

EN GRUNDLÄGGANDE STUDIE I TRANSIENTREGLERING

Examensarbete utfört i Fordonssystem
vid Tekniska Högskolan i Linköping
av

Christian Åkesson

Reg nr: LiTH-ISY-EX-1913

EN GRUNDLÄGGANDE STUDIE I TRANSIENTREGLERING

Examensarbete utfört i Fordonssystem
vid Tekniska Högskolan i Linköping
av

Christian Åkesson

Reg nr: LiTH-ISY-EX-1913

Handledare: **Lars Eriksson, LiTH, ISY**
Peder Nordenback,
SAAB Automobil AB

Examinator: **Lars Nielsen**

Linköping, 6 februari 1998.

Sammanfattning

Idag ställs det stora krav på bilproducenterna när det gäller avgasemissioner och bränsleförbrukning både från konsumenter och från myndigheter. Till dessa krav ska läggas konsumenternas ökade krav angående tillförlitlighet och prestanda. I slutet av 1980 talet infördes markant höjda krav på minskade avgasutsläpp. För att möta dessa krav infördes katalytisk avgasrening. För att katalysatorn ska kunna arbeta effektivt måste bränsle-luftblandningen vara mycket precis. Arbetet tar fram och beskriver modeller som används för att simulera en ottomotors funktion samt för att designa regulatorer och observatörer. De modeller som berörs är alla medelvärdesmodeller som tar upp fenomen som under en längre tidperiod beskriver motorn, således berörs inte motorns cykliska och stokastiska variationer. Motorn delas upp i olika delsystem och deras inverkan på reglerproblemet diskuteras. Vidare görs experiment på en produktionsmotor från SAAB, vid Linköpings Tekniska Högskola på avdelningen för Fordssystem, ISY. Experimenten syftar till att få fram parametervärden till medelvärdesmodellerna. De tjänar även som validering för dessa modeller. En befintlig motormodell i Simulink modifieras för att sedan användas för validering av parameterfel. Olika observatörkonfigurationer av observatörer diskuteras och förslag på observatörer för mätning av lastsignal ges. Öppen styrning av transienter diskuteras samt problematiken med tidsfördröjning av avgaser vid återkoppling. Till slut diskuteras skillnaden och påverkan av resultaten om överladdning föreligger.

Nyckelord:

bränslereglering, motorstyrning, observatör, modellering, överladdning, ottomotor, förbränningsmotor.

Tackord

Jag vill tacka alla anställda samt examensarbetare på Fordonssystem för en trevlig och stimulerande tid. Ett speciellt tack riktar jag till min handledare Lars Eriksson och till forskningsingenjör Andrej Perkovic som gett ovärderlig hjälp i samband med provkörningarna. Jag vill också tacka SAAB Automobil för deras hjälp och synpunkter och speciell då min handledare Peder Nordenback. Sist men inte minst vill jag tacka min flickvän Kinga Ulman för hennes stöd och för att hon stått ut med alla kvällar och helger som studierna tagit i anspråk.

6 februari 1998

Christian Åkesson

Innehåll

1	Bakgrund	1
1.1	Några olika typer av insprutningssystem	1
2	Modeller	3
2.1	Luftdynamik	3
2.2	Trotteldynamik	5
2.3	Avgasdynamik	7
2.4	Bränsledynamik	8
2.4.1	Andra ordningens bränslepölsdynamik	9
2.4.2	Insprutad bränslemängd	10
3	Experiment	11
3.1	Stationärt	11
3.1.1	Luftflöde in i cylinder	11
3.1.2	Trottellmodell	13
3.2	Stegsvar påluftflöde	14
3.3	Stegsvar påbränsle	15
4	Observatör	18
4.1	Observatör för p_{man}	18
4.2	Observatör för p_{man} och m_{at}	20
5	Reglering	23
5.1	Kompensering för luftdynamiken	23
5.2	Kompensering för bränslepöl	24
5.3	Transientdetektering	28
5.4	Återkoppling	28
6	Inverkan av överladdning	32
7	Slutsatser och utvidgningar	33
7.1	Slutsatser	33
7.2	Förslag på fortsatt arbete	33
	Referenser	35
	Bilaga A: Förbränningsmotorn	36
A.1	Ottomotorn	36
A.2	Dieselmotorn	37

Nomenklatur

p_{man}	Insugsrörstryck [bar]
\dot{m}_{at}	Luftflöde förbi trotteln [$\frac{kg}{h}$]
\dot{m}_{ac}	Luftflöde in i cylindrarna [$\frac{kg}{h}$]
C_m	Insugsrörets kapacitans [ms^2]
V_{man}	Volymen på insugsröret [m^3]
N	Antal mol
R_a	Allmänna gaskonstanten [$\frac{J}{molK}$]
T_{man}	Lufttemperaturen i insugsröret [K]
τ_{man}	Tidskonstanten för insugdynamiken
T_a	Omgivningsluftens temperatur
η	Motorns volymetriska fyllnadsgrad
V_D	Motorns slagvolym [m^3]
n	motorvarvtal [$\frac{varv}{min}$]
V_{ac}	Volymen luft som sugs från insugsrör in i cylindrarna [$\frac{m^3}{s}$]
M	Molmassan [$\frac{kg}{mol}$]
R	Specifika gaskonstanten för luft [$\frac{J}{Kkg}$]
κ	Specifikt värmeförhållande
p_r	Kvoten mellan trycket före och efter trotteln
α	Trottelvinkel [rad]
α_0	Trottelvinkel vid stängd trottel [rad]
α_1	Trottelvinkel vid maximal flödesarea [rad]
d	Trottelaxelns diameter [m]
D	Trottels rördiameter [m]
P_e	Trycket i avgasröret [Pa]
T_e	Temperaturen i avgasröret [K]
$(\frac{A}{F})_{stök}$	Stökiometriska luft/bränsle-förhållandet
λ	Luft/bränslekvoten i förhållande till $(\frac{A}{F})_{stök}$
τ_λ	Tidkonstanten för lambdasonden
\dot{m}_{fc}	Bränsleflöde in i cylinder [$\frac{kg}{h}$]
t_e	Tidsfördröjning för gastransporten genom motorn och ut till lambdasonden [s]
V_λ	Volymen i avgasröret från avgasventil till lambdasond [m^3]
V_e	Avgasernas volym [m^3]
X	Den del av bränslet som hamnar i bränslepölen
\dot{m}_{fi}	Bränslemängd som sprutas in i insugsröret [$\frac{kg}{s}$]
φ	Inversen av lambda ($\frac{1}{\lambda}$)
τ_f	Tidskonstanten för bränslepöleens avdunstning [s]
τ_{lambda}	Tidskonstanten för λ -sonden [s]

Tabell 0.1. Variabler

1 Bakgrund

Under senare årtioenden har kraven på bilarna ökat när det gäller effekt, bränsleförbrukning och avgasemissioner. För att möta dessa krav är man tvungen att ha bra kontroll på de processer som äger rum i en förbränningsmotor. Bränsleinsprutning har använts i flera årtioenden men det var framförallt kraven på lägre avgasemissioner och införandet av katalysatorrening som gjorde det tvunget att införa elektronisk styrning av bränslet. Numera har alla serieproducerade bilar någon form av elektronisk bränslereglering. För att möta de ökade kraven i framtiden så måste regleringen av motorerna hela tiden förbättras.

Ur regleringsynpunkt är det skillnad på om motorn arbetar stationärt eller transient. Med stationärt menas att motorn har konstant varvtal och konstant belastning, alla andra körförhållanden är transienter, såsom acceleration, växlingar etc. Att reglera en motor under stationära förhållanden är inte så svårt eftersom det då går att använda informationen från lambda-sonden. Det räcker då att använda en vanlig PI regulator för att uppnå reglermålen. I en transient går dock inte detta eftersom det då finns en tidsfördröjning på det mätta värdet som gör att det inte går att använda som relevant information om hur väl man reglerat bränsle-luft-blandningen. P.g.a. denna tidsfördröjning måste öppen styrning användas under en transient vilket i sin tur kräver en god kännedom om de processer som sker i motorn. Detta arbete går ut på att ta reda på vilka processer som är av vikt vid transientreglering samt att undersöka metoder för regleringen.

1.1 Några olika typer av insprutningssystem

Det pratas om olika metoder för att blanda bränsle med luft. De vanligaste systemen är att blanda bränsle och luft i insugsröret d.v.s. utanför cylindern, där förbränningen sker. Här skiljs på centralinsprutning (CFI-Central Fuel Injection) och (PFI-Port Fuel Injection). För CFI sker, som namnet antyder, insprutningen på samma ställe för alla cylindrarna. Detta brukar då ske precis efter trotteln. För PFI sker insprutningen med en ventil för varje cylinder och detta brukar då ske precis innan insugsventilerna. En del bilar med direktinsprutning, där insprutningen sker direkt i cylindern, har börjat dyka upp men får ännu så länge ses som undantag. I litteraturen förekommer även förkortningen EFI (Electronic Fuel Injection), med denna förkortning menas vanligtvis PFI trots att även CFI är elektronisk insprutning.

De olika metoderna för insprutningen ger olika problem för regleringen.

Ett problemet som CFI och PFI delar är att allt bänsl inte är i gasform utan en del av bränslet träffar insugsrörets väggar och bildar vad som kallas en pöl. Bränslet avdunstar sedan från denna pöl. Vid en ökning av trottelvinkeln ökar trycket i insugsröret. Detta sker inte omedelbart utan följer en viss tidskonstant. Om bränslet sprutas in vid trotteln kommer även bränslet att följa dynamiken i insugsröret vilket måste tas hänsyn till vid regleringen. Vid insprutning vid insugsventilen är ett ytterligare problem att en större del av bränslet kommer att vara i droppform när det kommer in i cylindern vilket kan orsaka sotbildning. Detta är ett ännu större problem vid direktinsprutning direkt in i cylindrarna. I detta arbete är det reglering av PFI motorer som behandlas.

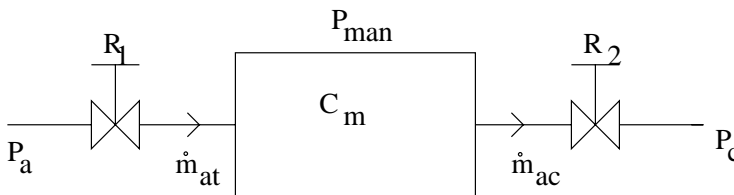
För beskrivning av en förbränningsmotors arbetssätt hänvisas till appendix A.

2 Modeller

För att beskriva en motors funktion kan en rad olika modeller användas. Här beskrivs främst de modeller som kan vara av intresse för reglering av bränsleinsprutning. Dessa är modeller för luftdynamiken i insugsrör, bränsledynamiken samt avgasdynamik. I modellerna förekommer olinjäriteter som i sin tur är intressanta att beskriva med hjälp av andra modeller. Modeller som hämtats från andra publikationer har skrivits om så att beteckningar stämmer överens med de som används i denna rapport.

