

# **Modellbaserad drivlinereglering**

**Examensarbete**

utfört inom ämnesområdet **Fordonssystem**

av

**Magnus Nordenborg**

Reg nr: LiTH-ISY-EX-3642-2005

29 april 2005



# **Modellbaserad drivlinereglering**

**Examensarbete**

utfört inom ämnesområdet **Fordonssystem,**

**Institutionen för Systemteknik**

vid **Linköpings universitet**

för **Fiat-GM-Powertrain**

av **Magnus Nordenborg**

Reg nr: LiTH-ISY-EX-3642-2005

Handledare: **Peder Wiegurd**

Fiat-GM-Powertrain

**Marcus Klein**


Linköpings Universitet

Examinator: **Universitetslektor Lars Eriksson**

Linköpings Universitet

Linköping, 29 april 2005



	<b>Avdelling, Institution</b> Division, Department  Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering 581 83 Linköping	<b>Datum</b> Date  29 april 2005
	<b>Språk</b> Language <input checked="" type="checkbox"/> Svenska/Swedish <input type="checkbox"/> Engelska/English  <input type="checkbox"/> _____	<b>Rapporttyp</b> Report category <input type="checkbox"/> Licentiatavhandling <input checked="" type="checkbox"/> Examensarbete <input type="checkbox"/> C-uppsats <input type="checkbox"/> D-uppsats <input type="checkbox"/> Övrig rapport <input type="checkbox"/> _____
<b>URL för elektronisk version</b> <a href="http://www.vehicular.isy.liu.se">http://www.vehicular.isy.liu.se</a> <a href="http://www.ep.liu.se/exjobb/isy/2005/3642/">http://www.ep.liu.se/exjobb/isy/2005/3642/</a>		
<b>Titel</b> Modellbaserad drivlinereglering  <b>Title</b> Model based powertrain control  <b>Författare</b> Magnus Nordenborg Author		
<b>Sammanfattning</b> Abstract  <p>A cars powertrain consists of everything that is needed for its propulsion. The components in the driveline that transfer the power from the engine to the driven wheels are not absolutely stiff, hence they will wind up due to the torque and act as torsion springs. If you suddenly demand a bigger torque by stepping on the accelerator pedal, a so called tip in manoeuvre, and that torque is acquired from the engine as quickly as possible, the driveline will not be able to transfer that fast torque change due to its weakness and as a result it will start to oscillate. These oscillations will be transferred to the driven wheels and make the car to accelerate jerkily which will be experienced as uncomfortable by the passengers. Furthermore, there is a backlash in the driveline that will make the weakness in the driveline even more excited than it should have been if the backlash did not existed.</p> <p>To avoid too big problems with these oscillations there is a control system that controls the demanded torque. This control system is today an open loop control system, i.e. a filtering of the demanded torque. As the cars computer power is increasing steadily there is an interest of investigating if it is possible to get a higher performance control system by using a more advanced, closed loop, model based control system.</p> <p>In this thesis such a control system is developed. First a model of the system is constructed; this model is used to design an observer that estimates the non measurable states in the driveline. The results show that this observer estimates these states fine on the basis of the available signals. The observer is the base for the driveline control system and simulations show that this control system is a considerable improvement compared to the control system used today.</p>		
<b>Nyckelord</b> Keywords              Backlash control, powertrain control, driveability		



## Sammanfattning

En bils drivlina består av allt som behövs för dess framdrift. De komponenter i drivlinan som överför kraften från motorn till hjulen är inte absolut stela utan dessa elastiska kroppar kommer att deformeras då de utsätts för ett moment och fungera som torsionsfjädrar. Om man snabbt begär ett större moment genom att trampa på gasen, en så kallad tip-in manöver, och detta begärda moment läggs ut så snabbt som möjligt från motorn kommer inte de vecka axlarna ”hinna med” vilket medför att axlarna kommer att börja oscillera. Dessa oscillationer kommer att överföras till de drivande hjulen och göra att bilen accelererar ryckigt vilket upplevs som obehagligt av passagerarna i bilen. Detsamma gäller om man plötsligt släpper gasen, en så kallad tip-out manöver. Det finns dessutom ett glapp i drivlinan som gör att vekheten i axeln exciteras ännu mer än vad den skulle ha gjort om glappet inte hade existerat.

För att undvika allt för stora problem med dessa oscillationer har man en reglering som gör att man inte lägger på hela det begärda momentet på en gång. I dag fungerar denna reglering till största delen genom öppen styrning, det vill säga genom en filtrering av det begärda momentet. I takt med att datorkraften hela tiden ökar i bilar är man nu intresserad av att utreda i fall man kan lösa detta reglerproblem på ett bättre sätt genom en mer avancerad, sluten, modellbaserad reglering. Även i den nya regleringen vill man enbart använda sig av redan befintliga sensorer i bilen då det skulle bli för dyrt att sätta in någon extra sensor enbart för att få en bättre drivlinereglering.

I denna uppsats utvecklas en sådan reglering. Först konstrueras en modell av drivlinan som används till att skapa en observatör som skattar de icke mätbara tillstånden i drivlinan. Resultaten visar på att denna observatör skattar de icke mätbara tillstånden på ett bra sätt utifrån de tillgängliga mätsignalerna. Denna observatör används sedan som grund för en reglering av drivlinan och i simuleringar visar sig denna reglering vara markant bättre än den som används idag.

**Nyckelord:** Glappreglering, drivlinereglering, körbarhet

# Förord

Denna uppsats är indelad i följande åtta kapitel.

## **Kapitel 1, Inledning**

**Kapitel 2, Modellering:** Beskriver tankarna bakom den modell av systemet som utvecklas.

**Kapitel 3, Systembeskrivning:** Beskriver bilen och de system som finns i bilen som är relevanta i denna tillämpning.

**Kapitel 4, Metodutveckling:** Beskriver de metoder och algoritmer som utvecklas för detta problem.

**Kapitel 5, Systemidentifiering:** Beskriver hur de olika parametrarna i modellen identifieras.

**Kapitel 6, Observatör:** Beskriver hur observatören tas fram samt utvärdering av denna.

**Kapitel 7, Reglering:** Beskriver hur reglersystemet utvecklas och testas.

## **Kapitel 8, Slutsatser och fortsatt arbete**

Jag skulle vilja tacka min handledare på Fiat-GM-Powertrain, Peder Wiegurd som under hela tiden som min handledare hjälpt mig och visat stor entusiasm för mitt arbete. Även Anders Larsson har varit till stor hjälp i uppstartsfasen av mitt arbete. Jag vill även tacka Curt Nilsson på vägverket som gav mig ritningar över en nybyggd väg utanför Södertälje samt förklarade hur dessa skulle tolkas. Jag vill även rikta ett stort tack till min handledare Marcus Klein som har kommit med många nyttiga åsikter angående rapporten samt korrekturläst denna.

*Magnus Nordenborg*  
Linköping, 29 april 2005



# Innehåll

<b>Sammanfattning</b>	<b>v</b>
<b>Förord</b>	<b>vi</b>
<b>1 Inledning</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrund . . . . .	1
1.2 Beskrivning av drivlinan . . . . .	2
1.3 Körbarhet . . . . .	3
<b>2 Modellering</b>	<b>4</b>
<b>3 Systembeskrivning</b>	<b>9</b>
<b>4 Metodutveckling</b>	<b>11</b>
4.1 Hjulsensorerna . . . . .	11
4.2 58X-sensorn . . . . .	12
4.3 Pulståg . . . . .	14
4.4 Synkronisering . . . . .	14
4.5 Väglutningen . . . . .	14
4.6 Växelidentifiering . . . . .	15
<b>5 Systemidentifiering</b>	<b>16</b>
5.1 Svänghjulet . . . . .	16
5.2 Förlustparametrar . . . . .	17
5.3 Glappet . . . . .	19
5.4 Drivlinans styvhet . . . . .	20
5.5 Drivlinans dämpning . . . . .	20
<b>6 Observatör</b>	<b>22</b>
6.1 Kontaktmod . . . . .	24
6.1.1 Utvärdering . . . . .	25
6.2 Glappmod . . . . .	25

<b>7</b>	<b>Reglering</b>	<b>29</b>
7.1	Bang-bang reglering . . . . .	30
7.2	Lqr-reglering . . . . .	30
7.3	Utvärdering . . . . .	32
7.4	Robusthet . . . . .	32
7.5	Realiserbarhet . . . . .	34
<b>8</b>	<b>Slutsatser och fortsatt arbete</b>	<b>35</b>
	<b>Litteraturförteckning</b>	<b>37</b>
<b>A</b>	<b>Signalomvandlingskrets</b>	<b>38</b>
<b>B</b>	<b>Simulinkmodeller</b>	<b>42</b>

# Kapitel 1

## Inledning

Detta examensarbete har utförts på Fiat-GM-Powertrain i Södertälje, avdelningen för motorstyrsystemsutveckling. Arbetet är utfört för SAAB och på en SAAB 9-3.

