fungerar därför sämre än den bildad på insugstrycket, även om den avsedda temperatursensorn är fysiskt närmre avgassystemet.

Att enbart betrakta residualen av insugstrycket resulterar i att följande sensorer och beräknade värden är nödvändiga för projektet:

Sensorer

- varvtal, n_e ,
- omgivningstryck, p_{amb} ,
- insugstemperatur, T_{im} .

Förutom dessa sensorer används även den beräknade lasten

- normerad last, L_e .

För detektion används även det mätta insugstrycket

- insugstryck, p_{im} .



5 Implementering

Samtliga modeller har implementerats och utvärderats i Simulink-miljö. Modellen har byggts upp och sedan diskretiserats för att efterlikna verkliga förhållanden. Diskretiseringsmetod har varit Euler framåt.

Hur själva modellen har byggts upp i Simulink-miljön och vilka olika delmodeller och data som behövs för att använda den beskrivs närmare i dokumentet användarhandledning (se [1]).



6 Estimator

Modellen ovan ger en skattning av insugstrycket i det felfria fallet. För att få en bättre skattning av insugstrycket skulle någon typ av tillståndsskattning kunna tillämpas. En vanlig metod i det olinjära fallet är Extended Kalman Filter (EKF). I det här projektet, där detektion av fel är det primära målet, är dock en sådan lösning inte intressant. Återkoppling skulle isåfall ske med en mätt signal som är påverkad av ett eventuellt fel, vilket gör att skattningen av insugstrycket kommer att efterlikna det verkliga insugstrycket både vid fel och utan fel. Syftet med residualen är att den ska bli stor då fel har uppstått och om återkoppling används så blir den istället mindre än när återkoppling inte används. Av denna anledning används därför modellen som estimator.

6.1 Beslutsalgoritm

Estimatoren ger ett insugstryck som i sin tur ska ligga till grund för en diagnos. Eftersom det intressanta förloppet är mycket långsamt, storleksordningen timmar eller dagar, så behöver inte snabba variationer i det skattade trycket betyda något särskilt.

För att göra diagnosen kan någon av följande algoritmer, som beskrivs i [5], användas

- residualbaserat,
- likelihoodbaserat,
- CUSUM-test.

CUSUM-test är enkelt att applicera och implementera då det inte kräver lika stor kunskap om olika sannolikhetsfördelningar som ett likelihoodbaserat test gör. I det här projektet används därför ett CUSUM-test på en residual bildad utifrån mätt insugstryck och modellerat dylikt.

6.1.1 CUSUM-test

CUSUM-testet fungerar enligt nedanstående formler, där g_t avser den kumulativa summa som, om den överstiger ett visst tröskelvärde, larmar om att ett fel uppstått. Vidare avser s_t den aktuella residualen.

$$g_t = g_{t-1} + s_t - \nu \quad (6.1)$$

$$g_t = 0, \hat{k} = t \text{ om } g_t < 0 \quad (6.2)$$

$$g_t = 0, t_a = t \text{ och larm om } g_t > h > 0 \quad (6.3)$$

Designparametrarna är

- ν som sätts till det största värdet på värdet som i normala fall ska accepteras, med andra ord modellfelet. För att undvika falsklarm kan den även ökas på mer.
- Gränsvärdet, h , som kan trimmas in för att ge en tidsgräns för hur länge residualen får vara för stor innan det larmar.

Utsignaler från standardformen av testet är

- tiden för larmet, t_a ,
- uppskattad tid för förändring i systemet, \hat{k} ,



- larm.

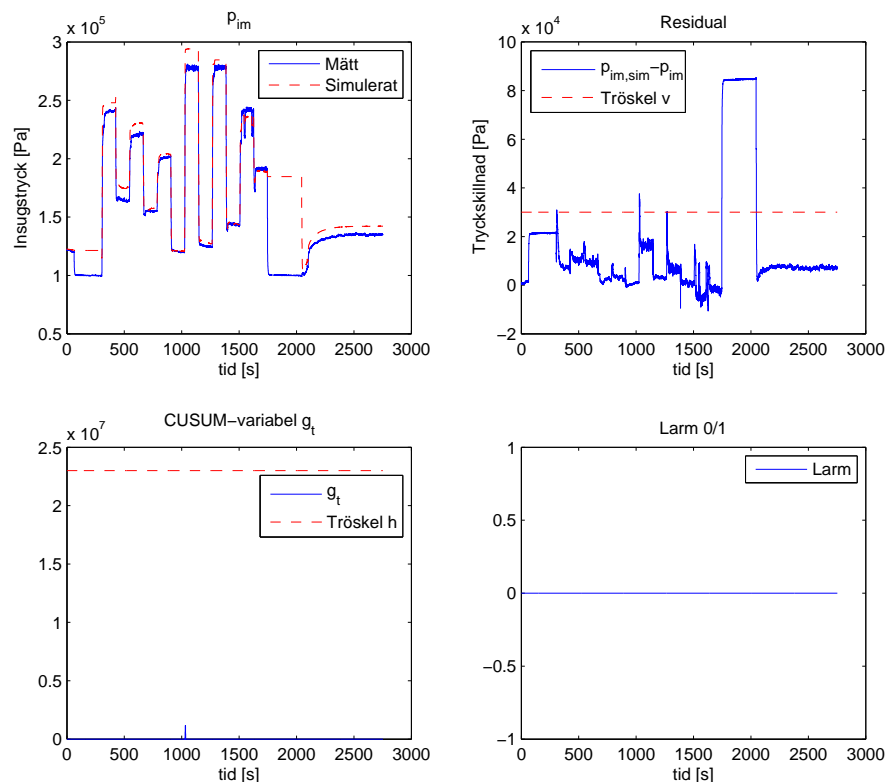
För implementeringen är båda de två första ut signaler överflödiga eftersom det bara är intressant att se när något är fel och inte att ha någon statistik på det. De lämnas här kvar i formeln för att den ska vara allmän och för att de kan vara till nytta vid framförallt utvärdering av beslutsvariabeln.