2.1 Luftdynamik

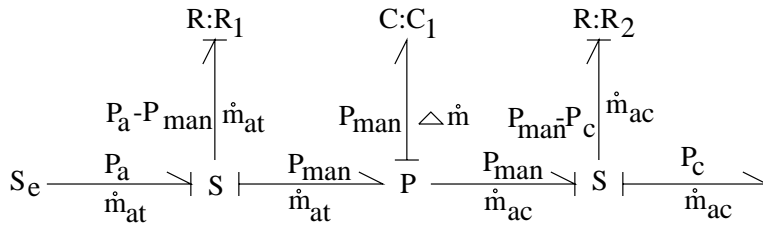
När luften sugns in i motorn passerar den först en trotteln. Efter trotteln finns ett insugsrör som fördelar luften till de olika cylindrarna. Insugsrörets volym utgör en "tank" för luften och utgör en kapacitans för luftflödet. Mellan insugsrör och cylinder sitter en eller flera insugsventiler. Insugsventilen är precis som trotteln ett motstånd för luften på dess väg in i cylindern. Luftdynamiken in i cylindern kan beskrivas i ett blockschema (figur 2.1) eller med en bindningsgraf (figur 2.2) där flödesmotståndet vid trotteln, R_1 , och kapacitansen är styrda element.



Figur 2.1. Blockschema över luftdynamik. R_1 och R_2 är motstånden för luftflödet som trotteln resp. insugsventilen ger upphov till. C_m är den tank som insugsröret utgör.

I bindningsgrafens ses att det går att välja mellan massflöde förbi trotteln och omgivningstryck som insignaler. Ur bindningsgrafens framgår också tydligt att om massflödet väljs som insignal behövs ingen hänsyn tas till det luftmotstånd som trotteln ger upphov till. Om däremot trycket innan trotteln väljs som insignal behövs en modell över flödet förbi trotteln. På tillståndsform fås följande differentialekvation över trycket i insugsröret, p_{man} ,

$$\dot{p}_{man} = \frac{1}{C_m}(\dot{m}_{at} - \dot{m}_{ac}) \quad (2.1)$$



Figur 2.2. Bindningsgraf över luftdynamiken. Här syns tydligt vilka insignaler som kan väljas och vilken ordning systemet har.

Vidare ger allmänna gaslagen

$$p_{man}V_{ac} = \dot{N}R_aT_{man}$$

Genom att använda fyllnadsgraden, η , som definieras enligt

$$\eta = \frac{\text{volymflöde till cylindern}}{\text{volymförändring i cylindern}} = \frac{V_{ac}}{V_D \frac{n}{j60}} \quad (2.2)$$

(där $j=1$ för en tvåtaktsmotor och $j=2$ för en fyrtaktsmotor), fås följande uttryck för luftflöde in i cylindern

$$\dot{m}_{ac} = \frac{p_{man}\eta V_D n M}{R_a T_{man} j 60} \quad (2.3)$$

η är en funktion av främst varvtal och insugsrörstryck och brukar mätas upp så att massflödet in i cylindern fås genom att slå i en tabell, även kallad motormapp, (samt en enkel beräkning). Mappen utgör en modell över flödet från insugsröret in i cylindern. För modellen över insugsröret kan då luftflödet in i cylindern användas som insignal och motståndet som ventilen utgör i bindningsgrafens utgång. C_m är ett mått på den mängd luft som kan tryckas in i volymen V_{man} för att få ett visst tryck. Med allmänna gaslagen och ekvationen (2.1) för molmassan kan C_m skrivas som

$$C_m = \frac{\int^t \dot{m}_{at} - \dot{m}_{ac} d\tau}{p} = \frac{V_{man}}{\frac{R_a}{M} T_{man}} = \frac{V_{man}}{R T_{man}} \quad (2.4)$$

För stationära förlopp har C_m ingen betydelse eftersom flödet in i cylindern då är lika stort som flödet in i insugsröret. Vid transienter sker dock en uppladdning av insugsröret. Hur denna uppladdning ser ut beror av storleken på C_m som motsvarar tidskonstanten för luftdynamiken i insugsröret. C_m

beräknas utifrån ett stegsvarexperiment, vilket görs för den aktuella motorn i kapitel (3.2). Vidare kan det antas att lufttemperaturen i insugsröret inte ändrar sig nämvärt under en transient varpå C_m blir konstant under transienten. Om (2.4) och (2.3) sätts in i (2.1) så fås

$$\dot{p}_{man} = \frac{RT_{man}}{V_{man}}\dot{m}_{at} - \frac{\eta V_D n}{j60V_{man}}p_{man} \quad (2.5)$$

Ekvation (2.5) är identisk med de modeller över insugsdynamiken som presenteras i Hendricks [4] och Aquino [2]. Om

$$\tau_{man} = \frac{120V_{man}}{V_D n \eta}$$

så fås den modell som Hendricks beskriver i [5]

$$\dot{p}_{man} = -\frac{1}{\tau_{man}}p_{man} + \frac{RT_{man}}{V}\dot{m}_{at}$$

2.2 Trotteldynamik

Flödet förbi trotteln, \dot{m}_{at} kan approximeras som ett flöde genom ett trattformat munstycke. I ett konvergerande munstycke ökar flödes hastigheten med minskande flödesarea. Dock överstiger den aldrig ljudhastigheten. Ljudhastigheten i munstycket är lägre än i omgivningsluften p.g.a. ett lägre tryck. Machtalet definieras [1] som $M = \frac{w}{a}$ där w är strömningshastigheten och a ljudhastigheten, w och a ges av

$$w_m = \sqrt{\frac{2\kappa RT}{\kappa - 1} \left(1 - p_r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_a}$$

Den tryckskillnad som ger ljudhastigheten ($M = 1$) kan nu lösas ut som

$$p_r = \frac{p_{man}}{p_a} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.6)$$

Massflödet förbi trotteln kan nu skrivas som

$$\dot{m}_{at} = \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} A_{th}(\alpha) C_{th}(\alpha) \Psi(p_r) + \dot{m}_{at0} \quad (2.7)$$

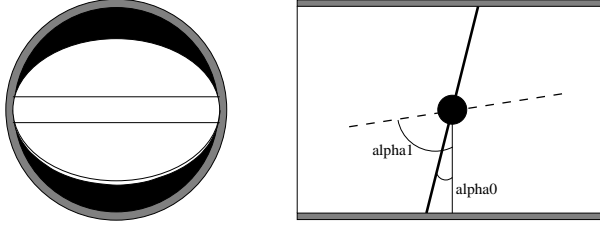
där A_{th} är flödesarean, C_{th} är friktionskoefficienten för flödet och Ψ ges av

$$\Psi(p_r) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(p_r^\kappa - p_r^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} & \text{för } p_r > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)} & \text{f.ö.} \end{cases} \quad (2.8)$$

Ett alternativ till (2.7) som föreslås av Nyberg [8] är

$$\dot{m}_{at} = \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} Q_{th}(\alpha) \Psi(p_r) \quad (2.9)$$

där $A_{th}(\alpha)$ och $C_{th}(\alpha)$ är sammanslagna till en funktion $Q_{th}(\alpha)$ och där dessutom \dot{m}_{at0} får ingå i $Q_{th}(\alpha)$ som en konstant flödesarea. I kapitel (3) framgår att det är lättare att skatta parametrarna om \dot{m}_{at} beskrivs på denna form.



Figur 2.3. De två månskärveformade flödesareorna då trotteln är delvis öppen syns till vänster. Till höger visas ett trottellhus i genomskärning.

Trottellplattan är något oval till formen vilket gör att det alltid finns en liten trottelvinkel när trotteln är stängd, α_0 . När trottelvinkeln ökar uppträder två flödesareor med formen av månskärvor (se figur 2.3). När trottelvinkeln blir stor skär trottellaxeln bort en del av ellipsen som skapas av den vinklade trotteln. Då trotteln når en viss vinkel är det enbart trottellaxeln som utgör hinder för flödet. En ökning av trottelvinkeln utöver denna vinkel leder ej till någon ökad flödesarea. Hendricks [3] modellerar flödet förbi trotteln på följande sätt

$$\dot{m}_{at} = \dot{m}_{at1} \beta_1(\alpha) \beta_2(p_r) + \dot{m}_{at0} \quad (2.10)$$

där \dot{m}_{at1} och \dot{m}_{at0} är konstanter och β_1 och β_2 ges av

$$\beta_1(\alpha) = \begin{cases} 0 & \text{om } 0 \leq \alpha \leq \alpha_0 \\ 1 - \cos(\alpha) - \frac{\alpha_0^2}{2!} & \text{om } \alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_1 \\ 1 - \left(\frac{4d}{\pi D} \right) & \text{om } \alpha_1 \leq \alpha \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\beta_2(p_r) = \begin{cases} \sqrt{p_r^{\frac{2}{\kappa}} - p_r^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} & \text{om } p_r \geq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \sqrt{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa+1}\right) \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} & \text{f.ö.} \end{cases} \quad (2.12)$$

α_0 är trottelvinkeln när trotteln är helt stängd och α_1 är den trottelvinkel för vilket maximal flödesarea uppnås. Ekvation (2.12) har i denna rapport justerats för att bli kontinuerlig. Ekvation (2.12) känns igen från uttrycket för flödes hastigheten. \dot{m}_{at1} är maximala flödet förbi trotteln, \dot{m}_{at0} är flödet förbi trotteln då den är helt stängd. Detta flöde existerar alltid eftersom det finns ett visst läckage förbi trotteln. Heywood [6] ger en något mer komplicerad modell över flödesarean som förmodligen är mer komplicerad än nödvändigt och i det fortsatta arbetet har de enklare modellerna använts.

Ett stort generellt problem med trottellmodeller är att luftflödet förbi trotteln ges av $\dot{m}_{at} = \frac{p_a - p_{man}}{R_1}$ (se bindningsgaf, figur (2.2)). Under en kraftig transient går R_1 mot 0 vilket naturligtvis skapar problem. Dessutom omvandlas de mätta trycksignalerna till digitala värden och vid små R_1 kommer ett omslag på en bit att förändra det beräknade \dot{m}_{at} mycket.

2.3 Avgasdynamik

Lambdasensorn och gastransporten kan modelleras med ett första ordningens system plus en tidsfördröjning.