### 1.1 Bakgrund

Drivlinan är allt som behövs för en bils framdrift. Den består i huvudsak av motor, koppling, växellåda, kardanaxel, slutväxel, drivaxlar och hjul. Traditionellt sett är det det utgående momentet från motorn som man reglerar med gaspedalen. Om man snabbt begär ett större moment genom att trampa på gasen, en så kallad tip-in manöver, och man så snabbt som möjligt lägger ut detta begärda moment från motorn så kommer inte axlarna "hinna med" ty de är veika och fungerar som torsionsfjädrar. Detta innebär att axlarna kommer att börja oscillera och dessa oscillationer kommer att gå rakt ut genom hjulen och göra att bilen accelererar ryckigt vilket upplevs som obehagligt av passagerarna i bilen. Detsamma gäller om man plötsligt släpper gasen, en så kallad tip-out manöver. Effekten blir som om man plötsligt släpper en spänd fjäder, den kommer att börja svänga och även dessa svängningar kommer att gå rakt ut genom hjulen och göra att bilen retarderar ryckigt. Dessutom finns det ett glapp i drivlinan som gör att under en tip-in manöver kommer motorn under ett litet tag accelerera helt utan last. Detta medför att när kuggarna slår i på andra sidan av glappet kommer först ett kraftigt slag, och det hörs ett metalliskt "klonk"-ljud, och därefter exciteras vekheten i axeln ännu mer än vad den skulle ha gjort om glappet inte hade existerat. Även under en tip-out manöver kommer vekheten i drivlinan exciteras extra mycket på grund av glappet eftersom motorn till en början inte kommer att bromsa hjulen. De kommer att fortsätta med samma hastighet genom glappet och sen slå i hårt på andra sidan glappet.

I dag regleras dessa problem till största delen genom öppen styrning, det

vill säga genom en filtrering av det begärda momentet. Det finns även en återkopplad del i dagens reglersystem som använder motorvarvtalet högpasfilterat och nedskalat som momentneddrag på de oscillationer som uppstår trots den öppna styrningen. I takt med att datorkraften hela tiden ökar i bilar är man nu intresserad av att utreda i fall man kan lösa detta reglerproblem på ett bättre sätt genom en mer avancerad sluten modellbaserad reglering. Även i den nya regleringen vill man enbart använda sig av befintliga sensorer i bilen då det skulle bli alldeles för dyrt att sätta in någon extra sensor enbart för att få en bättre drivlinereglering.

## 1.2 Beskrivning av drivlinan

Drivlinan består av allt som behövs för att driva en bil framåt eller bakåt. Dess huvudkomponenter är motorn, kopplingen, växellådan, kardanaxeln, slutväxeln, drivaxlarna och de drivande hjulen.

Motorns uppgift är att generera den kraft som behövs för att driva bilen framåt. Kopplingen behövs för att frilägga växellådan från last när man skall byta växel, på bilar med automatisk växellåda saknas koppling. Växellådan är nödvändig för att man skall kunna ändra utväxlingsförhållandet mellan motor och hjul. Detta måste kunna göras för att motorn skall kunna arbeta i det varvtalsområde där den arbetar som bäst oavsett i vilken hastighet man kör. Kardanaxeln behövs för att överföra kraften från växellådan till slutväxeln. I slutväxeln finns en differential som tillåter de båda drivande hjulen att rotera olika snabbt vilket de behöver göra i kurvor. Utväxlingen i slutväxeln är konstant och ger tillsammans med utväxlingen i växellådan den totala utväxlingen mellan motorn och hjulen. Drivaxlarna överför kraften från slutväxeln till hjulen som i sin tur överför kraften till marken och genererar den framåt drivande kraften på bilen.

Mellan alla kuggar i växellådan och slutväxeln måste det finnas ett litet spel för att kugghjulen skall kunna rotera friktionsfritt. Dessa små spel är den största orsaken till att det uppkommer ett glapp i drivlinan. Eftersom dessa glapp är nödvändiga för att kugghjulen skall kunna rotera med så lite friktion som möjligt så kan man inte bygga bort glappet utan man måste istället ta hänsyn till det när man konstruerar styrsystemet till bilen.

Inga kroppar är absolut stela utan alla ingående delar i drivlinan är mer eller mindre vecka. De största veketerna finns dock i drivaxlarna och kopplingen. Dessutom finns det, på bilen som användes för experimenten, ett dubbelmassesvänghjul på vevaxeln från motorn, och det har en ganska vek länk mellan de båda roterande massorna. Hela motorn är för övrigt upphängd i gummibussningar som tillför en extra veket.

Drivlinan har en självsvängningsfrekvens någonstans mellan 3 och 7 Hz. Det är ingen slump att drivlinan har just den självsvängningsfrekvensen utan det är ett medvetet designval eftersom i princip inga andra komponenter i bilen svänger med den frekvensen [1]. En nackdel med detta val är att vi-

brationer i detta frekvensområde uppfattas tydligt av passagerarna i bilen och upplevs som obehagliga.

Människor är väldigt toleranta mot svängningar i kroppens längdriktning efter som dessa svängningar uppkommer helt naturligt medan vi går och springer. Vibrationer vinkelrätt mot kroppens längdriktning, som de longitudinella svängningar som uppkommer på grund av vekheten i drivlinan när man sitter i en bil, uppfattas däremot som onaturliga och obehagliga och kan ge upphov till åksjuka. Det finns därför en stor anledning till att försöka få bort dessa svängningar för att öka komforten för passagerarna [2].

### 1.3 Körbarhet

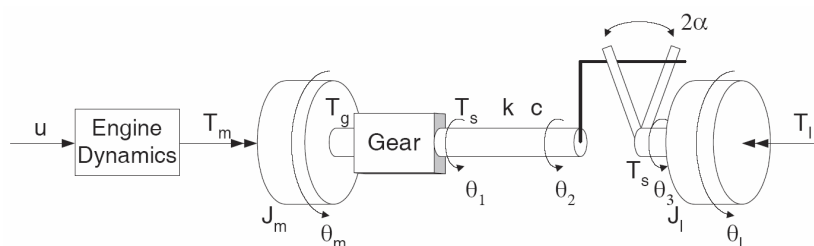
Körbarhet är en subjektiv beskrivning av en bil och är ett mått på hur bra det känns att köra en bil. I begreppet körbarhet innefattas både komfort för föraren och fordonets prestanda. Drivlineregleringen innebär att man måste göra en avvägning mellan komfort och prestanda. Om man passerar glappet långsamt samt lägger på det begärda momentet långsamt kan man helt slippa oscillationer i drivlinan men i gengäld blir responsen i bilen väldigt långsam när man trampar på gasen. Det andra extremalternativet är att lägga på det begärda momentet så snabbt det går vilket ger bäst prestanda men sämre komfort på grund av den ryckiga acceleration som detta ger upphov till. Exakt vilken avvägning mellan prestanda och komfort som är optimal går inte att säga, utan det beror helt på vad man vill ha för karaktäristik på bilen. Körbarhet på en sportbil beskrivs mer av prestanda medan den på en familjebil till en större del beskrivs av komfort.

Med en bra reglering kan man öka prestandan på en bil utan att göra avkall på komforten, eller tvärtom. En bra reglering skulle också kunna innebära att man skulle kunna öka glappets storlek, utan vare sig försämrad komfort eller prestanda, vilket skulle innebära att det blir billigare att tillverka bilarna.

## Kapitel 2

# Modellering

En modell som skall användas i ett reglerproblem bör vara så enkel som möjligt men trots det fånga de väsentliga egenskaperna hos systemet väl. Här väljs att modellera systemet som två roterande massor med en vekhet och ett glapp emellan. Den vekhet som modelleras här skall då fånga upp de aggregerade vekheterna av alla ingående komponenter och på samma sätt representeras alla små glapp mellan alla de enskilda kugghjulen av ett aggregerat glapp. En principiell skiss av modellen ses i figur 2.1.