6.2 Implementering av beslutsvariabel

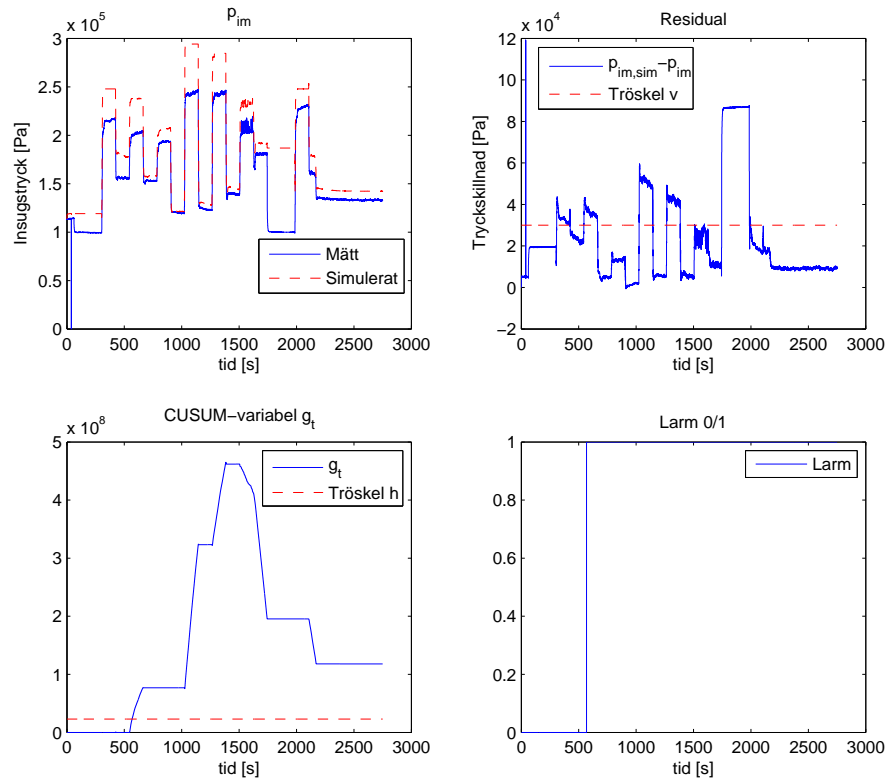
Utifrån mätningen av p_{im} och modellens beräkning \hat{p}_{im} bildas residualen $\hat{p}_{im} - p_{im}$. Sedan används ett CUSUM-test på residualen enligt sektion 6.1.1, dock med några restriktioner på arbetspunkt. Tröskeln sätts så att fel kan detekteras samtidigt som antalet falsklarm minimeras (se [2]).

6.2.1 Utvärdering av beslutsvariabeln

Beslutsvariabeln har utvärderats dels för tre olika testkörningar av den aktuella motorn i motorcell som vi fått tillgång till, samt men för data från lastbilar på väg. De första två av testkörningarna i motorcell har gjorts enligt en förutbestämd körcykel (ESC) för en felfri motor respektive en motor med fel. Den tredje är en simulerad väggörning med en felfri motor.



Figur 3: Testfall A, felfritt ESC-data



Figur 4: Testfall B, ESC-data med fel

I figurerna 3 och 4 (i de övre högra bilderna) ses vad som händer med skattningen i lågflödespunkter på grund av den vilkorliga integrationen beskriven i sektion 3.1. Skattningsfelet i dessa fall kan bli väldigt stor. Detta kan kompenseras genom att bortse från sådana arbetspunkter i CUSUM-testet, som då får utseendet:

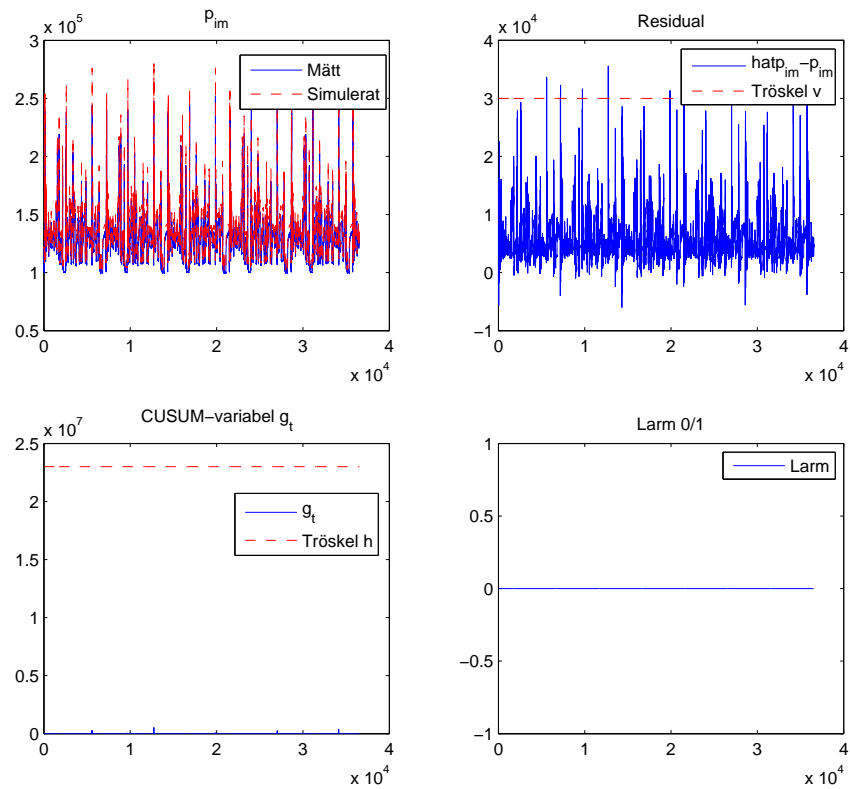
$$g_t = g_{t-1} + s_t - \nu \quad (6.4)$$