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{\tau_\lambda} \left(\frac{\dot{m}_{ac}(t - t_e)}{\left(\frac{A}{F}\right)_{stök} \dot{m}_{fc}(t - t_e)} - \lambda \right) \quad (2.13)$$

där τ_λ är tidskonstanten för själva sensorn och t_e är tidsfördröjningen som uppstår till följd av att gaserna ska transporteras genom motor och avgasrör innan de når lambdasensorn. Det går att dela upp t_e i två delar, t_1 för transporten genom motorn och t_2 för transporten genom avgasröret till lambdasensorn. För att gaserna ska transporteras genom motorn måste motorn genomgå alla fyra faserna (insugs-, kompressions-, arbets- och utblåsningsfas). Detta tar två vevaxelvarv vilket ger

$$t_1 = \frac{120}{n}$$

Transporten genom avgasröret är svårare att modellera. Med antagandet att det går att beskriva gasen som en ideal gas så ger allmänna gaslagen

$$V_e = \frac{T_e}{T_{man}} \frac{P_{man}}{P_e} \eta V_D \quad (2.14)$$

Om V_λ betecknar volymen i avgasröret som ska fyllas innan gasen når lambda-sensorn och motorn avger gasvolymen $2V_e$ (4 cyl.) varje varv så tar det

$$k = \frac{V_\lambda}{2V_e}$$

antal varv innan gasen når lambdasensorn. Vid varvtalet n (rpm) fås då

$$t_2 = \frac{30}{n\eta} \frac{V_\lambda}{V_D} \frac{T_{man}}{T_e} \frac{P_e}{P_{man}}$$

Vilket ger

$$t_e = \frac{120}{n} + \frac{30V_\lambda T_{man} P_e}{n\eta V_D T_e P_{man}} \quad (2.15)$$

Parametrarna T_{man} , T_e , P_e , P_{man} , n och η varierar och dessutom mäts inte T_e och P_e , vilket gör att det inte går att exakt beräkna tidsfördröjningen för systemet. (η mäts inte heller men kan avläsas ur en mapp). Dessutom är parametrarna kopplade till varandra på ett inte helt känt sett, t.ex. är T_e beroende av belastningen och alltså beroende av P_e . Vidare är T_e inte konstant utan avtar snabbt ju längre ifrån avgasventilen gasen befinner sig. Möjligen skulle det gå att beskriva tidsfördröjningen som en funktion av varvtal och insugsrörstryck.

På en del produktionsmotorer används inte den linjära sensorn utan man använder en diskret dito istället. Denna har utsignalen

$$\tilde{\lambda} \approx \begin{cases} 1 & \text{för } \lambda < 1 \\ 0 & \text{för } \lambda > 1 \end{cases}$$

2.4 Bränsledynamik

På moderna motorer används antingen centralinsprutning som då sker vid trotteln eller separata insprutningsventiler som sprutar in bränslet innan insugsventilen. Då separata insprutningsventiler används kan insugsröret tillverkas så att bästa möjliga fördelning av luftflödet mellan de olika cylindrarna fås vilket gör att variationen i fyllnadsgraden mellan de olika cylindrarna kan göras liten. Detta är också den vanligaste formen av insprutning på Europeiska och Japanska bilar.

När bränsle sprutas in så följer en del bränsle med luften direkt in medan en del bränsle träffar väggarna på insugsröret och bildar en pöl med bränsle. Det kan också inträffa att delar av den pöl som bildas transporteras längs

med insugsrörets väggar in till cylindern. Pölen i insugsröret avdunstar och tillför därmed bränsle till insugsluften. Pölbildningen gör att allt bränsle som levereras av insprutningsventilen inte följer med in i cylindern direkt utan en del fördröjs. Detta, tillsammans med tryckuppbyggnaden i insugsröret, är de huvudsakliga orsakerna till den utmagring (eller uppfetning) av bränsle/luftblandningen som sker vid en transient. Utan kompensering för detta svarar motorn dåligt på gaspådrag och avgasemissionerna ökar.

Den del av det insprutade bränslet som tillförs pölen brukar betecknas med X . Direkttermen för bränsleflödet in i cylindern blir då

$$(1 - X)\dot{m}_{fi}$$

och pölen beskrivs med

$$\dot{m}_{fp} = X\dot{m}_{fi} - \frac{m_{fp}}{\tau_f} \quad (2.16)$$

där τ_f är tidskonstanten för avdunstningen från bränslepölen. Bränslet in i cylindern ges nu av

$$\dot{m}_{fc} = (1 - X)\dot{m}_{fi} + \frac{m_{fp}}{\tau_f} = \dot{m}_{fi} - \dot{m}_{fp} \quad (2.17)$$

Parametrarna X och τ_f är inte konstanta utan X beror av varvtalet och τ_f av temperaturen på insugsröret och trycket i insugsröret. Under en transient torde temperaturen på insugsröret inte ändra sig nämvärt, dock gör varvtalet och trycket det. En del av bränslet som följer med direkt in i cylindern gör det i droppform vilket påverkar förbränningen. En modell för detta är svårt att ställa upp och eftersom bränslet har hela kompressionsfasen på sig att förångas negligeras denna effekt. Effekten blir mer påtaglig ju kallare det blir. För att bränslet i pölen samt bränslet som befinner sig i droppform i luften ska hinna avdunsta så långt som möjligt brukar insprutningen ske på stängd ventil. Detta innebär att ju lägre varvtalet är desto längre tid har bränslet på sig att avdunsta. Till följd av bl.a. detta är X starkt beroende av varvtalet.

2.4.1 Andra ordningens bränslepölsdynamik

Aquino [2] påpekar att direkttermen som diskuterades ovan inte går direkt in i cylindern utan in i insugsröret. Bränslet följer därmed även dynamiken för luften i insugsröret vilket ger upphov till ett andra ordningens bränsledynamik. Detta fenomen påverkar en centralinsprutad motor i högre

grad än en motor med insprutare vid insugsventilerna ty i en centralinsprutad motor färdas bränsleluftblandningen genom insugsröret vilket den inte gör i en motor som sprutar in bränslet precis före varje insprutningsventil. Till följd av detta kan det bli nödvändigt att modellera bränsledynamiken som ett andra ordningens system i en CFI-motor.

2.4.2 Insprutad bränslemängd

Måttet på hur mycket bränsle som sprutas in är tiden insprutningsventilerna öppna. Denna tid är proportionell mot hur mycket bränsle som sprutas in under förutsättning att spänningen till insprutningsventilerna är konstant och att tryckfallet över ventilen också är konstant. Eftersom detta inte alltid gäller måste kompensering för dessa faktorer göras.

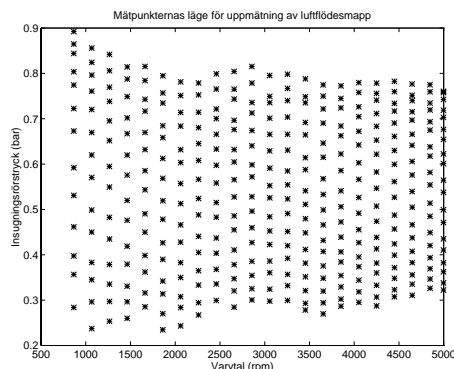
3 Experiment

Ett antal olika experiment har genomförts för att verifiera modellerna samt för att få fram storleken på de parametrar som ingår i modellerna. Experimenten gjordes på en 2.3 liters SAAB motor i motorlaboratoriet på avdelningen för Fordonssystem, LiTH. Motorn är en ordinär sugmotor som används i dagens produktion. Tre olika experiment genomfördes. Ett under stationära förhållanden, ett med exitering av insugsrörstryck samt ett med exitering av bränslemängd.

3.1 Stationärt

3.1.1 Luftflöde in i cylinder

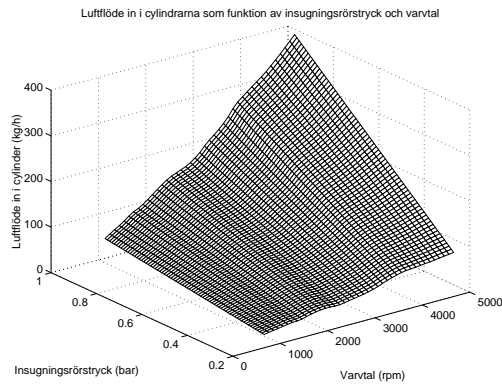
Att veta hur mycket luft som kommer in i cylindrarna är av central betydelse för transientreglering. I normala fall mäts luftflödet vid trotteln, vilket skiljer sig mot flödet in i cylindrarna under transienter. Vid stationära förhållanden kommer dock flödet att vara lika över trotteln och in i cylindrarna och är då beroende av varvtal samt tryck i insugsrör. För att veta \dot{m}_{ac} under en transient mättes flödet upp under stationära förhållanden med olika varvtal och insugsrörstryck, sedan gjordes antagandet att detta förhållande gäller även under transienter. Vilka punkter som mätningarna skedde i framgår av figur (3.1). Ett antal punkter mättes på varje varvtal



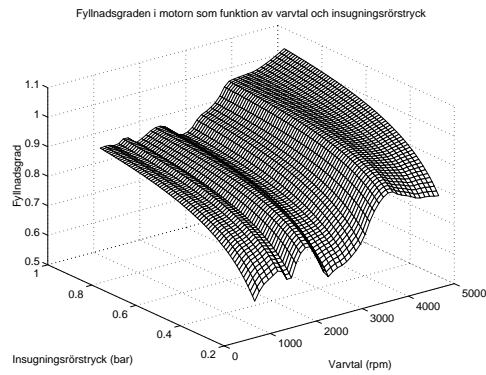
Figur 3.1. Uppmätta punkter under stationärt experiment.

där trycket varierades. Det visade sig att \dot{m}_{ac} var linjärt beroende av p_{man} . För varje varvtal går det alltså att beskriva en funktion, $y = ax + b$, av p_{man} för \dot{m}_{ac} , därefter kan \dot{m}_{ac} beräknas för förutbestämda tryck och varvtal. På

så vis kan ett rutnät skapas med punkter där \dot{m}_{ac} är känt. Mellan dessa punkter approximeras \dot{m}_{ac} som ett plan. Via interpolering fås sedan värdet på \dot{m}_{ac} för en godtycklig punkt. I arbetet är det det mappade värdet som används för \dot{m}_{ac} . I figur (3.2) så ses \dot{m}_{ac} och i figur (3.3) ses fyllnadsgraden, η , för motorn. Här syns tydligt de stående vågfenomen som bildas i insugsröret.



Figur 3.2. \dot{m}_{ac} som en funktion av p_{man} och varvtal.

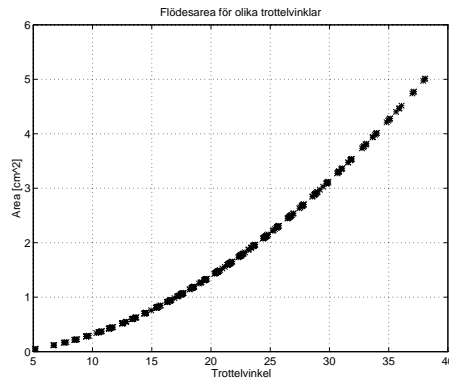


Figur 3.3. η som en funktion av p_{man} och varvtal.

Felet i de uppmätta punkterna då denna mappning användes för \dot{m}_{ac} är mindre än 1% för 95% av de uppmätta punkterna.