Figur 2.1: Schematisk skiss av drivlinemodellen [3]

Den första roterande massan representerar svänghjulets roterande massa. Till svänghjulets tröghetsmoment adderas i denna modell även kopplingens och den ingående sidan av växellådans tröghetsmoment. Denna massa påverkas från det ena hållet av det utgående momentet från motorn och från det andra av det moment som ligger över kopplingen och den ingående axeln till växellådan.

$$J_m \ddot{\theta}_m = T_m - T_g \quad (2.1)$$

Där  $J_m$  är första massans tröghetsmoment,  $\theta_m$  dess vinkel,  $T_m$  det utgående momentet från motorn och  $T_g$  är det ingående momentet till växellådan.

Växellådan modelleras som en ideal växel utan förluster där moment och varvtal skalas med utväxlingen. Eftersom det i denna modell enbart finns ett utväxlingsställe så är utväxlingen i denna växel produkten av växellådans verkliga utväxling och slutväxelns utväxlingsförhållande.

$$T_s = iTg \quad (2.2)$$

$$\theta_m = i\theta_1 \quad (2.3)$$

Där  $i$  är den totala utväxlingen,  $T_s$  är det utgående momentet från växellådan, det vill säga momentet i kardanaxeln, och  $\theta_1$  är den utgående vinkeln från växellådan.

Vekheten mellan de båda roterande massorna modelleras som en dämpad fjäder på följande sätt:

$$T_s = K(\theta_2 - \theta_1) + c(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) \quad (2.4)$$

Där  $K$  i detta fall skall beskriva hela den aggregerade vekheten från motor till hjul. Den primära ansatsen är att denna funktion skall vara linjär så att  $K$  enbart är en konstant, men  $K$  kan även tänkas vara en mer avancerad funktion om det beskriver det fysikaliska uppträdandet på ett bättre sätt. Parametern  $c$  beskriver dämpningen i axeln och  $\theta_1$  och  $\theta_2$  är ändvinklarna på axeln.  $\theta_3$  är vinkeln på andra sidan glappet, se figur 2.1. När modellen skall användas i praktiska tillämpningar vill man ha ett minimalt antal tillstånd i modellen. Att använda vinklarna  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  och  $\theta_3$  som tillstånd kommer inte att ge en minimal tillståndsbeskrivning. Istället används vinklarna  $\theta_d$  som är den totala uppvriddningen i drivlinan, det vill säga  $\theta_3 - \theta_1$  och  $\theta_b$  som är positionen i glappet, det vill säga  $\theta_3 - \theta_2$ . Med ovanstående vinkeltransformation modelleras momentet i axeln på följande sätt:

$$T_s = K(\theta_d - \theta_b) + c(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_b) \quad (2.5)$$

Ett glapp kan modelleras på många olika sätt. Det lättaste sättet att modellera glappet är att enbart modellera det som en dödzon. Om man väljer att modellera glappet som en dödzon har man en modell som beskriver uppträdandet bra men det är inte helt fysikaliskt korrekt. Eftersom glappet påverkar momentet i drivlinan modelleras det tillsammans med den ovan beskrivna axelmodellering. Den modifierade varianten när man tar hänsyn till glappet och modellerar det som en dödzon blir:

$$T_s = \begin{cases} K(\theta_d - \alpha) + c\dot{\theta}_d & \text{om } \theta_d \geq \alpha \\ 0 & \text{om } |\theta_d| < \alpha \\ K(\theta_d + \alpha) + c\dot{\theta}_d & \text{om } \theta_d \leq -\alpha \end{cases} \quad (2.6)$$

där  $\alpha$  är halva glappets bredd, det vill säga glappet sträcker sig från  $-\alpha$  till  $\alpha$ . En mer fysikaliskt riktig beskrivning av glappet är att använda sig av ett extra tillstånd som beskriver positionen i glappet. För den här tillämpningen är det den lösning som har valts. Anledningen är att positionen i glappet är viktig

information när man skall skapa en reglering som ska hantera glappgenomgången. I detta fall modelleras axeln så som den beskrivs i ekvation 2.5 och positionen i glappet modelleras på följande sätt:

$$\dot{\theta}_b = \begin{cases} \max(0, \dot{\theta}_d + K/c(\theta_d - \theta_b)) & \text{om } \theta_b \leq -\alpha \\ \dot{\theta}_d + K/c(\theta_d - \theta_b) & \text{om } |\theta_b| < \alpha \\ \min(0, \dot{\theta}_d + K/c(\theta_d - \theta_b)) & \text{om } \theta_b \geq \alpha \end{cases} \quad (2.7)$$

Den andra roterande massan representerar hjulens tröghetsmoment samt hela bilens massa. Bilens massa är transformerad till ett tröghetsmoment på följande sätt:

$$F = ma \quad (2.8.1)$$

$$a = r\ddot{\theta}_w \quad (2.8.2)$$

där  $r$  är hjulradien och det antas att det inte finns något slip

$$F = (T_s - T_l)/r \quad (2.8.3)$$

ekvation 2.8.3 och 2.8.2 insatt i ekvation 2.8.1 ger

$$(T_s - T_l)/r = mr\ddot{\theta}_w \quad (2.8.4)$$

ekvation 2.8.4 kan skrivas om till:

$$mr^2\ddot{\theta}_w = T_s - T_l \quad (2.8)$$

$mr^2$  kan i ekvation 2.8 tolkas som ett tröghetsmoment på hjulet. Det totala tröghetsmomentet på hjulet blir då:

$$J_w = I_w + mr^2 \quad (2.9)$$

där  $I_w$  är de båda drivande hjulens sammanlagda tröghetsmoment.

Bilens massa varierar beroende på hur den är lastad och man känner inte till den korrekta massan i alla lägen, regleringen som baseras på denna modell måste således vara tillräckligt robust för att kunna hantera att tröghetsmomentet  $J_w$  inte är helt korrekt. Denna massa påverkas från det ena hållet av glappet och från det andra av väglaster och ekvationen blir följaktligen:

$$J_w\ddot{\theta}_w = T_s - T_l \quad (2.10)$$

där  $T_l$  är det förlustmoment som kommer från väglaster.

Väglasterna består av rullmotstånd, friktioner, luftmotstånd och bilens egen massa till följd av väglutningen. Dessa laster modelleras på nedanstående sätt:

$$T_l = r(c_0 \cos(\alpha_{road}) + c_1 r \dot{\theta}_w + c_2 (\dot{\theta}_w)^2 + mg \sin(\alpha_{road})) \quad (2.11)$$

där  $\alpha_{road}$  är väglutningen.

Väglutningen är en helt okänd parameter. Väglutningsförändringen modelleras därför enbart som noll. När modellen sedan används i observatören



kommer observatörsåterkopplingen att göra att den skattas mot sitt verkliga värde. Mer om detta i kapitel 6 där observatören beskrivs.

Om man slår samman delmodellerna 2.1-2.3,2.5,2.7,2.9 och 2.11 till en modell får man nedanstående modell. Modellen är skriven på tillståndsform och är uppdelad i två olika delmodeller, en när man befinner sig i glappet och en när man har kontakt. Dessa båda lägen kommer i fortsättningen benämnas kontaktmod och glappmod. I kontaktmoden kan man antingen ha positiv kontakt eller negativ kontakt och positionen i glappet,  $x_4$ , betraktas som en konstant som är  $\alpha$  vid positiv kontakt och  $-\alpha$  vid negativ kontakt;  $\alpha$  är halva glappets storlek, se figur 2.1.