$$g_t = 0, \hat{k} = t \text{ om } g_t < 0 \quad (6.5)$$

$$g_t = g_{t-1} \text{ utanför specificerat arbetsområde.} \quad (6.6)$$

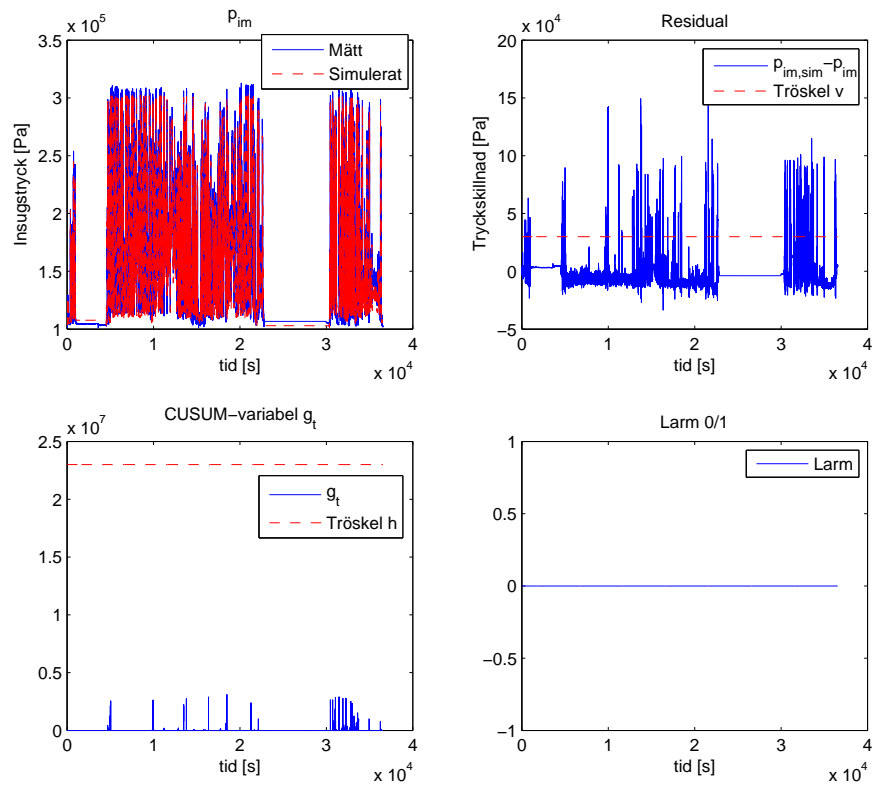
Ekvation (6.4) har ytterligare en förändring gjorts jämfört med ekvation (6.1). Den kumulativa summan nollställs inte vid larm eftersom det här är mer fördelaktigt om det larmar tills dess att felet har åtgärdats.

Det är tydligt i figur 4 att systemet larmar med en motor med fel och i figur 3 att det inte larmar med den felfria motorn.



Figur 5: Testfall C, 18295056A, simulerat felritt vägdata

I figur 5 ses att testet inte falsklarmar vid väglik körning. Det är dessutom väldigt god marginal till larmgränsen. Däremot kan man utläsa att modellen inte är riktigt lika bra i transienter som i stationära tillstånd eftersom vi får spikar i residualen när variationerna i insignaler är snabba.



Figur 6: Vägkörning med lastbil Sven

Figur 6 visar test av CUSUM-algoritmen för en felri lastbil som gått på väg. Trots att detta är en mätserie ihopklippad av flera mätserier med ganska stora diskontinuiteter (främst i temperatur) i skarvarna klarar sig algoritmen bra och ger inga falsklarm. Dessutom har denna körning en för modellen väl låg temperatur i de flesta punkter, runt 18°C , men testet klarar sig trots det bra.

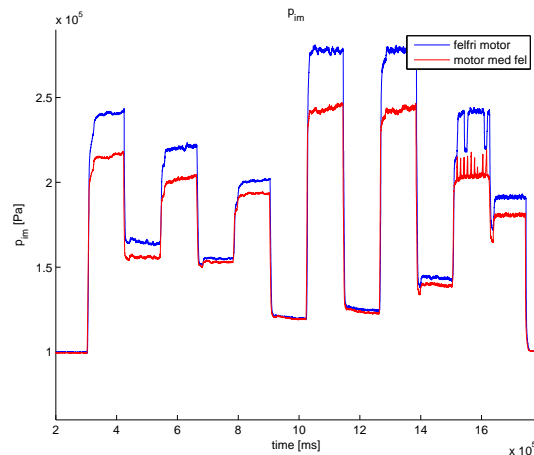


6.3 Skattning av avvikelse

För att detektera om trycket avviker från det normala används ett CUSUM-test med residualen baserad på mätningen och skattningen av insugstrycket. Det ger larm om trycket avviker från det normala. Det säger dock i sig självt ingenting om hur mycket det avviker från det felfria tillståndet.

6.3.1 RLS-skattning

I figur 7 går det att se att tryckresidualen ökar med ökat tryck. Detta motiverar ansatsen i ekvation (6.7).



Figur 7: Insugstryck för felfri motor och motor med fel.

$$r(t) = \theta\psi(t) \quad (6.7)$$

Där $r(t)$ är tryckresidualen, θ är en parameter som beskriver felgraden i motorn och $\psi(t) = p_{im_{mod}}(t)$ är det skattade insugstrycket i en felfri motor.