3.1.2 Trottelmodell

Som trottelmodell för simuleringarna valdes (2.7). Som modell för flödesarean valdes (2.11) multiplicerat med $\frac{\pi D^2}{4}$. Modellen jämfördes med den modell som beskrivs av Heywood [6], som ska beskriva den exakta flödesarean, och felet var några få procent med den något förenklade modell som används här. Hur flödesarean förhåller sig till trottelvinkeln ses i figur (3.4). Utifrån

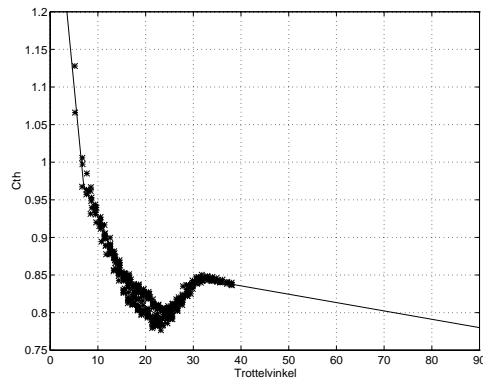


Figur 3.4. Trottelarean som en funktion av trottelvinkeln.

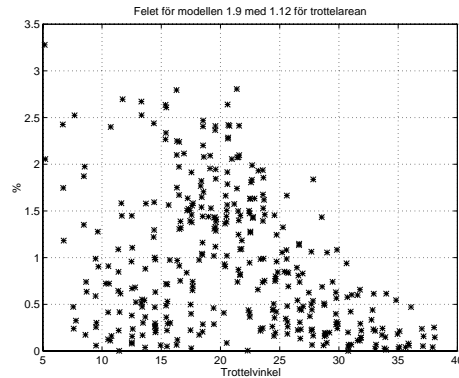
(2.7) och de uppmätta värdena kan flödesmotståndet, C_{th} , beräknas (se figur (3.5)). Endast mätningar upp till 40 graders trottelvinkel gjordes eftersom den motorbroms som användes inte klarade av att bromsa motorn vid högre effektuttag. För trottelvinklar på över 40 grader extrapolerades funktionen för att fungera även för större trottelvinklar vid simuleringarna. Att använda den extrapolerade funktionen för en tillämpning som ska implementeras i produktion är dock inte något som rekommenderas. Beskrivningen av C_{th} görs med en styckvis linjär funktion. På så sätt kommer även andra ofullkomligheter i (2.7) med genom funktionen för C_{th} . Konstanten \dot{m}_{at0} valdes till det minsta värdet, i mätningarna, på luftmasseflödet, dvs. $7,5 \frac{kg}{h}$. Felet för modellen i de uppmätta punkterna ses i figur (3.6). Den ovan nämnda modellen provades också i observatören som beskrivs i kapitel (4.2). Till slut valdes dock modellen (2.9) med

$$Q_{th}(\alpha) = A_1(1 - \cos(a_1\alpha - a_0)) + A_0 \quad (3.1)$$

där konstanterna A_0 , A_1 , a_0 samt a_1 skattas ur de körningar som gjordes i bänk till $A_0 = 2,1592 \cdot 10^{-5}$, $A_1 = 2,1983 \cdot 10^{-3}$, $a_0 = -0,3389$ samt $a_1 = 0,4195$. Fördelen med denna metod är att skattningen av flödesvariablerna



Figur 3.5. C_{th} . Mätta punkter samt den styckvis linjära funktionen.

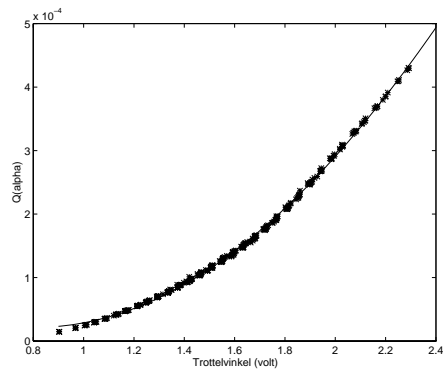


Figur 3.6. Felet i \dot{m}_{at} för modellen i de uppmätta punkterna

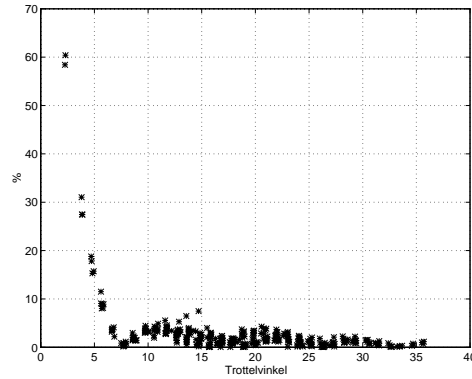
och parametrarna för omvandling mellan spänning och trottelvinkel kan ske samtidigt. Nackdelen är att friktionen antas vara konstant. Trots denna approximation av friktionen så var det denna modell som gav bäst resultat för observatören. Utseendet på $Q_{th}(\alpha)$ kan ses i figur (3.7) och felet i \dot{m}_{at} för de uppmätta punkterna ses i figur (3.8).

3.2 Stegsvår på luftflöde

Steg i luftflödet skapas genom att variera trottelvinkeln i steg. Två mätserier gjordes med utgångspunkterna i trottelvinkel på 13 resp. 10 %. Stegens storlek var 5 resp. 10 %. Varvtalet var konstant 2500 rpm och tempera-



Figur 3.7. $Q_{th}(\alpha)$. Uppmätta punkter samt approximerad funktion.

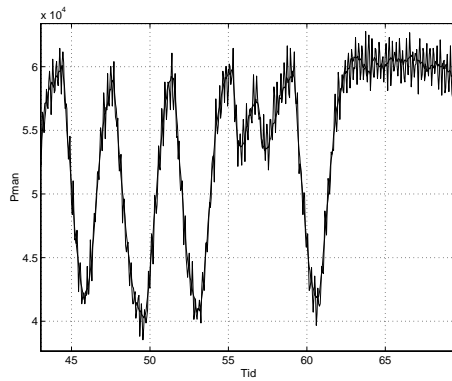


Figur 3.8. Felet i $\dot{m}_{\alpha t}$ för modellen då Q_{th} användes.

turen 295 K. Utifrån dessa experiment kunde parametern C_m i (2.1) skattas till $5,9 \cdot 10^{-8}$. Detta ger en insugsrörsvolym på 5 liter, vilket verkar rimligt med tanke på insugsrörets utformning. Det ena försöket användes för parameterberäkningar och det andra för modellvalidering. I figur (3.9) ses hur modellen fångar upp dynamiken i insugsröret.

3.3 Stegsvvar på bränsle

Testet med att variera bränslemängden i steg gjordes för att kunna beräkna tidskonstanten för bränslepölsdynamiken, tidskonstanten för lambdasensordynamiken, direkttermen för bränslet samt tidsfördröjningen för gasbland-



Figur 3.9. Uppmätt p_{man} jämfört med modellens beräknade (signalen med en större andel brus är den mätta).

ningen ut till lambdasensorn. Tre olika mätserier gjordes med varvtalen 1500, 2500 och 4000 rpm. Systemet fick först reglera in sig mot $\lambda \approx 1$ sedan kopplades regleringen bort och bränslemängden ändrades i steg. Eftersom \dot{m}_{ac} hölls konstant under testet så var det lämpligt att använda $\varphi = \frac{1}{\lambda}$ istället för λ eftersom systemet då blir linjärt m.a.p. \dot{m}_{fi} . Systemet ges av

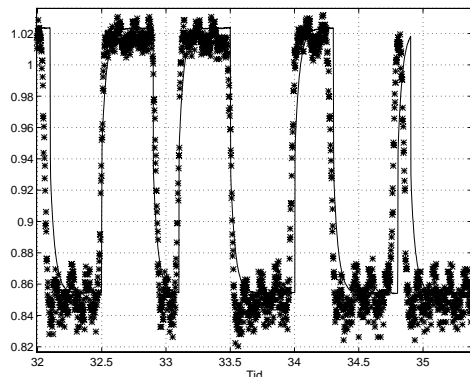
$$\begin{aligned}
 \mathbf{x} &= \begin{bmatrix} m_{fp} \\ \varphi \end{bmatrix} \\
 \dot{\mathbf{x}} &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_f} & 0 \\ \frac{(\frac{A}{F})_{stök}}{\tau_f \tau_\lambda \dot{m}_{ac}} & -\frac{1}{\tau_\lambda} \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} X \\ \frac{(\frac{A}{F})_{stök}(1-X)}{\tau_\lambda \dot{m}_{ac}} \end{bmatrix} \dot{m}_{fi} \\
 y &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{x}
 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Då försök gjordes att skatta alla parametrarna samtidigt erhöles orimliga värden för en del av parametrarna. Beräkningar gjordes på tidsfördröjningen i systemet (2.15) och det visade sig att $t_e = 2\frac{120}{n}$ var en hyfsad approximation. Även med detta antagande på t_e var det svårt att skatta parametrarna i (3.2). Förmodligen var det stora problemet tidsfördröjningen som inte var konstant utan varierade från puls till puls. Försök där parametrarna skattats utifrån enskilda steg hade möjligtvis varit bättre eftersom det då skulle varit möjligt att beräkna tidsfördröjningen för det steget, vilket skulle gjort en parameterskattning lättare.

Istället för en andra ordningens modell användes en av första ordningen.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fp} &= -\frac{1}{\tau}m_{fp} + X\dot{m}_{fi} \\ y &= \varphi = \frac{\frac{A}{F}stök}{\dot{m}_{ac}} \left(\frac{1}{\tau}m_{fp} + (1 - X)\dot{m}_{fi} \right) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Denna modell visade sig ge ett hyfsat resultat då det jämfördes med de mätta signalerna (se figur (3.10)). Storleken på parametrarna skattades



Figur 3.10. Bränsle/luft-förhållandet beräknat med modellen i jämförelse med de uppmätta värdena.

för de olika mätningarna till värdena enligt tabell (3.1). Parametrarna τ ,

\dot{m}_{ac}	rpm	p_{man}	τ	X	x_0
40,8	1500	0,4229	0,1470	0,8944	0,3375
45,0	2500	0,4667	0,0636	0,6544	0,1978
40,4	4000	0,4192	0,0362	0,4542	0,1245

Tabell 3.1. Parametervärden för de olika arbetspunkterna.

X och x_0 är som synes beroende av arbetspunkten (x_0 är initialvärdet på bränslepölen). Det framgår av tabellen att parametrarna inte går att uttrycka som funktioner av enbart \dot{m}_{ac} eller p_{man} . En bättre modellering av bränsledynamiken än den som presenteras här är önskvärd och diskuteras vidare i kapitel (7.2).