#### Kontaktmod

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2/i - x_3 \\ \dot{x}_2 &= 1/J_m \times (T_m - (K(x_1 - x_4) + c(x_2/i - x_3))/i) \\ \dot{x}_3 &= 1/J_w \times (K(x_1 - x_4) + c(x_2/i - x_3) \dots \\ &\quad - r(c_0 \cos(x_5) + c_1 r x_3 + c_2 (r x_3)^2 + m g \sin(x_5))) \\ \dot{x}_5 &= 0\end{aligned}$$

#### Glappmod

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2/i - x_3 \\ \dot{x}_2 &= 1/J_m \times T_m \\ \dot{x}_3 &= 1/J_w \times (-r(c_0 \cos(x_5) + c_1 r x_3 + c_2 (r x_3)^2 + m g \sin(x_5))) \\ \dot{x}_4 &= x_2/i - x_3 + K(x_1 - x_4)/c \\ \dot{x}_5 &= 0\end{aligned}$$

Där tillstånden är definierade som

$$\begin{aligned}x_1 &= \theta_d = \theta_3 - \theta_1 \\ x_2 &= \dot{\theta}_m \\ x_3 &= \dot{\theta}_w \\ x_4 &= \theta_b = \theta_3 - \theta_2 \\ x_5 &= \alpha_{road}\end{aligned}$$

I vissa tillämpningar måste man använda sig av en linjäriserad modell av systemet. En linjäriserad modell ser ut på nedanstående sätt då de är skrivna på matrisform:

Kontaktmod, linjär modell.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1/i & -1 & 0 \\ -K_l/i/J_m & c/i^2/J_m & -1/i/J_m & 0 \\ K_l/J_w & c/i/J_w & -(c + c_{w1}r^2)/J_w & mg/J_w \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{A_{kontakt}} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_5 \end{bmatrix} \dots$$

$$+ \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 1/J_m \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{B_{kontakt}} T_m + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ K_l x_4/i/J_m \\ -K_l x_4/J_w - r c_{w0}/J_w \\ 0 \end{bmatrix}}_{F_{kontakt}} \quad (2.12)$$

Glappmod, linjär modell.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1/i & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{w1}r^2/J_w & mg/J_w \\ K_l/c & 1/i & -1 & -K_l/c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{A_{glapp}} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} \dots$$

$$+ \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 1/J_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{B_{glapp}} T_m + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -r c_{w0}/J_w \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{F_{glapp}} \quad (2.13)$$

I denna linjäriserade modell är  $K_l$  en konstant och de båda förlustparametrarna  $c_{w0}$  och  $c_{w1}$  är beräknade för ett system som enbart har dessa förluster så dessa är inte de samma som  $c_0$  och  $c_1$ .

## Kapitel 3

# Systembeskrivning

Bilen som alla experiment utförs på är en SAAB 9-3 Aero av årsmodell 2004. Bilen är en helt vanlig standardbil, med den enda modifieringen att styrsystemet är utbytt till ett så kallat öppet styrsystem; det innebär att man kan påverka styrsystemets funktion genom att ändra olika parametervärden. Motorstyrsystemet i bilen kallas för T8 och finns lagrad i motorkontrollenheten (ECU). ECU:n är en del i bilens datanätverk, CAN, och kan på så vis läsa in signaler från andra processorer i bilen. Insignaler från motorn fås via motorns olika givare. Alla insignaler processas i motorstyrsystemet och ECU:n styr sedan ut signaler till motorns olika ställdon och till andra processorer i närverket. Via en pc och ett av SAAB specialutvecklat program som kallas för Apptool kan man koppla in sig på CAN-bussen och samla in mätdata medan man gör experiment i bilen. Det är även via Apptool som man har möjlighet att ändra på parametervärden i T8. De signaler som finns tillgängliga och är intressanta för den här tillämpningen är det utgående momentet från motorn, hjulvarvtalet och motorvarvtalet.

Det utgående motormomentet är inte ett uppmätt moment utan ett moment som T8 skattar. Denna skattning grundar sig på mätningar som är gjorda på en likadan motor i testbänk och mappar utifrån ett stort antal uppmätta parametrar det mest troliga utgående motormomentet. Denna skattning är inte exakt, framförallt inte vid små motormoment, men det är den bästa som finns tillgänglig. Genom hela denna uppsats kommer detta värde att betraktas som ett sant värde.

Motorvarvtalet kommer från en så kallad 58X-sensor som sitter på svänghjulet. 58X-sensorn består av en kuggkrans med 58 jämt fördelade kuggar samt ett glapp motsvarande två kuggar, detta glapp indikerar en speciell position på vevaxeln. Mot denna kuggkrans sitter en induktivgivare som känner av kuggpassagerna.

T8 tar in det pulståg som kommer från induktivgivaren i 58X-sensorn och beräknar utifrån det ut aktuellt motorvarvtal. När detta görs sätts de två saknade kuggarna in virtuellt och signalen medelvärdesbildas över en viss tid.

Pulståget som kommer från 58X finns inte tillgängligt på CAN-bussen utan där finns endast det av T8 beräknade motorvarvtalet.

På varje hjul sitter en kuggkrans med 48 kuggar samt en induktivgivare. Pulstågen från dessa sensorer skickas till ABS-styrsystemet. Det som finns tillgängligt på CAN-bussen är en hastighet för framhjulen och en för bakhjulen, dessa hastigheter är medelhastigheter av det vänstra och det högra hjulen. Även denna signal är medelvärdesbildad över en viss tid. Hastighetsbestämningen fungerar typiskt så att styrsystemet räknar hur många pulser som passerar under en viss förutbestämd tid.

För att kunna mäta hjulpositionen och vevaxelpositionen med så hög precision som möjligt skulle det var önskvärt att ha tillgång till pulstågen direkt från ABS-sensorerna och 58X-sensorn. För att kunna mäta dessa signaler kopplas ett digitalt oscilloskop in direkt på sensorerna. Det digitala oscilloskopet kräver att pulserna skall variera mellan noll och fem volt, vilket inte är fallet från början med signalerna från hjulsensorerna. Dessa är från början analoga strömdrivna signaler. Därför konstrueras en mellankopplingskrets som transformerar signalen till rätt nivå. För en närmare beskrivning av signalerna samt av mellankopplingskretsen se Bilaga A. För att få en så exakt positionering av hjulen och vevaxeln som möjligt samplas dessa signaler med en så hög samplingsfrekvens som det går med det aktuella oscilloskopet, det är 200 kHz.

# Kapitel 4

## Metodutveckling

För att kunna använda sig av de pulståg som fås från 58X-sensorn och hjulsensornerna måste dessa tolkas. När datan skall användas för systemidentifiering räcker det med att göra en ickekausal tolkning som kan bli mer exakt än vad en kausal tolkning blir. När man i ett senare läge skall använda sensorerna för reglering så måste däremot alla signaler tolkas kausalt. Även om signalerna från dessa sensorer inte finns tillgängliga för T8 idag så antas det under utvecklingen av detta regelsystem att dessa signaler finns tillgängliga.

### 4.1 Hjulsensornerna

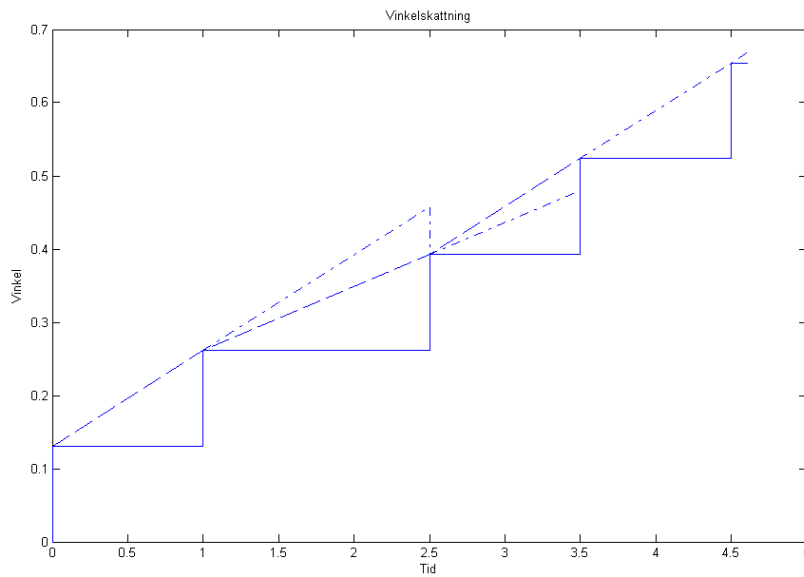
På varje hjul sitter en sensor för ABS-systemet som mäter hjulets hastighet. Sensorn består av en kuggkrans med 48 kuggar som roterar med samma hastighet som hjulet samt en induktivgivare som ger ifrån sig en hög signal varje gång en kugg passerar och annars en låg signal. Denna givare ger ifrån sig en analog strömdriven signal, för en närmare beskrivning av signalen se Bilaga A. När hjulet snurrar ett varv kommer sensorn följaktligen att ge ifrån sig ett pulståg bestående av 48 pulser. Hjulets vinkel  $\theta_w$  kan således räknas ut med följande formel:

$$\theta_w = 2\pi/48\#\text{pulser} \quad (4.1)$$

Om man enbart uppdaterar hjulets position varje gång man får en ny puls från hjulsensorn kommer man att få en signal som indikerar rätt position vid varje positiv flank i pulståget, men som vid alla andra tidpunkter visar en för liten vinkel. När man har möjlighet att göra en icke kausal tolkning av signalen är det rättfram att göra en linjär interpolation mellan de samplingspunkter man får.