Modellen blir då

$$\dot{\psi} = f(\psi, u) \quad (6.8)$$

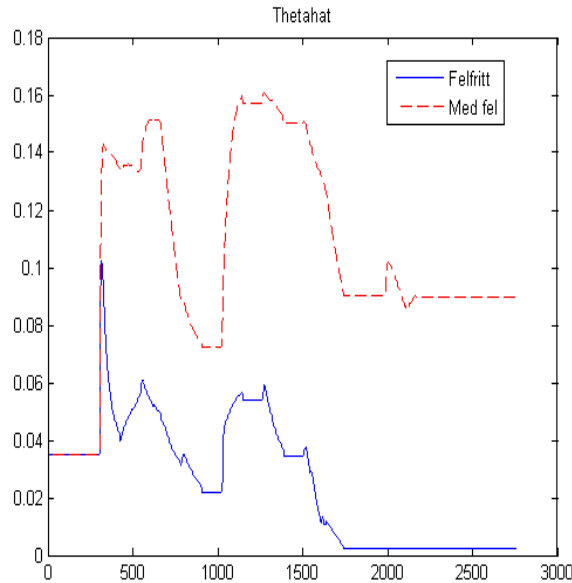
$$y = p_{im_{meas}} = \psi + \theta\psi, \quad (6.9)$$

där $p_{im_{meas}}$ är det mätta insugstrycket.

En online-skattning utav graden av avvikelse, $\hat{\theta}$, skattas med en RLS-algoritm med glömskefaktor, definierad nedan (se [4])

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + K(t)[y(t) - \psi^T \hat{\theta}(t-1)] \quad (6.10)$$

$$K(t) = P(t)\psi(t) \quad (6.11)$$



Figur 8: RLS-skattning, ESC-data. Notera att RLS-skattningen av felparametern uppdateras ganska snabbt.

$$P(t) = [P(t-1) - \frac{P(t-1)\psi(t)\psi^T(t)P(t-1)}{\lambda + \psi^T(t)P(t-1)\psi(t)}] / \lambda \quad (6.12)$$

Den enda designparametern här är glömskefaktorn λ , som anger i vilken grad äldre sampel påverkar parameterskattningen. Mätningar som är äldre än $1/(1-\lambda)$ har en vikt som är mindre än $1/3$ av den senaste mätningens vikt, så att exempelvis en glömskefaktor $\lambda = 0.98$ kommer ihåg ca 50 gamla sampel.

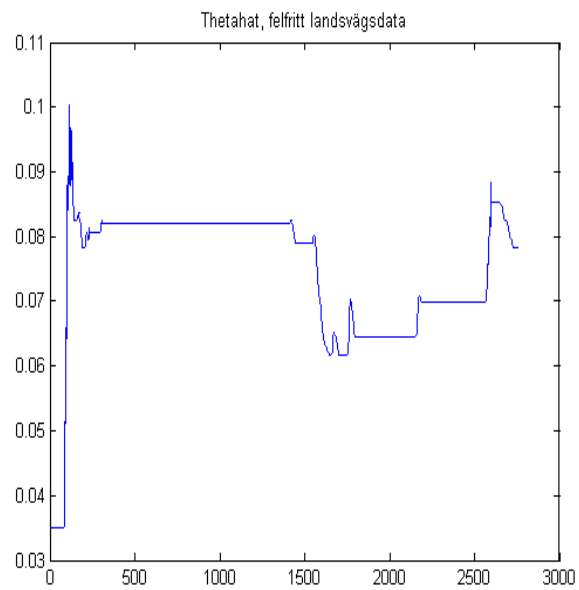
I modellen har mätbrus ignorerats eftersom det är mycket mindre än andra modellfel.

6.3.2 Utvärdering av skattningen

Eftersom det modellerade insugstrycket är sämre för låga laster läggs vid implementering in en restriktion som gör att $\hat{\theta}$ inte uppdateras om lasten understiger 40 procent.

Med ett $\lambda = 0.9999$ ges i figur 8 resultat för parameterskattningen gjort på ESC-data, och i figur 9 för simulerad vägkörning av felfri motor i motorcell. För ESC-datat har vi approximativt $\hat{\theta}_{fel} / \hat{\theta}_{felfritt} \approx 3.8$. Parameterskattningen vid den simulerade vägkörningen är högre än ESC-simuleringen med felfri motor, men klart lägre än ESC-simuleringen med motor med fel.

I dessa fall är samplingsfrekvensen $f_s = 100\text{Hz}$. Förloppen är såpass långsamma att datasekvensen skulle kunna nedsamplas och en lägre glömskefaktor användas. Hur stor nedsampling som skulle kunna göras har inte undersökts, men rimligen skulle samplingstiden kunna väljas till ett tal av storleksordningen en sekund.



Figur 9: RLS-skattning, simulerad landsvägskörning.



Från figuren kan slutsatsen dras att beskrivningen av residualen ovan, som en konstant θ gånger insugstrycket, inte är helt korrekt. Den har ett dynamiskt uppträdande. Tester på andra beskrivningar av residualen, utifrån exempelvis last, ger dock inte ett bättre resultat. Trots det dynamiska uppträdandet syns det en tydlig skillnad i nivå mellan felfritt data och från data med fel. Eftersom beslutet görs på residualen och inte på avvikelsskattningen borde det främst vara av intresse att använda skattningen för att få en uppfattning om graden av avvikelse när det väl larmar.