4 Observatör

En observatör brukar användas för att få ett värde på en storhet som inte mäts men kan även användas till att få bort brus. I det här examensarbetet används ett Kalmanfilter. Filtret har återkoppling från uppmätta signaler för att även få bort eventuella statistiska fel. Med lämplig återkoppling och bra modeller kommer filtret att filtrera bort bruset utan att för den skull tappa något nämvärt i snabbhet vilket annars brukar vara ett problem vid filtrering. Utifrån observatörerna görs prediktion på hur mycket luft som kommer in i cylindern och därmed även hur mycket bränsle som krävs. Två olika observatörer har testats. Den ena med observatör och prediktor på endast p_{man} och den andra med observatör på p_{man} och \dot{m}_{at} och prediktor på p_{man} .

4.1 Observatör för p_{man}

Observatören för p_{man} använder den tidigare framtagna modellen (2.1) vilket ger observatören

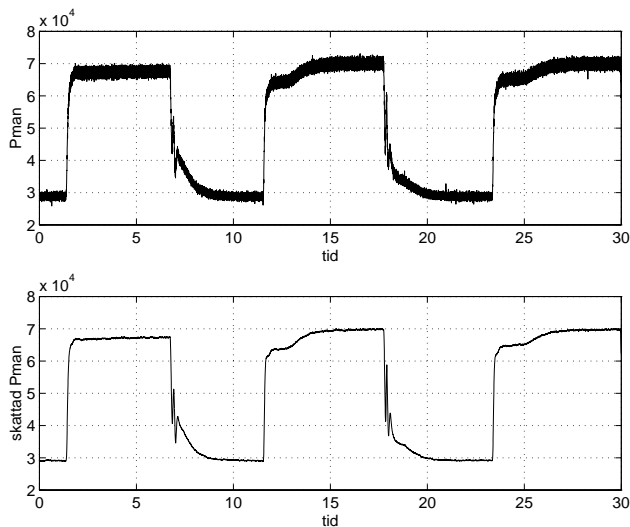
$$\begin{aligned}\hat{p}_{man}(t) &= \frac{1}{C_m}(\dot{m}_{at}(t) - \dot{m}_{ac}(n(t), \hat{p}_{man}(t))) \\ &+ k'_{11}(p_{man} - \hat{p}_{man}(t))\end{aligned}\quad (4.1)$$

Prediktorn skapas sedan genom Euler framåt vilket ger följande enstegsprediktor

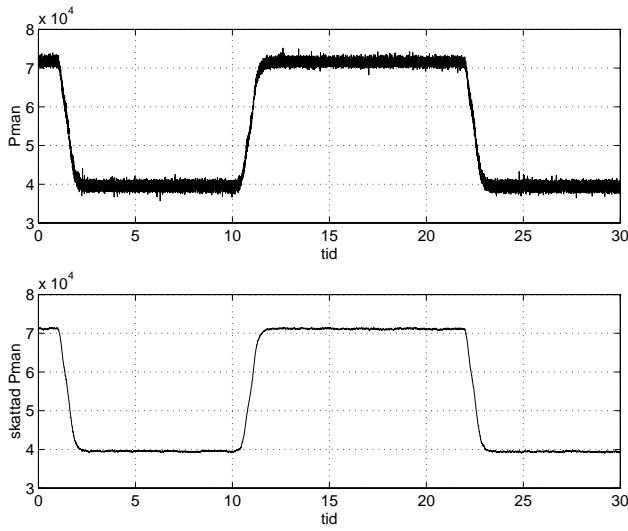
$$\begin{aligned}\hat{p}_{man}[t+T] &= \hat{p}_{man}[t] + T\hat{\dot{p}}_{man}[t] \\ &= \hat{p}_{man}[t] + \frac{T}{C_m}(\dot{m}_{at}[t] - \dot{m}_{ac}[t]) + k_{11}(p_{man}[t] - \hat{p}_{man}[t])\end{aligned}\quad (4.2)$$

där $k_{11} = Tk'_{11}$. Konstanten k_{11} måste ligga mellan 0 och 1 eftersom för $k_{11} = 0$ så finns ingen återkoppling och för $k_{11} = 1$ så tar återkopplingen bort hela felet mellan den observerade signalen och den mätta vilket innebär att allt brus i den mätta signalen kommer att slå igenom även på observatören. Det gäller alltså att hitta ett värde på k_{11} som ger en lämplig avvägning mellan brus och modellosäkerhet. Här spelar modellen en stor betydelse, ju bättre modellen är desto mindre återkoppling behövs eftersom felet då kommer att var litet även utan återkoppling. För att se om modellen var bra testades först observatören utan någon återkoppling, dvs. $k_{11} = 0$. Här kan mindre avvikelser från de sanna värdena accepteras men i princip ska observatörens värde följa det uppmätta värdet. När modellen konstaterats vara riktig återkopplades signalen. Några olika värden på k_{11} testades

och en återkoppling med $k_{11} = 0,1$ visade sig ge en bra följsamhet utan nämvärt brus. I den testade observatören var det stationära felet 0 även utan återkoppling vilket implicerar att återkopplingen hade kunnat vara 0. Detta är dock inte att rekommendera eftersom det kan förekomma t.ex. en offset beroende på fel i mappen för \dot{m}_{ac} . I produktion kommer dessutom motorerna att skilja sig lite åt vilket kan skapa ett fel som återkopplingen ska ta bort. Vilket värde som slutgiltigt bör väljas måste testas ut på ett större antal motorer för att se att kompromissen mellan litet stationärt fel och brusundertryckning blir bra. För att testa observatören gjordes ett antal nya körningar under olika förhållanden. Fyra körningar med trottelseg gjordes. Varvtalet var 1100 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm samt 3100 rpm. Storleken på trottelsegen var sådana att momentet ökade med ungefär 100 Nm. Även 2 mätningar gjordes med ändringar i varvtalet för att simulera växlingar. Här hölls trottelvinkeln konstant på 13 resp 17 grader och varvtalet ändrades i steg om 1500 rpm under en tidsperiod på 1 sekund. Resultatet från trottelseget med varvtalet 2500 rpm ses i figur (4.1) och från varvtalsrampen i figur (4.2).



Figur 4.1. Trottelseg för verifisering av prediktor över p_{man} . Varvtal 2500rpm.



Figur 4.2. Varvtalsramp för verifering av prediktor över p_{man} . Trottelvinkel 13 grader.

4.2 Observatör för p_{man} och m_{at}

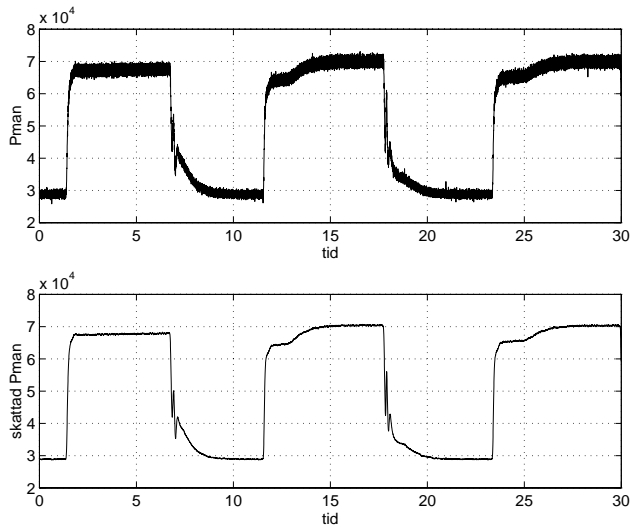
För att få ett system som är mindre känsligt för fel så kan man införa ytterligare observatörer. I det här kapitlet har observatören från (4.1) utökats med en observatör för \dot{m}_{at} . Denna observatör bygger på modellen som beskrivs av (2.9). Denna modell är till skillnad från modellen för p_{man} statisk och observatören beskrivs med (4.3), där f_1 och f_2 ges av (4.4).

$$\begin{bmatrix} \hat{p}_{man} \\ \hat{m}_{at} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(\hat{m}_{at}, \hat{p}_{man}, n) \\ f_2(\hat{p}_{man}, \alpha) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k'_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{man} - \hat{p}_{man} \\ \dot{m}_{at} - \hat{m}_{at} \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

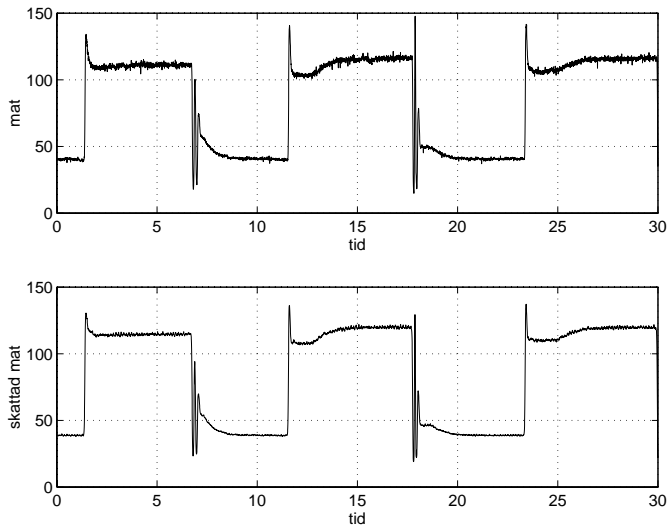
$$\begin{aligned} f_1(\hat{m}_{at}, \hat{p}_{man}, n) &= \frac{1}{C_m} (\hat{m}_{at} - \dot{m}_{ac}(n, \hat{p}_{man})) \\ f_2(\hat{p}_{man}, \alpha) &= \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} Q_{th}(\alpha) \Psi(\hat{p}_r) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Resultatet från veriferingen av denna observatörsuppsättning kan ses i figurerna (4.3), (4.4) samt (4.5). Parametervärdena som använts här är $k_{11} = k_{22} = 0.1$. Vidare antas att den ena tillståndsvariabel i (4.3) inte ska kompenseras för felet i den andra tillståndsvariabeln. Detta antagande ger $k_{12} = k_{21} = 0$. Som synes följer p_{man} det verkliga värdet bra medan det föreligger ett fel för \dot{m}_{at} . Felet kommer troligen från trottellmodellen samt

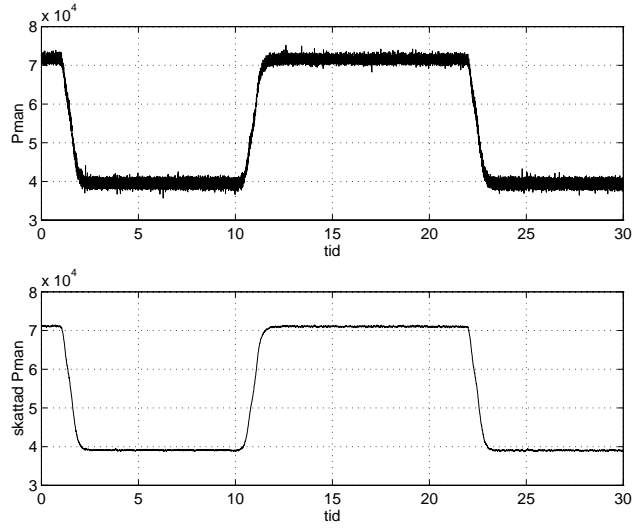
den mätta trottelvinkeln. Signalen för trottelvinkeln innehöll mycket brus vilket gjorde det svårt att få en bra observatör. Det gör inte så mycket om värdet för \dot{m}_{at} inte är korrekt så länge värdet för p_{man} är korrekt eftersom det är värdet i \hat{p}_{man} som används i beräkningen för \dot{m}_{ac} och det är \dot{m}_{ac} som är av intresse för PFI-motorer (som studeras här).