I en verklig kausal tillämpning är problemet inte fullt lika trivialt. Den lösning som har valts att implementeras är en lösning som antar att hjulets hastighet är densamma mellan de två kuggar man befinner sig emellan som

den var mellan de två tidigare kuggarna. När nästa positiva flank i pulståget passerar uppdateras hjulets vinkel till den korrekta vinkeln. Se figur 4.1.



Figur 4.1: Mellan flankerna skattas vinkeln efter hastigheten i föregående kuggpassage. Streckad linje visar hastighets-skattningen och punktstreckad visar den kausala vinkelskattningen

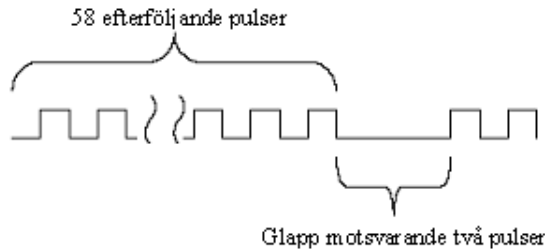
Hjulets vinkelhastighet beräknas genom att mäta tiden mellan två kuggpassager. På den tiden har hjulet roterat  $2\pi/48$  radianer och hjulets vinkelhastighet är följaktligen  $2\pi/(48(t_n - t_{n-1}))$  där  $t_n$  är tiden för den senaste kuggpassagen. Hur detta har implementerats syns i Bilaga B under rubriken Hjuldistans.

Det som är intressant i denna tillämpning är egentligen inte hjulens vinkelhastighet och vinkel utan drivaxelns. Differentialen i slutväxeln gör så att det vänstra och det högra hjulet kan rotera med olika vinkelhastigheter, dock motsvarar alltid medelhastigheten mellan de båda drivande hjulen kardanaxelns vinkelhastighet. Det som i fortsättningen benämns som vinkel och vinkelhastighet för hjulet är därför ett beräknat medelvärde av det vänstra och det högra hjulet.

## 4.2 58X-sensorn

58X-sensorn sitter monterad på vevaxeln ut från motorn och har som uppgift att mäta vevaxelns position och motorns varvtal. 58X-sensorn består av en

kuggkrans med 58 stycken jämt fördelade kuggar samt ett glapp motsvarande två kuggar. Det vill säga mellan varje kugg är det  $1/60$  varv. De två saknade kuggarna indikerar ett visst läge för vevaxeln. Kuggkransen är fast monterad på vevaxeln och roterar med samma hastighet som denna. Mot denna kuggkrans sitter en induktivgivare som ger ifrån sig en hög signal när en kugg passerar och annars en låg. För att kunna använda signalen som fås från 58X-sensorn måste de två saknade kuggarna sättas in virtuellt.



Figur 4.2: Exempel på pulståg från 58X

Den icke kausala lösningen på problemet är att mellan varje puls beräkna motorns hastighet; hastigheten beräknas som om det var  $1/60$  varv mellan kuggarna. Därefter jämförs hastigheten mellan två närliggande pulser, om skillnaden där emellan är för stor beror det på att man befinner sig i glappet. I och med att sträckan mellan kuggarna blir  $1/20$  varv istället för  $1/60$  varv kommer hastighet i glappet uppfattas som en tredjedel av den verkliga. I glappet stoppar vi då in två extra pulser på ett sådant sätt att motorns hastighet är konstant genom passagen.

Den kausala lösningen är att man beräknar motorns hastighet mellan varje kuggpassage; hastigheten beräknas som om det var  $1/60$  varv mellan alla kuggar. När man passerar glappet är avståndet mellan kuggarna i själva verket  $1/20$  varv och hastigheten kommer att uppfattas som en tredjedel av den verkliga. När man upptäcker detta startar man ett räkneverk som räknar antalet pulser; när 58 pulser har passerat vet man att man befinner sig i glappet och att det mellan dessa två kuggar är  $1/20$  varv och inte  $1/60$  varv.

När man har kompenserat 58X signalen för de två saknade kuggarna så tolkas den på samma sätt som signalerna från hjulsensorerna med den enda skillnaden att det på denna signal är 60 pulser på ett varv medan det endast är 48 pulser på ett varv från hjulsensorerna.

$$\text{Vevaxelvinkel } \theta_m = 2\pi/60 \# \text{pulser} \quad (4.2)$$

$$\text{Motorns vinkelhastighet } \dot{\theta}_m = 2\pi/(60(t_n - t_{n-1})) \quad (4.3)$$

För att se hur detta är implementerat i Simulink, se Bilaga B under rubriken Motordistans.

### 4.3 Pulståg

De signaler som man får ut från det digitala oscilloskopet är i princip fria från brus eftersom de analoga signalerna Schmidtriggas innan de skickas in i oscilloskopet, se Bilaga A. Den information som är intressant i varje signal är tidpunkten för de positiva flankerna, så dessa måste därför identifieras. Om signalerna vore helt brusfria så skulle varje etta som föregås av en nolla vara en positiv flank. Det brus som trots allt kan uppkomma uppkommer just vid de tillfällena när signalen slår om från ett till noll eller från noll till ett och bruset är i praktiken aldrig så långt som fem sampel.

Den metod som används för att identifiera de positiva flankerna är att en etta som föregås av minst fem nollor är en positiv flank. Denna metod är kausal och visar sig genom praktisk användning vara mycket ackurat.

På 58X-sensorn visar det sig att den första kuggen efter glappet skiljer sig från de övriga kuggarna, den är lite bredare än de andra kuggarna. Den har dock sin negativa flank på korrekt ställe. Därför måste de negativa flankerna identifieras istället för de positiva på signalen från 58X-sensorn. Detta görs enligt samma princip som de positiva flankerna identifieras. En nolla som föregås av minst fem ettor tolkas som en negativ flank.

### 4.4 Synkronisering

Då data samlas in både med oscilloskop och med Apptool från CAN-bussen måste datan synkroniseras med varandra för att man skall kunna använda sig av den. Eftersom motorhastigheten finns tillgänglig både från T8 och från oscilloskopet så används motorhastigheten för synkronisering av datan. En tidsförskjutning läggs på datan så att de matchar varandra.

### 4.5 Väglutningen

När det utförs experiment i bilen är det bra att ha tillgång till så mycket fakta som möjligt om omgivningen. En faktor som under normal körning är okänd är väglutning. Lutningen på vägen man kör påverkar bilen väldigt mycket och redan vid små uppförslutningar är motståndet för att övervinna väglutningen större än alla andra förluster i drivlinan tillsammans. För att kunna utvärdera hur bra en observatör fungerar skulle det därför vara väldigt bra om man på något sätt kunde få kännedom om lutningen på den väg där man utför experimenten. För att få denna kännedom kontaktas Vägverket. Vägverket delar med sig av de ritningar som de har på en helt nybyggd väg utanför Södertälje. Noggrannheten på dessa ritningar är mycket god och elevationen på vägen skiljer sig maximalt med någon millimeter från ritningarna.

Ritningarna implementeras som en matematisk beskrivning av vägen i Matlab. Dessa matematiska beskrivningar används sedan för att utvärdera hur korrekt den observatör som konstrueras skattar väglutningen.



## 4.6 Växelidentifiering

För att modellen skall fungera måste man veta vilken växel man kör på. Det finns ingen sensor som känner av vilken växel som är aktiv utan detta måste beräknas på något sätt. Utväxlingsförhållandet på de olika växlar är känt så för att identifiera aktuell växel beräknas förhållandet mellan motorhastighet och hjulhastighet. På grund av de vekheter som finns i drivlinan så kommer förhållandet mellan motorhastigheten och hjulhastigheten inte vara helt konstant utan det kommer att variera runt den verkliga utväxlingen. Därför skapas ett område kring utväxlingen på varje växel på plus minus fem procent av den verkliga utväxlingen. Om förhållandet mellan motorhastigheten och hjulhastigheten ligger inom detta område identifieras växeln med den utväxlingen som aktuell växel. Om förhållandet mellan motorvarvtal och hjulvarvtal inte ligger i närheten av utväxlingsförhållandet för någon växel antas att kopplingen är nedtryckt.