7 Alternativa modeller

I det här kapitlet presenteras några av de idéer som utforskats, men inte visat sig användbara. Syftet är således att upplysa den läsare som själv tänkt fortsätta med det arbete vi utfört om problem som kan uppstå. Likaså kan beskrivningen nedan visa på utvecklingsmöjligheter för den användare som tror sig ha en lösning på de problem som satt käppar i hjulen för oss.

7.1 Cylinder

Till att börja med skapades en fysikalisk modell över cylindern med hjälp av de matematiska uttryck som följer nedan. T_{em} modelleras under antagandet att vi har en ideal Ottocykel (konstant volym). För Ottocykeln kan man härleda att avgastemperaturen är

$$T_{em} = T_1 \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \left(1 + \frac{q_{in}}{c_v T_1 r_c^{\gamma_e - 1}} \right)^{\frac{1}{\gamma_e}}. \quad (7.1)$$

där q_{in} är det specifika energiinnehållet i laddningen per massenhet och T_1 är temperaturen efter insug. Dessa båda kan beräknas enligt formlerna nedan:

$$q_{in} = \frac{W_{fuel} q_{HV}}{W_{eng_{in}} + W_{fuel}} (1 - x_r), \quad (7.2)$$

$$W_{fuel} = \frac{\delta n_e n_{cyl}}{120}, \quad (7.3)$$

$$T_1 = x_r T_{em} + (1 - x_r) T_{im}. \quad (7.4)$$

x_r är residualgasandelen, det vill säga den gas som blir kvar i cylindrarna mellan cyklerna, och kan uttryckas som

$$x_r = \frac{1}{r_c} \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{1}{\gamma_e}} \left(1 + \frac{q_{in}}{c_v T_1 r_c^{\gamma_e - 1}} \right)^{-\frac{1}{\gamma_e}}. \quad (7.5)$$

Slutligen beskrivs dynamiken i tryckupbyggnaden i grenröret av

$$\dot{p}_{em} = \frac{R_e T_{em}}{V_{em}} (W_{eng_{out}} - W_t), \quad (7.6)$$

$$W_{eng_{out}} = W_{eng_{in}} + W_{fuel}. \quad (7.7)$$

Eftersom ekvationerna (7.2) - (7.5) beror av varandra blir de svåra att lösa analytiskt, och en numerisk lösare är att föredra. Denna fysikaliska cylindermodell är dock så pass komplicerad, förmodligen mer komplex än problemet kräver, så beslutet att istället skapa en mapp för cylindern togs.

Om T_{em} och p_{em} tas fram ur en sådan mapp kan T_{es} och framför allt p_{es} tas fram ur ekvationerna (3.11) och (3.12). Detta förutsätter dock att tryckkvoten Π_t är känd. Det kan i sin tur lösas ut ur mappen:

$$W_t = f_{W_t}(\Pi_t, n_t). \quad (7.8)$$

Där turbinvarvtalet är känt via (3.15) och (3.14) och flödet genom turbinen W_t kan approximeras som $W_{eng_{out}}$.

Det visar sig möjligt att lösa ut tryckkvoten Π_t ur mappen eftersom flödet ökar med ökad tryckkvot. Problemet här är att lösningen Π_t måste vara mycket noggrant bestämd

Kursnamn:	Reglerteknisk projektkurs	Dokumentansvarig:	Gustav Hedlund
Projektgrupp:	Scania-gruppen	Dokumentansvariges E-mail:	gushe376@student.liu.se
Kurskod:	TSRT71	Dokument:	Teknisk dokumentation.pdf
Projekt:	Avgasmottryck i en dieselmotor		



för att ekvation 3.12 ska kunna ge en användbar skattning av p_{es} . En sådan noggrann bestämning av Π_t visar sig dock mycket svår att få. Det beror dels på osäkerhet i flöde och turbovarvtal samt att lutningen på funktionen $\Pi_t = f(W_t, n_t)$ är brant. Det innebär att ett litet fel i någon av insignalerna ger ett stort fel på tryckkvoten.

De korsvisa beroenden som gör lösandet av cylinderekvationerna så svårt kan undvikas genom att endast mappa fram T_{em} , anta konstant residualgasfraktion och utnyttja ekvation (7.2) och (7.4) för att lösa ut p_{em} ur ekvation (7.1). Också denna metod att ta fram p_{em} visar sig oframkomlig av känslighetsskäl. Ett fel i insignalen T_{es} förstoras med exponenten $\gamma_e/(\gamma_e - 1)$ och ger ett stort fel i p_{em} .

7.2 Kompressor

7.2.1 Alternativ 1

Flödet ut ur kompressorn, W_{cmp} , kan modelleras enligt: (se [8])

$$W_{cmp} = k_1 \left(1 - \frac{p_{amb}}{p_{im}} \right) + k_2 n_{tb} \sqrt{1 - \frac{p_{amb}}{p_{im}}} + k_3 n_{tb}^4 \sqrt{1 - \frac{p_{amb}}{p_{im}}} + k_4 n_{tb}. \quad (7.9)$$

Parameterbestämningen genomförs med minstakvadratmetoden på samma sätt som för η_{vol} . Varvtalet för turbinen n_{tb} mappas fram ur lasten och motorvarvtal.

Denna modell är dock framtagen ur data som inte täcker turbinvarvtal under 80000 rpm och det visar sig att extrapolationen till lägre turbinvarvtal ger ett kompressorflöde som inte överensstämmer särskilt bra med verkliga data. Ett annat problem är att när insugstrycket blir lägre än omgivningstrycket (till exempel vid tomgång) försöker modellen dra roten ur ett negativt tal vid simuleringen, vilket ställer till med problem.