Figur 4.3. p_{man} vid trottelseg för observatör på p_{man} och \dot{m}_{at} . Varvtal 2500 rpm.



Figur 4.4. \dot{m}_{at} vid trottelseg för observatör på p_{man} och \dot{m}_{at} . Varvtal 2500 rpm.



Figur 4.5. p_{man} vid varvtalsramp för observatör på p_{man} och \dot{m}_{at} . Trottelvinkel 13 grader.

5 Reglering

Det går att dela in reglerstrategierna för motorreglering i tre generationers reglerstrategier. Den första generationens reglerstrategier baseras på motormappar över motorns beteende. Själva regulatorerna är P, PI eller PID regulatorer. Dessa regulatorer fungerar inte under transienta förlopp eftersom återkopplingen har en alldeles för lång tidsfördröjning. Under transienter används istället öppen styrning m.h.a. motormappar framtagna för motorn. Ett stort problem med denna strategi är att parametrarna för motorn ändrar sig allteftersom den slits. Andra generationens reglerstrategier använder en tillståndsbeskrivning av motorn vilka beskriver motorns dynamiska uppträdande. Dessa tillståndsekvationer används sedan för att reglera motorn. M.h.a. tillståndsekvationerna går det också att konstruera observatörer med vilka brus och störningar effektivt kan filtreras bort. Observatörerna används också ibland i diagnossyfte, något som blir allt vanligare, mycket p.g.a. de ökade krav som ålägges tillverkaren när det gäller garantier på avgasreningen. Tredje generationens reglerstrategier använder sig av speciella sensorer för att i detalj mäta hur motorn arbetar. Exempel på sådana sensorer är trycksensorer i cylindrarna, luftmasseflödesmätare vid insugsventilerna etc. Dessa sensorer är fortfarande under utveckling och i de fall de finns att köpa, allt för dyra för att användas i produktion. Nedan kommer andra generationens reglerstrategier att användas. I samtliga kapitel utom kapitel (5.4) har öppen styrning använts.

5.1 Kompensering för luftdynamiken

Beroende på vilka storheter som mäts brukar systemen delas in tre grupper, Speed-Density-System, Throttle-Density-System och Mass-Air-Flow-System. I Speed-Density-System mäts trycket i insugsröret, varvtal och ibland trotteln rörelse (brukar då kallas Modified Speed-Density-System). Utifrån dessa mätta signaler beräknas \dot{m}_{ac} . För CFI motorer kan detta skapa problem eftersom det är \dot{m}_{at} som är intressant för beräkning av bränslemängden. För EFI motorer är detta inte ett problem eftersom \dot{m}_{at} inte är nödvändig. Genom att även mäta trottelvinkeln går det att på ett bättre sätt beskriva förändringen av p_{man} , systemet kallas då Throttle-Density. Skillnaden mot Modified Speed-Density är att trottelvinkeln mäts och inte bara förändringen av den. Det kan tyckas enkelt men vinkeln mäts i regel med en resistor och dessa är inte termiskt stabila vilket medför att det måste finnas en temperaturkompensering. Problem uppstår också vid små tryckfall till följd av kraftiga transienter (enligt resonemang i kapitel

(2.2)) då motståndet som trotteln utgör kommer att gå mot 0. Mass-Air-Flow-System, där flödet mäts med en luftmassemätare, är det vanligaste på dagens system. Numera utgörs luftmassemätaren oftast av en het-tråds-sensorn eller het-films-sensorn vilka, förutom att de är dyra, har nackdelen att \dot{m}_{at} mäts och inte \dot{m}_{ac} . Till följd av detta måste strategierna ta hänsyn till dynamiken i insugsröret under reglering vid en transient. Detta görs lämpligen genom att använda någon observatör för att på så sätt få p_{man} . Denna signal används som lastsignal och utifrån denna beräknas \dot{m}_{ac} via de, under stationära förhållanden, mappade värdena för \dot{m}_{ac} .

5.2 Kompensering för bränslepöl

För att kompensera fullt ut för bränslepölen krävs att τ_f och X är kända. Då detta är fallet utnyttjas (2.16) och (5.1).

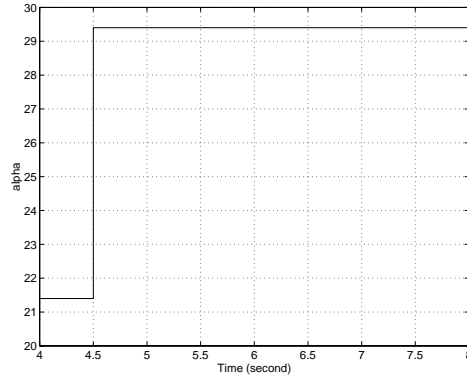
$$\varphi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{stök}}{\dot{m}_{ac}} \left(\frac{1}{\tau_f} m_{fp} + (1 - X) \dot{m}_{fi} \right) \quad (5.1)$$

Ur (5.1) kan \dot{m}_{fi} lösas ut för önskat φ vilket ger (5.2).

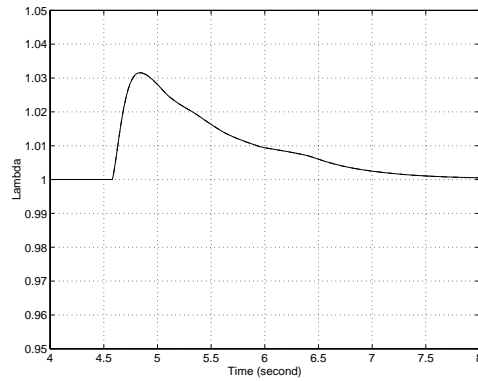
$$\dot{m}_{fi} = \frac{\frac{\dot{m}_{ac}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{stök}} \varphi_{önskad} - \frac{1}{\tau_f} m_{fp}}{1 - X} \quad (5.2)$$

Där $\varphi_{önskad} = 1$ och m_{fp} ges av (2.16). Problemet med att använda denna strategi är att τ_f och X inte är helt kända och varierar med motorns förslitning, temperatur etc, dessutom är modellerna inte helt perfekta för att beskriva motorns beteende. Om parametrarna inte är korrekta i modellen fås ett λ -värde som skiljer sig från 1. Det skulle ur (5.1) vara möjligt att lösa ut m_{fp} och använda detta för att beräkna m_{fp} för ett givet uppmätt φ . Detta kräver dock att tidsfördröjningen, t_e och τ_λ är kända för det uppmätta φ eftersom \dot{m}_{ac} och \dot{m}_{fi} måste fördröjas lika mycket. Tidsfördröjning varierar dock och är inte enkel att modellera enligt tidigare kapitel. Även om tidsfördröjningen var känd och m_{fp} beräknades så skulle detta värde gälla för en tidigare tidpunkt, eftersom det under denna tid skett både tillförsel och avdunstning från pölen så saknar det framräknade värdet betydelse. För att utifrån detta värde beräkna m_{fp} vid aktuell tidpunkt krävs att mängden bränsle som tillförts respektive avdunstat från pölen är känt, dvs τ_f och X måste vara kända men är dessa kända så behövs inte återkopplingen utan ekvation (5.2) kan användas direkt istället. Ett intressant problem är alltså hur τ_f och X ska adapteras.

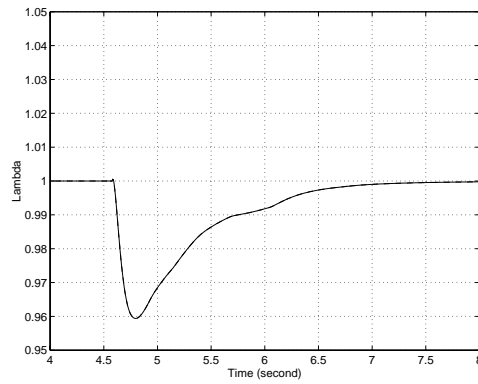
I Moraal [7] beskrivs strategier för uppdateringen. Om det X som används i modellen är för litet kommer en större del av bränslet än beräknat ur modellen att gå till pölen vilket kommer att ge en för mager bränsle/luftblandning initialt i en positiv transient medan användningen av ett för stort X i modellen kommer att ge en för fet blandning i initialskedet. Det omvända förhållandet gäller vid negativa transienter eftersom bränslepölen kommer att vara större än vad modellen anger. Simuleringar på detta har gjorts där systemet har $X = 0,3$. I figur (5.2) ses resultatet på stegsvaret i figur (5.1) då $X = 0,1$. Som synes fås ett luftöverskott. I figur (5.3) ses resultatet då $X = 0,5$ och här fås ett luftunderskott.



Figur 5.1. Positivt trottelseg



Figur 5.2. Lambdasvar då systemet har $X = 0.3$ och observatören $X = 0.1$.



Figur 5.3. Lambdasvar då systemet har $X = 0.3$ och observatören $X = 0.5$.

I Moraal [7] krävs att t_e ska vara känd för att kunna beräkna τ_f och X . Denna förutsättning är dock på intet sätt uppfylld. Om X ska beräknas behövs tidsfördröjningen vilket alltså inte går. Istället för att beräkna X går det att adaptera X i fasta steg. Nedan följer ett förslag på uppdatering av X .

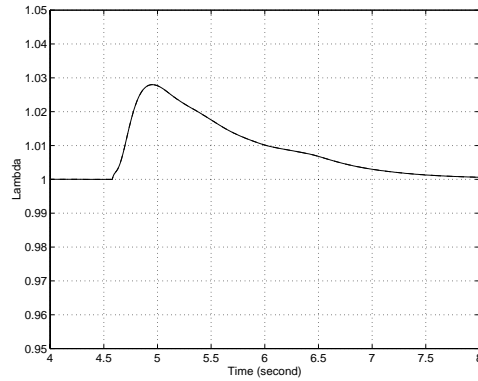
Då en transient detekteras inväntas en transient i lambdasvaret. X justeras sedan med en additiv faktor, t.ex. ± 0.05 , enligt tabell (5.1). En förutsättning är att ingen transient har inträffat under en tillräckligt lång tid innan. Detta för att tidigare transienter ska ha hunnit klinga ut. Transienten får heller inte följas av en ny alltför fort för att kunna garantera att det uppmätta λ -värdet är det som hör till transienten.