Om man enbart identifierar förhållandet mellan motorvarvtal och hjulvarvtal kan det hända att systemet identifierar att man har en växel i då bilen rullar fast man har kopplat ur eller lagt i neutral växel. I dessa fall ändras förhållandet mellan motorvarvtal och hjulvarvtal hela tiden så identifikationen kommer att bli korta perioder av olika växlar då förhållandet mellan motorhastighet och hjulhastighet råkar passera ett utväxlingsförhållande som existerar för någon växel. För att undvika detta studeras även derivatan på förhållandet mellan motorvarvtal och hjulvarvtal och om den inte är någorlunda konstant så identifieras ingen växel.

För att se hur detta har implementerats i Simulink, se Bilaga B under rubriken Testmodell/Gear.

## Kapitel 5

# Systemidentifiering

I den modell som beskrivits i föregående kapitel ingår ett antal olika parametrar, vissa är kända och kan plockas från datablad, medan andra måste identifieras experimentiellt.

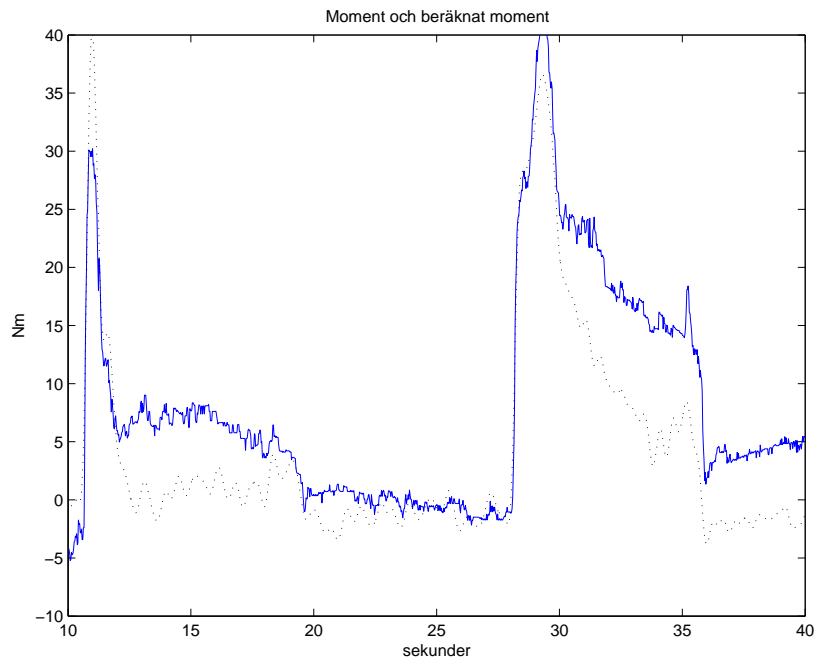
Parametrar som direkt kan plockas från datablad är utväxlingen, hjulradien och bilens massa. Bilens massa kommer man aldrig att veta exakt då den varierar beroende på hur bilen är lastad, men man får ett bra närmevärde.

### 5.1 Svänghjulet

Tröghetsmomentet på den första roterande massan,  $J_m$  i ekvation 2.1, bestäms genom ett tomgångsexperiment. Detta utförs genom att man lägger i neutral växel och sedan lägger på ett moment från motorn på svänghjulet och studerar hur snabbt det accelererar. Eftersom motorn i detta fall är frikopplad från det övriga systemet är det enbart motorns utmoment,  $T_m$ , som påverkar svänghjulets acceleration  $\ddot{\theta}_m$  och  $J_m$  kan bestämmas på nedanstående sätt.

$$J_m = T_m / \ddot{\theta}_m \quad (5.1)$$

Ett antal sådana experiment utförs med olika stora moment och sedan bestäms svänghjulets tröghetsmoment genom en minsta kvadrat minimering. Resultatet av ett sådant försök syns i figur 5.1. Anledningen till att tröghetsmomentet inte kan tas direkt från ett datablad är att i denna modell består den första roterande massan inte enbart av svänghjulet i sig, utan detta är det aggregerade tröghetsmomentet från svänghjulet till den ingående sidan av växellådan.



Figur 5.1: Heldragen linje visar det av styrsystemet skattade momentet och den streckade linjen visar beräknat moment utifrån motoraccelerationen. Att momentet inte stämmer nära noll beror på att styrsystemet inte skattar momentet helt rätt, de intressanta områdena är i transienterna

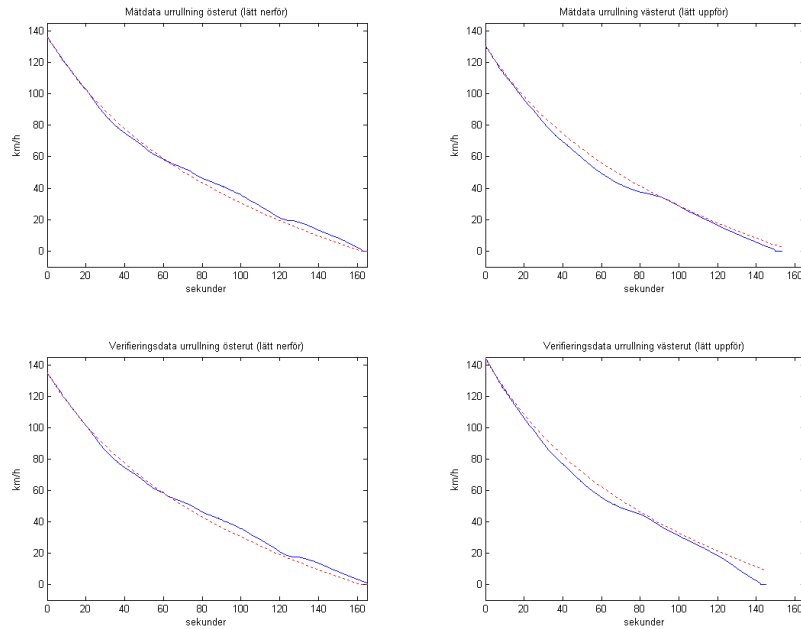
## 5.2 Förlustparametrar

Det uppkommer tre karaktäristiska förluster som modelleras på hjulsidan av modellen i enlighet med ekvation 2.11:

- En konstant förlust - beror typiskt på rullmotståndet mellan hjul och väg.
- En förlust som är linjär mot bilens hastighet som typiskt beror på friktionsförluster.
- En förlust som är kvadratisk mot fordonets hastighet som typiskt beror på luftmotståndet.

För att bestämma dessa olika förluster görs ett experiment på en så horisontell väg som möjligt. Experimentet går till så att bilen accelereras upp i en hög hastighet, sedan läggs en neutral växel i och bilen får rulla tills dess att den stannar. Desto högre hastighet man startar experimentet med desto

lättare blir det att identifiera inverkan från de tre olika förlusterna då de är dominerande i olika hastighetsområden. Då det inte går att hitta någon absolut horisontell väg att utföra experimentet på görs likadana mätningar i båda riktningar för att minimera inverkan från väglutningen. Utifrån dessa experiment anpassas de tre förlustparametrar  $c_0$ ,  $c_1$  och  $c_2$  genom minstakvadratminimering. Resultat ses i figur 5.2.

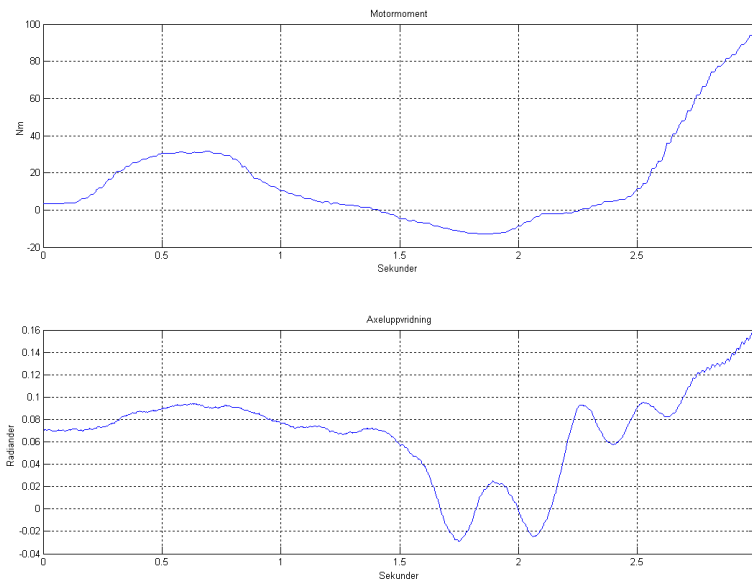


Figur 5.2: Figuren visar data från urullningarna. Den solida linjen är den uppmätta hastigheten och den prickade linjen är den simulerade. Data från de båda övre urullningarna har utnyttjats till skattningen av de ingående förlustparametrarna.