7.2.2 Alternativ 2

Ett annat sätt att beräkna massflöde genom kompressorn är att approximera sambandet mellan tryckkvoten Π_c och massflödet till en ellips enligt följande ekvationer

$$1 = \left(\frac{\Phi}{a_1} \right)^2 + \left(\frac{\Psi}{a_2} \right)^2, \quad (7.10)$$

$$\Psi = \frac{c_p T_{amb} (\Pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\frac{1}{2} U^2}, \quad (7.11)$$

$$\Phi = a_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\Psi}{a_2} \right)^2}, \quad (7.12)$$

$$W_{cmp} = \Phi \rho_{in} n_c D^3. \quad (7.13)$$

där a_1 och a_2 är intrimningskonstanter, U kompressorns rotortiphastighet, ρ_{in} luftens densitet vid inlopp till kompressorn och D är rotorns diameter [6].

Metoden utvärderades inte närmare, då mappning av massflödet enligt (3.2) redan användes och fungerade.

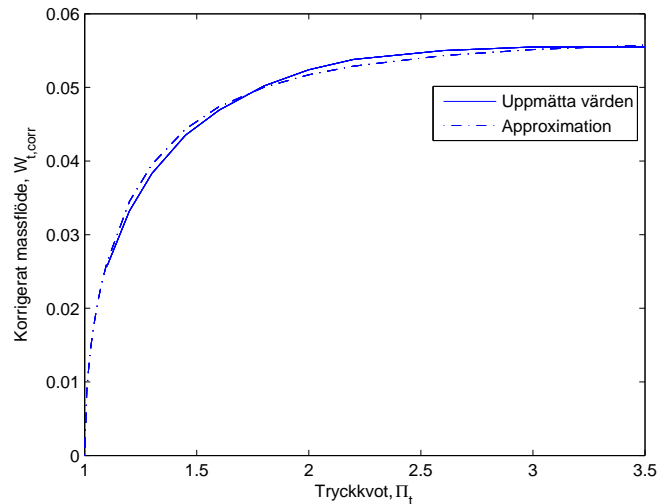


7.3 Turbin

Massflödet genom turbinen, W_t , kan approximeras som en blackboxmodell för att beskriva sambandet mellan tryckkvot och massflöde [6]. Modellen beskrivs av ekvationen

$$W_{t,corr} = \frac{W_t \sqrt{T_{em}}}{p_{em}} = c_0 \sqrt{1 - \Pi^k}. \quad (7.14)$$

där c_0 och k är intrimnade konstanter. I figur 10 ses hur approximationen förhåller sig till uppmätta värden i turbinen.



Figur 10: Approximerat och uppmätt samband mellan tryckkvot och massflöde genom turbinen.

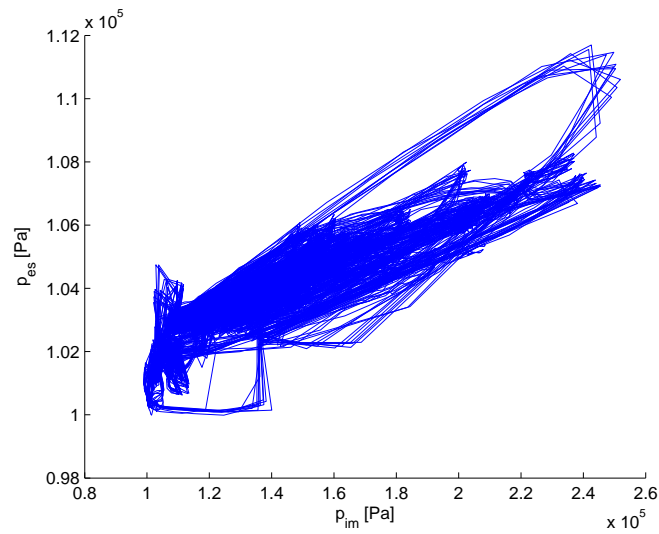
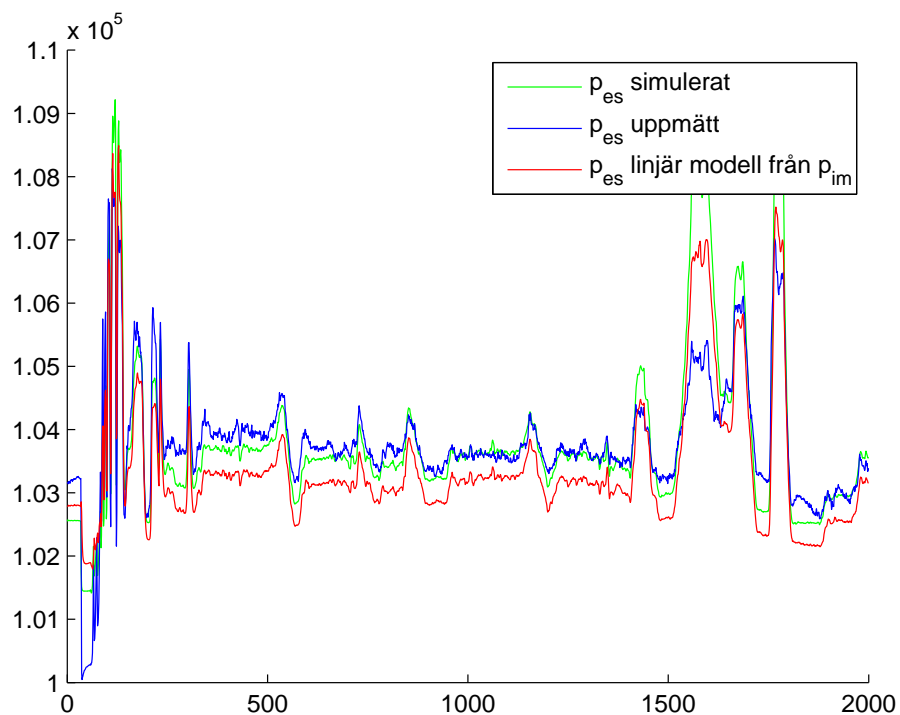
En närmare utvärdering av metoden gjordes dock inte, eftersom trycken ur den sökta tryckkvoten Π_t kunde tas fram på annan väg.