Steg	λ	Additiv faktor
Positiv	Positiv	+
Positiv	Negativ	-
Negativ	Negativ	+
Negativ	Positiv	-

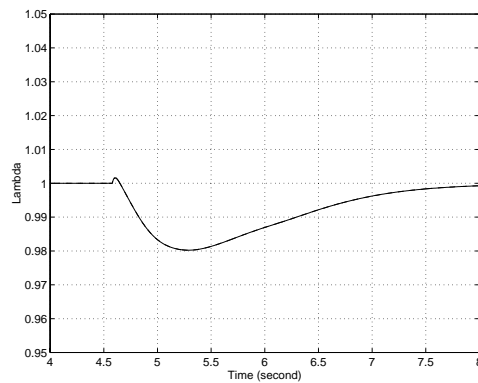
Tabell 5.1. Transientkombinationer och uppdateringsfaktor.

I resonemanget ovan har antagits att det är värdet för X som är felaktigt men det är lika troligt att τ_f är felaktigt. Moraal [7] visar på skillnaden i λ -svarets uppträdande vid fel i X resp τ_f . Eftersom ett fel i X bara ger ett fel initialt i transientsvaret medan ett fel i τ_f påverkar hur λ svänger in sig mot 1 föreslår Moraal [7] att initialdelen av svaret används för justering av

X medan resten av svaret används för justering av τ . Simuleringar gjordes i detta arbete för att se skillnaden i λ -svaret för fel i de olika parametrarna. Fel i X ses i figur (5.2) och figur (5.3) medan fel i τ_f ses i figur (5.4) och figur (5.5). Som synes är skillnaden liten. Fel i X ger en spetsigare transient initialt men skillnaden är inte så stor att det går att dra några slutsatser om vilken parameter som innehåller ett fel. Att det blir på detta viset hörhär sig ur att lambdasonden har en svarstid som tar bort alltför snabba flanker. Ett krav för att använda den av Moraal föreslagna beräkningen av X och τ_f är alltså att tidskonstanten för λ -sonden, τ_λ , är väsentlig mindre än tidskonstanten för bränslepölen.



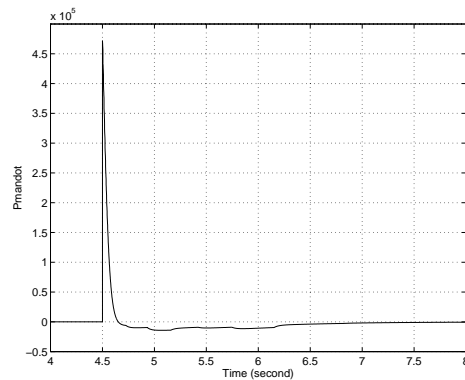
Figur 5.4. Lambdasvar då systemet har $\tau_f = 0.3$ och kompenseringen $\tau_f = 0.1$.



Figur 5.5. Lambdasvar då systemet har $\tau_f = 0.3$ och kompenseringen $\tau_f = 0.5$.

5.3 Transientdetektering

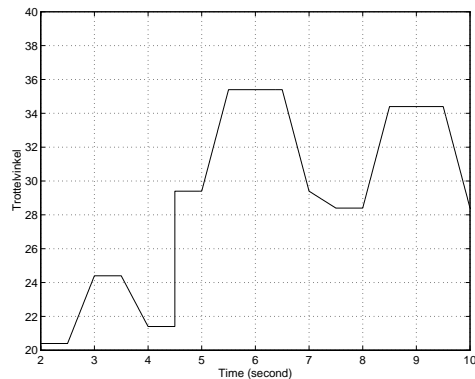
För att det ska vara möjligt att uppdatera X och/eller τ_f krävs att det går att avgöra om det förekommer en transient eller ej. För vissa reglerstrategier används olika regulatorer under transienter och stationära förhållanden, oftast används en återkoppling i form av en PID-regulator under stationära förhållanden och öppen styrning under en transient vilket skapar ett behov av att kunna detektera transienter. I observatörerna i kapitel (4) beräknas \hat{p}_{man} som beskriver förändringar i last. I figur (5.6) ses \hat{p}_{man} för trottelseget i figur (5.1). Som synes fås en kraftig spik då transienten inträffar. I figur (5.8) ses transientdetekteringen för signalen i figur (5.7). Här syns tydligt skillnaden för stora resp små transienter. En viktig parameter är att bestämma när det ska anses att en transient föreligger. Det gäller alltså att välja tröskelvärden för \hat{p}_{man} , när sedan värdet hamnar utanför dessa tröskelvärden anses en transient föreligga. Hur stora tröskelvärdena ska vara beror på vad det är transientdetekteringen ska användas till och är något som får testas fram så att bästa resultat uppnås för den aktuella tillämpningen.



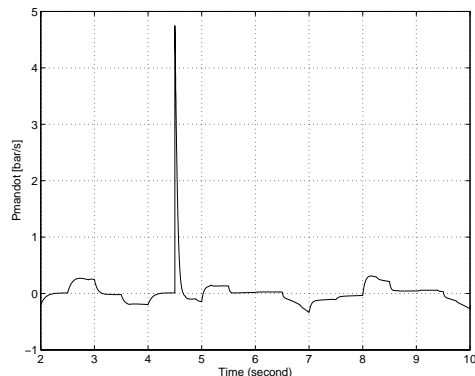
Figur 5.6. \hat{p}_{man} för trottelseget i figur (5.1).

5.4 Återkoppling

Syftet med detta arbete var att undersöka de fenomen och ge förslag på åtgärder för att klara av transienta förlopp. Som nämnts tidigare gör tidsfördröjningen, som gastransporten ut till λ -sonden ger upphov till, att det inte går att använda återkoppling under en transient. Om alla parametrarna var kända för insugs och bränsledynamiken skulle det inte heller



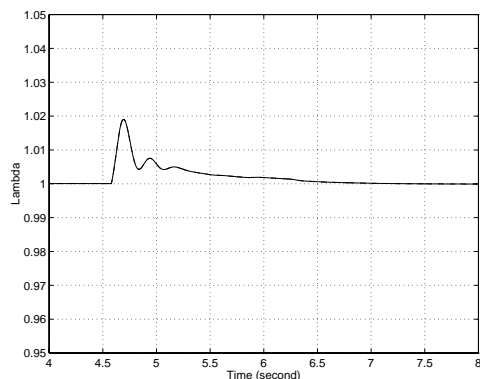
Figur 5.7. Trottelevinkel för en serie trottelsteg.



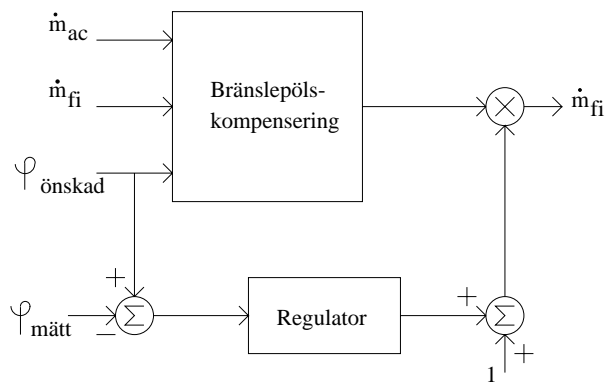
Figur 5.8. \hat{p}_{man} för trottelstegen i figur (5.7).

vara nödvändigt med någon återkoppling. Nu är det tyvärr inte fallet. För att komma undan fel i regleringen måste någon återkoppling ske från uppmätt värde. Eftersom det uppmätta värdet saknar betydelse under en transient ska återkopplingen inte ha någon inverkan under en transient. Det går då att välja mellan att ha ett system som kopplar bort återkopplingen under en transient och ett system som har kvar återkopplingen men där den återkopplade regleringen görs relativt långsam. I figur (5.9) ses λ -svaret på ett system där återkoppling har skett med en vanlig PID regulator, enligt figur (5.10), och där trottelevinkeln ändras enligt figur (5.1). X för observatören har ändrats till 0.1 mot 0.3 för systemet. PID regulatorn har konstruerats m.h.a. Ziegler-Nichols metod. P.g.a. tidsfördröjningen är

denna metod inte den mest optimala utan inställningarna går att förbättra (möjligheten att välja andra regulatorer än PID finns givetvis också). Som synes går λ väldigt sakta mot 1 vilket förmodligen beror på att I-delen i regulatorn är för liten i förhållande till P- och D-delen. Hur svaret blir med andra värden och andra regulatorer har inte undersökts, ej heller hur svaret blir med bortkoppling av regulatorn vid själva transienten för att sedan använda en snabbare regulator då transienten klingat av. Avvikelsen från $\lambda = 1$ ska jämföras med det i figur (5.2) som har samma parameterfel men utan återkoppling. Felets storlek skiljer sig åt väsentligt. Den väsentliga skillnaden är att integralen av felet är betydligt mindre och detta har stor betydelse för emissionerna p.g.a. katalysatorns förmåga att lagra syre, d.v.s. katalysatorn klarar en avvikelse i λ under kortare perioder eftersom det förmodligen kommer en negativ transient efter ett tag vilket tar ut det tidigare felet. Katalysatorn kan alltså sägas ha karaktären av ett lågpas-filter vilket gör att små avvikelser i λ inte slår igenom efter katalysatorn.



Figur 5.9. λ -svar för trottelseget i figur (5.1).



Figur 5.10. Blockschema över reglering med återkoppling.

6 Inverkan av överladdning

Överladdning av motorer skedde redan innan andra världskriget. Då som nu användes överladdningen för att höja effekten på motorerna. Ide'n är att med ett övertryck se till att mer luft kan komma in i förbränningsrummet vilket i sin tur medför att mer bränsle kan förbrännas vilket medför högre effekt men även en ökad bränsleförbrukning. De senaste årtiondena har en del motortillverkare börjat använda överladdning på mindre motorer. På detta sätt kan de utnyttja den mindre motors lägre pump- och friktions-förluster medan de bibehåller effektuttaget hos en större motor vilket ger en mindre förbrukning än en större sugmotor med samma effektuttag. Det går att skapa överladdning på flera olika sätt. Nedan kommer endast överladdning med avgasturbo att beröras.

De modeller som diskuterades i kapitel (2) gäller teoretiskt sätt även vid överladdning med utvidgningen att p_a inte är konstant utan istället för omgivningstrycket representerar överladdningstrycket, det ska även noteras att temperaturen på luften ändras då den komprimeras. Vidare drivs turbon av avgaserna som strömmar ut ur motorn. Detta skapar ett mottryck på avgassidan som inverkar negativt på motors förmåga att ta in ny luft. Eftersom laddningstrycket och mottrycket på avgassidan skiljer sig åt mellan stationära förhållanden och vid transienter så kommer approximationen att \dot{m}_{ac} är lika under stationära förhållande och transienter, förutsatt ett visst p_{man} och ett visst varvtal, inte att stämma längre. Hur stor effekten är och om den behöver kompenseras för har ej undersökts. Det är dock något som måste undersökas innan resultaten från detta arbete används på turbomotorer.