Det skulle även kunna uppkomma förluster på motorsidan av växellådan. För att identifiera eventuella sådana förluster görs ett experiment där bilen först körs i en hastighet på låga varvtal med femmans växel, och därefter i samma hastighet på höga varvtal med ettans växel; därefter utvärderas skillnaderna mellan dessa två fall. Under dessa experiment kan inte någon signifikant skillnad i förluster mellan de båda körfallen uppfattas, så inga förluster modelleras på motorsidan. Anledningen till att inga skillnader kan identifieras torde bero på att det moment som skattas av T8 redan tar hänsyn till dessa förluster.

## 5.3 Glappet

För att bestämma glappets storlek hissas det ena drivande hjulet på bilen upp. Det upphissade hjulet roteras så mycket det går åt det ena hållet. En markering görs på hjulet och därefter roteras hjulet så mycket det går åt andra hållet och en ny notering görs. Vinkeln mellan dessa båda markeringar motsvarar dubbla glappets storlek. Att det blir dubbla glappets storlek beror på att det ena hjulet står stilla, och rotationen på axeln är den genomsnittliga rotationen av de båda hjulen. För att verifiera att det skattade glappet stämmer studeras även plottar av uppvridningen i drivlinan i olika körfall.



Figur 5.3: Mellan 1,6 och 2,2 sekunder ligger momentet ganska nära noll, de relativt stora variationer i uppvridningen av drivlinan som kan observeras beror på glappet. Glappet är i storleksordningen 0,024 rad.

Glappets storlek är som synes i figur 5.3 i storleksordningen 0,024 radianer. Upplösningen på hjulsensorn är betydligt mycket grövre, den är  $2\pi/48 = 0,13$  radianer. Trots detta går det att få en bra skattning av dessa uppvridningar i drivlinan genom den utvecklade metoden för att skatta hjulets läge mellan två kuggpassager. Metoden bygger på att hastigheten mellan två kuggpassager i princip är konstant och beskrivs i avsnitt 4.1.

## 5.4 Drivlinans styvhet

För att bestämma styvheten i drivlinan så görs ett antal olika experiment där man lägger på olika moment och studerar uppvriddningen i drivlinan. Uppvriddningen i drivlinan kan inte mätas direkt, men den kan beräknas utifrån hjulvinkel, motorvinkel och utväxling. Uppvriddningen i drivlinan är:

$$\theta_d = \theta_m - i\theta_w \quad (5.2)$$

där  $i$  är den totala utväxlingen.

Med denna beräkning får man inte den absoluta uppvriddningen i drivlinan men man ser hela tiden hur den förändras. Man kan sedan genom att studera det utgående momentet från motorn och den beräknade uppvriddningen beräkna var nollnivån i drivlineuppvriddningen är.

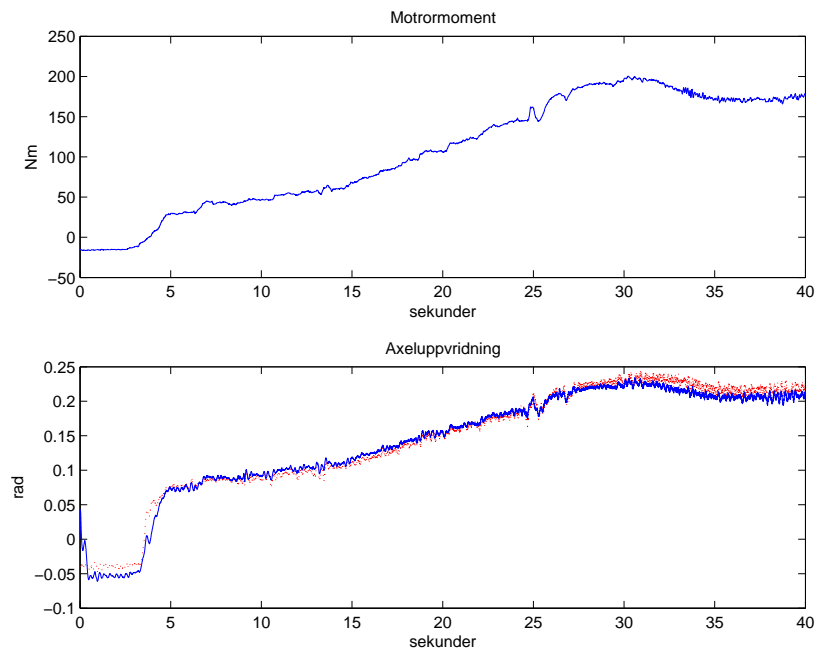
När man känner till uppvriddningen i drivlinan och pålagt moment i den samma kan man beräkna dess fjäderkonstant. Experimenten visar dock att uppvriddningen i drivlinan inte verkar vara linjär mot pålagt moment. Vid stora moment tycks styvheten öka i drivlinan. Sambandet mellan pålagt moment och uppvriddning i drivlinan tycks kunna beskrivas bättre av ett exponentiellt samband än av ett linjärt samband. Sambandet antas se ut på följande sätt:

$$T_s = c_{k1}\theta_d^{c_{k2}} \quad (5.3)$$

För att finna konstanterna  $c_{k1}$  och  $c_{k2}$  utförs ett antal olika försök där ett moment läggs på drivlinan som en ramp medan uppvriddningen i drivlinan studeras. Utifrån dessa försök anpassas de två parametrarna i det exponentiella sambandet genom minsta kvadrat minimering. Resultatet syns i figur 5.4.

## 5.5 Drivlinans dämpning

För att finna dämpningen i drivlinan görs ett flertal experiment där man lägger på ett steg i momentbegäran och studerar hur svängningarna efter detta steg dämpas ut. För att bestämma dämpningen provas en dämpningskonstant ut i simuleringsmiljö som gör att det simulerade systemet blir lika dämpat som det verkliga.



Figur 5.4: Den streckade linjen visar den uppmätta axeluppvridningen och den heldragna den skattade. Man ser att det skattade värdet stämmer väl överens med det uppmätta i hela momentområdet

## Kapitel 6

# Observatör

Med den sedan tidigare utvecklade modellen som grund skall nu en observatör konstrueras som utifrån den kända insignalen och de mätbara tillstånden skattar även de tillstånd som inte är mätbara. Grundtanken med en observatör är att man med den modell man har av systemet simulerar dess uppträdande i realtid. Man kan då studera de tillstånd som inte är mätbara i verkligheten i den simulerade modellen. Om modellen vore helt perfekt så skulle detta inte vara några problem, men i verkligheten har man aldrig tillgång till en perfekt modell. För att kompensera för modellfelen jämför man de tillstånd man faktiskt kan mäta i verkligheten med motsvarande simulerade tillstånd. Utifrån skillnaden mellan dessa värden kompenserar man tillstånden i simuleringen, den stora frågan är hur man ska göra denna kompensation.