7.4 Samband mellan p_{im} och p_{es}

Intuitivt kan det tyckas att det bör finnas ett enklare, kanske linjärt, samband mellan insugstrycket, p_{im} , och avgasmottrycket, p_{es} . Om trycket i avgassystemet ökar så medför det att tryckkvoten, Π_t , minskar enligt ekvation 3.12. Det medför i sin tur att turbinen, och därmed även kompressorn, roterar långsammare vilket ger ett lägre insugstryck, p_{im} . I figur 11 visas relationen mellan p_{im} och p_{es} .

Utifrån denna data anpassas en linjär modell från p_{im} till p_{es} och resultatet visas, tillsammans med iterationsresultatet, i figur 12.

Som synes i figuren så blir den linjära modellen av p_{es} något sämre än resultatet vid fixpunktsiterationen. Även högre modellordningar har undersökts men med ännu sämre resultat.

Figur 11: Samband mellan p_{im} och p_{es} .Figur 12: p_{es}



8 Alternativt förslag till estimatordesign

Här presenteras ett förslag till estimatordesign som inte testats. Idén är mycket enkel, men för att implementera den fordras lite mer modellerande.

8.1 Struktur

Betrakta endast det mätta p_{im} som utsignal, och ta så länge inte hänsyn till mätningen av T_{bc} . Det går att argumentera för ett sådant val (temperaturmätningarna görs med dåliga sensorer och skiljer sig inte åt så mycket mellan en hel motor och en med fel), men designiden borde gå att utveckla till att ta hänsyn även till temperaturmätningen.

Vår modell, som den presenteras i den tekniska dokumentationen, har endast två tillstånd: p_{im} och $T_{es,measured}$. All tryckdynamik har visat sig vara snabb, och det är mycket möjligt att p_{im} inte behöver modelleras som ett tillstånd. Om vi inte utnyttjar det mätta $T_{es,measured}$ som utsignal kommer vi heller inte att behöva tillståndet som beskriver sensordynamiken. Dock införs ett tillstånd, nämligen restriktionskonstanten k_{es} . Den kan sägas beskriva igensättningsgrad. Ett fel detekteras med att detta tillstånd antar värden som är orimliga för en hel motor.

Vi har då följande uppställning:

- Insignaler: $u = [T_{im} L_e n_e \delta p_{amb}]$
- Tillstånd: $x = k_{es}$
- Utsignaler: $y = p_{im}$

Det normala är förstås att tillståndet x är konstant, dvs. dess derivata är 0. Men om dess derivata får drivas av brus fås en adaptiv skattning av tillståndet. Alltså:

$$x(t+1) = x(t) + w(t), \quad (8.1)$$

$$y(t) = h(x(t), u(t)) + v(t), \quad (8.2)$$

$$\text{Var}(w(t)) = R1, \quad (8.3)$$

$$\text{Var}(v(t)) = R2. \quad (8.4)$$

Om en vanlig observatör appliceras på systemet så fås:

$$\hat{x}(t+1) = \hat{x}(t) + k(y(t) - h(\hat{x}(t), u(t))). \quad (8.5)$$

Där korrigeringsfaktorn k väljs på något smart sätt, kanske på olika sätt beroende på arbetspunkt (EKF). Notera att problemet blir skalärt med bara ett tillstånd.

Till skillnad från den föreslagna modellen som modellerar en helt felfri motor och sedan jämför olika signaler med mätta signaler, är här syftet att ett fel i motorn ska fångas upp av tillståndet. Tillståndet måste vara observerbart av utsignalen, så att tillståndet kan korrigeras efter mätta värden. Modellen syftar alltså till att visa hur felet, på ett ganska komplicerat sätt, påverkar utsignalen.

Mycket enkelt så här långt, det krångliga ligger i att ta fram $h(\hat{x}(t), u(t))$. För detta måste ett ganska stort antal olinjära ordinära ekvationer lösas numeriskt. Dessutom måste det



till lite mer modellering. Ekvationerna som måste kombineras listas först och kommenteras senare.

Utanför algebraisk loop:

$$p_{em} = f_{p_{em}}(n_e, L_e), \quad (8.6)$$

$$T_{em} = f_{T_{em}}(n_e, L_e), \quad (8.7)$$

$$W_{fuel} = \frac{\delta n_e n_{cyl}}{120}. \quad (8.8)$$

Triviala relationer:

$$\Pi_t = \frac{p_{em}}{p_{es}}, \quad (8.9)$$

$$W_t = W_{eng_{out}} = W_{es}, \quad (8.10)$$

$$\Pi_c = \frac{p_{im}}{p_{amb}}, \quad (8.11)$$

$$n_t = n_c, \quad (8.12)$$

$$W_{cmp} = W_{eng_{in}}. \quad (8.13)$$

Mappar:

$$n_c = f_{n_c}(\Pi_c, W_c), \quad (8.14)$$

$$\eta_t = f_{\eta_t}(\Pi_t, n_t), \quad (8.15)$$

$$W_t = f_{\eta_t}(\Pi_t, n_t). \quad (8.16)$$

Icke triviala ekvationer:

$$W_{eng_{in}} = \eta_{vol} \frac{V_d n_e p_{im}}{2RT_{im}}, \quad (8.17)$$

$$\eta_{vol} = c_0 + c_1 \sqrt{p_{im}} + c_2 \sqrt{n_e}, \quad (8.18)$$

$$W_{eng_{out}} = W_{eng_{in}} + W_{fuel}, \quad (8.19)$$

$$W_{es}^2 = \frac{p_{es}}{k_{es} R_e T_{es}} (p_{es} - p_{amb}), \quad (8.20)$$

$$T_{es} (1 + \eta_t (\Pi_t^{\frac{1-\gamma_{exh}}{\gamma_{exh}}} - 1)) T_{em}. \quad (8.21)$$