7 Slutsatser och utvidgningar

7.1 Slutsatser

Motorns funktion har delats upp i ett antal delsystem som sedan har modellerats. Först mättes luftflödet in i cylindrarna upp under stationära förhållande som en funktion av insugsrörstryck och varvtal. Ett antagande gjordes sedan att denna funktion även gäller under transienta förlopp. Sedan togs en teoretisk modell fram för hur insugsrördynamiken borde bete sig. I denna modell användes de mappade värdena över \dot{m}_{ac} . Experiment visade att modellen över insugsrördynamiken fungerade mycket bra vilket indikerar att antagandet om att \dot{m}_{ac} är detsamma under transienter som under stationära förhållande är riktigt. Vidare utvecklades modeller över luftflödet förbi trotteln. Dessa modeller fungerar ej då tryckfallet över trotteln går mot 0 vid kraftiga transienter enligt diskussion i kapitel (2.2).

Modellerna över luftdynamiken användes sedan för att skapa observatörer och prediktera luftflöde in i cylindern. Observatörerna visade sig vara ett bra verktyg för att filtrera bort brus och få en bra skattning på \dot{m}_{ac} .

Det konstaterades att modellering av bränsledynamiken är svårt eftersom den varierar mycket beroende på körförhållanden. Beräkningen av X och τ_f kräver dessutom att tidsfördröjningen, t_e , är känd alternativt att transienten föregås och följs av stationärt förlopp. Dessutom måste $\tau_\lambda \ll \tau_f$ för att kunna avgöra vilken av parametrarna som är felaktig. Bränsledynamiken kommer också att förändras en hel del med temperatur och motorns förslitning. I arbetet visas det också på att om bränslets dynamik är känd så går det att fullt ut kompensera för den. En enkel återkoppling med PID regulator gjordes också för att se vilket resultat det gav. Det kan konstateras att det integrerade felet i λ minskade betydligt redan vid en sådan enkel återkoppling. Till slut konstaterades det att modellerna bör gälla även under överladdning förutsatt att p_a ersätts med laddtryck, T_a av laddluftstemperatur och att korrektion för \dot{m}_{ac} görs under en transient.

7.2 Förslag på fortsatt arbete

I arbetet konstaterades det att bränsledynamiken var en av de delar som det var svårt att modellera p.g.a. att parametrarna i modellerna ändrade sig kraftigt beroende på körförhållande och motorns förslitning. Det kunde dock inte konstateras hur mycket ett fel i regleringen påverade avgasemis-

sionerna och om det räcker med en övergripande återkoppling som ser till att felet snabbare går mot 0. En intressant fortsättning vore därför att prova olika återkopplade regulatorer och mäta λ före och efter katalysator för att se hur stort felet kan tillåtas bli och hur de olika regulatorerna kan klara av de kraven. Här kan det även bli intressant att göra en modell över katalysatorn så att simuleringar med den kan göras. Att på ett bättre sätt beskriva bränsleparametrarna och kanske beskriva en adaptiv metod för dem är naturligtvis av stort intresse. Modellerna över bränsledynamiken kan också behövas förbättras, framförallt är det av intresse att ta reda på inom vilka gränser parametervärdena varierar.

En vidareutveckling av observatörerna för insugsdynamiken är också intressant. En ide' är att vidareutveckla observatörerna i kapitel (4) med en observatör över trottelvinkeln för att få en bättre mätning av den. Här skulle signalen till trottelmotorn vara insignalen och eftersom det på den aktuella motorn finns en förhandsinformation på hur denna insignal kommer att förändras skulle det gå att göra en prediktion en bra bit framåt för \dot{m}_{ac} .

Undersökningar om hur \dot{m}_{ac} påverkas av överladdning är också av intresse.

Referenser

- [1] Bo Appelquist and Dan Loyd. *Grundläggande Teknisk Strömningslära*. LiTH, 1979.
- [2] C. F. Aquino. Transient A/F control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine. *SAE-Technical Paper Series*, 1981.
- [3] Elbert Hendricks, Michael Jensen, Patrick Kaidantzis, Per Rasumussen, and Thomas Vesterholm. Transient A/F ratio errors in conventional SI engine controllers. *SAE-Technical Paper Series*, 1993.
- [4] Elbert Hendricks and Spencer C. Sorensen. Mean value modelling of spark ignition engines. *SAE-Technical Paper Series*, 1990.
- [5] Elbert Hendricks, Thomas Vesterholm, and Spencer C. Sorensen. Non-linear, closed loop, SI engine control observers. *SAE-Technical Paper Series*, 1992.
- [6] John B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Number ISBN 0-07-100499-8. McGraw-Hill, Singapore, 1989.
- [7] P. E. Moraal. Adaptive compensation of fuel dynamics in an SI engine using a switching ego sensor. *Conference on Decision & Control*, 1995.
- [8] Mattias Nyberg, Andrej Percovic, and Lars Nielsen. Model based diagnosis of leaks in the air-intake system of an SI-engine. *Draft Paper*.

Bilaga A: Förbränningsmotorn

Det finns ett antal olika förbränningsmotorer. Den första grova indelningen är motorer med förbränning utanför cylindern och motorer med förbränningen inne i cylindern. Ångmaskinen kan nämnas som ett exempel på en motor med förbränningen utanför cylindern. Ett annat exempel är Stirlingmotorn som bl.a. används i en del ubåtar. Det man i vanligt tal kallar förbränningsmotor är den med förbränningen inne i cylindern. De vanligast förekommande motorerna är ottomotorn (den vanliga bensinmotorn) och dieselmotorn. Utöver dessa finns några andra varianter såsom wankelmotorn (rotationskolvmotor). I detta kapitel kommer fyrtakts ottomotorn att beskrivas. Därefter kommer de grundläggande skillnaderna mellan ottomotorn och dieselmotorn att tas upp.

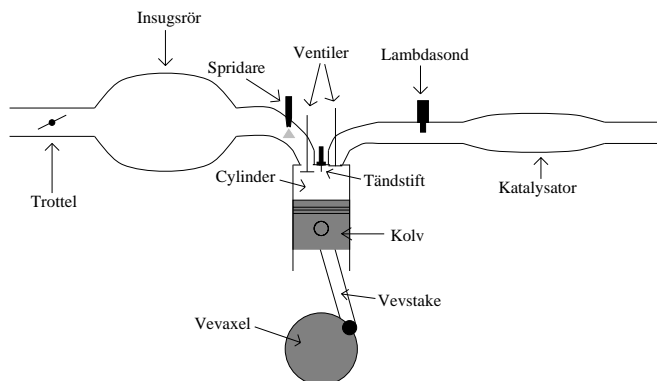
A.1 Ottomotorn

En ottomotor är en kolvmotor. Kolvar löper fram och tillbaka i en cylinder (se figur (A.1)). En fyrtakts ottomotor sägs arbeta i fyra takter, insugs, kompressions, arbets och utblås-takt. Under insugstakten går kolven nedåt i cylindern och cylindervolymen ökar. Insugsventilerna öppnar så att luft/bränsleblandningen kan sugas in i cylindern. När kolven når sitt nedersta läge påbörjas kompressionstakten. Under denna är alla ventiler stängda. Eftersom volymen nu minskas kommer trycket i cylindern att öka. Vid en väl vald tidpunkt i slutet av kompressionstakten kommer antändning att ske m.h.a. tändstiftet i cylindern. Den kemiska process som äger rum frigör nu energi som hettar upp gasen i motorn varpå trycket i cylindern ökar snabbt. Trycket i cylindern kommer att trycka ner kolven vilket sker under arbetstakten. När kolven når sitt nedersta läge och vänder uppåt igen öppnas avgasventilerna och den uppåtgående kolven trycker ut de förbrända gaserna ur cylinder. När så kolven når sitt översta läge börjar en ny insugstakt. Kolven är via en vevstake förbunden med en vevaxel. Kolvens rörelse överförs på detta vis till en roterande rörelse. Det är denna roterande rörelse som sedan tas ut till växellådan via en koppling.

Innan cylindern finns ett insugsrör. Det är i detta rör som bränslet blandas med luften. I de flesta motorer sker detta precis innan insugsventilen och insprutning sker medan denna är stängd. Detta för att så mycket bränsle som möjligt ska hinna förångas innan det sugas in i cylindern. Innan insugsröret sitter det en trotteln som har till uppgift att begränsa luftflödet. Det är denna trotteln som påverkas med gaspedalen. Om trotteln är delvis stängd kommer det flödesmotstånd som trotteln utgör att

skapa ett undertryck i insugsröret då motorn suger luft från insugsröret. Trycket i insugsröret brukar användas som ett mått på motorns belastning. På överladdade motorer finns en pump som antingen drivs av avgasstrycket eller mekaniskt och som bygger upp ett tryck, innan trotteln, som är högre än atmosfärstrycket. På detta sätt kommer motorn att kunna få in mer luft och därmed förbränna mer bränsle vilket ger mer effekt.

Arbetet som motorn utför sker under arbetstakten. De övriga takterna tillför inget arbete (med undantag för överladdade motorer under hög belastning där trycket i insugsröret hjälper till att driva kolven nedåt) istället kräver dessa takter arbete. Det arbete som krävs för att ta in ny luft och sedan blåsa ut de förbrända gaserna kallas pumparbete.



Figur A.1. Ottomotorn.

A.2 Dieselmotorn

Den stora skillnaden mellan ottomotorn och dieselmotorn är att i en dieselmotor sker antändningen av bränslet genom självantändning. För att självantändning ska ske har man ett betydligt högre kompressionsförhållande i en dieselmotor jämfört med en bensinmotor. När luften komprimeras upphettas den för att till slut nå en sådan temperatur att bränslet i cylindern självantänds. För att få antändningen vid rätt tidpunkt kan bränslet inte blandas med luften innan den kommer in i cylindern utan bränslet sprutas direkt in i cylindern vid en tidpunkt så att antändningen sker i rätt läge under slutet av kompressionsfasen. Vidare arbetar en dieselmotor med ett ständigt luftöverskott och har ingen trotteln som begränsar luftflödet. Istället styr man effektuttaget med hur mycket bränsle som sprutas in i cylindern.

En fördel med detta är att man slipper en del pumparbete eftersom motorn inte behöver suga in luft från en behållare med undertryck. Det är också i huvudsak detta, tillsammans med den högre kompressionen, som gör att dieselmotorn har högre verkningsgrad än ottomotorn.

Ett problem med att spruta in bränslet direkt i cylindern är att en del bränsle inte hinner förångas utan kommer att vara i droppform då det antänds. Detta medför sotbildning och ger mer sot i avgaserna. Vidare bildas det mer kväveoxider till följd av den högre temperaturen på förbränningen och än så länge finns det ingen katalysator för att omvandla kväveoxider till ofarliga gaser. Något som det dock forskas mycket kring, det skulle nämligen medföra att det även skulle gå att köra ottomotorn med ett luftöverskott.

För den som är intresserad att fördjupa sig i motorteknik rekommenderas läsning i Heywood [6].