Ur de icke triviala ekvationerna löses följande storheter ut: (i den ordning ekvationerna är listade) $p_{im}, \eta_{vol}, W_{eng_{in}}, p_{es}$ samt T_{es} . Notera att dessa ekvationer tillsammans beskriver ett samband av typen:

$$h(y(t), x(t), u(t), v(t)) = 0. \quad (8.22)$$

Jämfört med den modell som är vårt förslag till lösning har här följande förändringar gjorts: Kompressorvarvtalet mappas fram från flöde och tryckkvot. Detta görs bl.a. i [10]. Vidare mappas flödet genom turbinen fram från tryckkvot och turbinvarvtal. Också det förekommer i andra arbeten t ex i [7].



För givna insignaler och tillstånd så kan alla obekanta storheter beräknas, däribland utsignalen. Det må vara en avskräckande samling ekvationer att lösa numeriskt, men kanske är det inte så hemskt. Erfarenheten från modelleringsarbetet med avgassystemet var att en enkel numerisk lösare som utnyttjar fixpunktsiteration med enbart en iteration per sampel löste uppgiften bra. (Alltså: alla ekvationer körs en gång, och högerleden beräknas från föregående tidpunkts värden på respektive storheter.) Det är också möjligt att vissa ekvationer kan förenklas. Självklart kan många variabler elimineras på direkten (de triviala relationerna m fl). De första ekvationerna står utanför den algebraiska loop av korsvisa beroenden som sedan följer, och behöver därför bara beräknas en gång.

Notera att samma cylindermappar som tidigare nyttjats (och som är framtagna med en felfri motor) används här. Nu är däremot inte syftet att modellera en felfri motor, utan att göra igensättningsparametern observerbar i utsignalen. Om igensättningen påverkar cylindrarnas funktion direkt eller via någon annan parameter än motorvarvtal och last (som är mappens insignaler) kommer mapparna att ge fel avgasmottryck och avgastemperatur. Om detta sker, och i vilken utsträckning detta skulle påverka estimators prestanda är inte undersökt.



9 Notation

Tabell 1: Symboler som används i dokumentet

Symbol	Beskrivning	Enhet
η_c	Verkningsgrad, cylinder	-
η_t	Verkningsgrad, turbin	-
η_{vol}	Fyllnadsgrad	-
δ	Mängd insprutat bränsle	<i>kg/slag</i>
γ	Kvoten av värmekapaciteterna c_p/c_v	-
c_p	Specifik värmekapacitet vid konstant tryck	<i>J/(kgK)</i>
c_v	Specifik värmekapacitet vid konstant volym	<i>J/(kgK)</i>
k_{es}	Avgassystemets restriktionskonstant	???
n_{cyl}	Antal cylindrar	-
n_e	Motorvarvtal	<i>rpm</i>
n_r	Antal vevaxelvarv/motorvarv	-
p	Tryck	<i>Pa</i>
q_{HV}	Bränslets värmevärde	<i>J/kg</i>
q_{in}	Specifikt energiinnehåll i laddningen per massenhet	<i>J/kg</i>
r_c	Kompressionsförhållande	-
R	Specifika gaskonstanten	<i>J/(kgK)</i>
T	Temperatur	<i>K</i>
W	Massflöde	<i>kg/s</i>
V_d	Slagvolym	<i>m³</i>
x_r	Residualgasandel	-

Tabell 2: Index som används i dokumentet

Index	Beskrivning
<i>air</i>	Luft
<i>amb</i>	Omgivning
<i>c</i>	Kompressor
<i>em</i>	Grenrör
<i>eng</i>	Motor
<i>es</i>	Avgassystem
<i>fuel</i>	Bränsle
<i>im</i>	Insug
<i>in</i>	In till komponenten
<i>out</i>	Ut ur komponenten
<i>t</i>	Turbin



Referenser

- [1] *Användarhandledning, Estimering och övervakning av avgasmottryck i en dieselmotor.*
- [2] *Testprotokoll, Estimering och övervakning av avgasmottryck i en dieselmotor.*
- [3] J. Biteus. Mean value engine model of a heavy duty diesel engine. Master's thesis, Linköpings universitet, December 2004. LITH-ISY-R-2666.
- [4] L. Ljung och M. Millnert F. Gustafsson. *Signalbehandling.* Studentlitteratur, 2001. ISBN 978-91-44-01709-9.
- [5] F. Gustafsson. *Adaptive filtering and change detection.* John Wiley & Sons, Ltd, 2000. ISBN 0-471-49287-6.
- [6] L. Nielsen och L. Eriksson. *Vehicular Systems.* Institutionen för systemteknik, Linköpings Universitet, 2007.
- [7] O. Flärdh och M. Gustafson. Mean value modelling of a diesel engine with turbo compound. Master's thesis, Linköpings universitet, Mars 2003. LiTH-ISY-EX-3443-2003.
- [8] F. Pettersson. Simulation of a turbo charged spark ignited engine. Master's thesis, Linköpings universitet, Maj 2000. LiTH-ISY-EX-3010.
- [9] J. Ritzén. Modelling and fixed step simulation of a turbo charged diesel engine. Master's thesis, Linköpings universitet, September 2003. LiTH-ISY-EX-3442-2003.
- [10] J. Wahlström. *Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines.* PhD thesis, Linköpings universitet, September 2006. Licenciat LiU-TEK-LIC-2006:52.