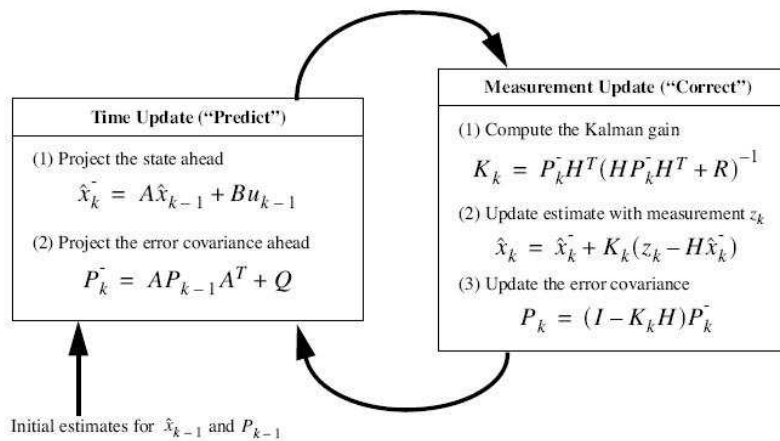
Det enklast och vanligaste sättet att utföra denna kompensation är att alla tillstånd i modellen kompenseras proportionellt mot skillnaderna mellan de mätta och de simulerade tillstånden. Dessa proportionalitetskonstanter kan till exempel väljas med kalman teori. I ett kalmanfilter beräknas dessa proportionalitetskonstanter fram utifrån hur stor modellosäkerheten är, systembrus, samt hur stor mätosäkerhet man har för de tillstånd man mäter, mätbrus. Om man skulle känna till det exakta systembruset och mätbruset så är de proportionalitetskonstanter som räknas fram i ett kalmanfilter optimala för ett linjärt system. I beräkningarna specificerar man systembruset i en så kallad  $Q_o$ -matris och mätbruset i en  $R_o$ -matris. I en verklig tillämpning känner man inte till dessa osäkerheter exakt utan de kan betraktas som designparametrar. Ett kalmanfilter beräknas fram från en linjär modell. När man som i detta fall har en olinjär modell måste man använda sig av en linjärisering av modellen. Man kan tänka sig att man beräknar en linjärisering av modellen on-line i just den punkt man befinner sig i, och utifrån det bestämmer återkopplingen. Detta kallas för ett extended kalmanfilter. En annan variant är att man gör en linjärisering av modellen och utifrån den beräknar en återkoppling som gäller för hela användningsområdet. I detta fall kommer olinjäriteten in som ett systembrus och storleken på bruset kvantifieras i  $Q_o$ -matrisen [5].



Ett extended kalmanfilter är betydligt mycket mer beräkningskrävande än ett vanligt kalmanfilter eftersom man mellan varje samplingspunkt beräknar en ny observatörsåterkoppling för systemet.

Mätosäkerheten beskrivs av den kvadratiske  $R_o$ -matrisen; den har lika många rader och kolumner som modellen har mätsignaler. Diagonalelementen beskriver mätosäkerheten i de enskilda signalerna och de övriga elementen beskriver kovarianser mellan störsignalerna. På samma sätt beskriver  $Q_o$ -matrisen modellosäkerheten.  $Q_o$ -matrisen har lika många rader och kolumner som modellen har tillstånd.

Utifrån den modell man har av systemet samt  $Q_o$ - och  $R_o$ -matriserna löser man riccatiekvationerna och får på så sätt fram de proportionalitetskonstanter som man ska återkoppla med, de så kallade observatörsåterkopplingarna. En principiell skiss på hur beräkningarna går till syns i figur 6.1.



Figur 6.1: Schematisk skiss över hur kalman filtret fungerar.  $K_k$  är observatörsåterkopplingen som beräknas i varje steg och  $H$  beskriver hur systemets ut signaler relaterar till dess tillstånd [5].

De uppmätta hastighetssignalerna kan vara lite brusiga och det beror till största delen på att en kugg i kuggkransen i hjulsensorn inte nödvändigtvis passerar den induktiva givaren i exakt det ögonblick när oscilloskopet samplar. Detta gör att om ett sampel visar lite för låg hastighet på grund av att kuggen redan passerat så kommer efterföljande sampel visa en för hög hastighet. Om hastighetssignalen av den anledningen lågpasfilteras kommer man få en signal som bättre överensstämmer med den verkliga hastigheten. Sedan studeras skillnaderna mellan den lågpasfilterade signalen och original signalen, vilket då motsvarar mätbruset. Intensiteten beräknas på bruset och detta betraktas som mätosäkerheten. Vidare antas att det inte finns några

kovarianser i mätosäkerheten och kvar som designparametrar är då enbart  $Q_o$ -matrisen, modellosäkerheten. Även här antas alla kovarianser vara noll så de enda designparametrar som används är osäkerheten för var och en av de olika ekvationerna.

## 6.1 Kontaktmod

Först beräknas en observatörsåterkoppling för kontaktmoden. Den modell som använts är den som tagits fram i kapitel 4, och de ekvationer som beskriver systemet i kontaktmoden är 6.1-6.4.

$$\dot{x}_1 = x_2/i - x_3 \quad (6.1)$$

$$\dot{x}_2 = 1/J_m \times (T_m - (K(x_1 - x_4) + c(x_2/i - x_3))/i) \quad (6.2)$$

$$\dot{x}_3 = 1/J_w \times (K(x_1 - x_4) + c(x_2/i - x_3) \dots - r(c_0 \cos(x_5) + c_1 r x_3 + c_2 (r x_3)^2 + m g \sin(x_5))) \quad (6.3)$$

$$\dot{x}_5 = 0 \quad (6.4)$$

Om man studerar de fyra ekvationerna 6.1-6.4 är det uppenbart att det är störst osäkerhet i ekvation 6.4. Här modelleras väglutningen,  $x_5$ , som en konstant, vilket givetvis inte är fallet i verkligheten utan hela ekvationen bygger på denna osäkerhet. Ekvation 6.1 är den ekvation som har minst osäkerhet i sig. Den ekvationen säger att derivatan av uppvridningen i drivlinan,  $\dot{x}_1$ , är skillnaden mellan hjulhastigheten skalat med utväxlingen och motorhastigheten. Det är så som uppvridningen i drivlinan har definierats så i denna modell finns det ingen direkt inneboende osäkerhet. Osäkerheten i ekvationerna 6.2, som beskriver motorhastigheten  $x_2$ , och 6.3, som beskriver hjulhastigheten  $x_3$ , torde ligga någonstans mellan osäkerheten i ekvation 6.1 och 6.4. Den borde även vara ungefär lika stor i dessa båda ekvationer då de är av precis samma karaktär. Den mätning som görs av motorhastighet och hjulhastighet med oscilloskopet har väldigt små störningar så därför borde värdena i  $Q_o$ -matrisen vara större än de beräknade värdena i  $R_o$ -matrisen.

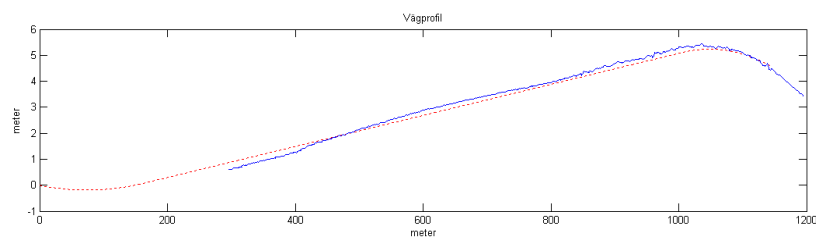
Utifrån resonemanget i det tidigare stycket provas olika värden i  $Q_o$ -matris. För varje  $Q_o$ -matris som provas testkör observatören och resultatet utvärderas. Om insvängningsförloppen för de olika tillstånden är för långsamma litar man för mycket på modellen och osäkerheten bör således ökas.

Först provas ett extended kalman filter. Det vill säga observatörsåterkopplingen beräknas on-line i varje punkt. Det visar sig dock att efter det att observatören har svängt in sig mot de verkliga värdena så varierar dessa återkopplingar ytterst lite. Eftersom dessa återkopplingar är i princip konstanta över hela kontaktmoden så väljs det att återkoppla observatören med konstanter. Anledningen till det är att denna metod kräver betydligt mindre datakraft och ändå ger ett lika bra resultat i denna tillämpning. Se figur 6.4

### 6.1.1 Utvärdering

Utvärderingen av observatören görs genom att jämföra de av observatören skattade tillstånden med de verkliga tillstånden. Insignalerna till observatören fås från data som har samlats in under verkliga körningar. I och med att vinkeln hos hjulet och motorn hela tiden mäts med hög precision så kommer man att känna till hur stor uppvridningen i drivlinan är. Utifrån dessa mätningar känner man även till motorns och hjulets vinkelhastighet. Det sista tillståndet som skattas är väglutningen. Då experimenten utförs på en väg där det finns tillgängliga data över lutningen så kan även detta tillstånd betraktas som ett känt tillstånd.

Desto större man sätter modellosäkerheten i  $Q_o$ -matrisen desto snabbare insvängningsförlopp får man för observatören. Observatören blir dock i detta fall mycket känsligare för mätfel och tillstånden kan bli instabila. Efter en noggrann testning av olika  $Q_o$ -värden hittas en observatörssåterkoppling som ger ett snabbt insvängningsförlopp men som ändå undertrycker mätstörningar bra. Resultatet ses i figur 6.2 - 6.3.

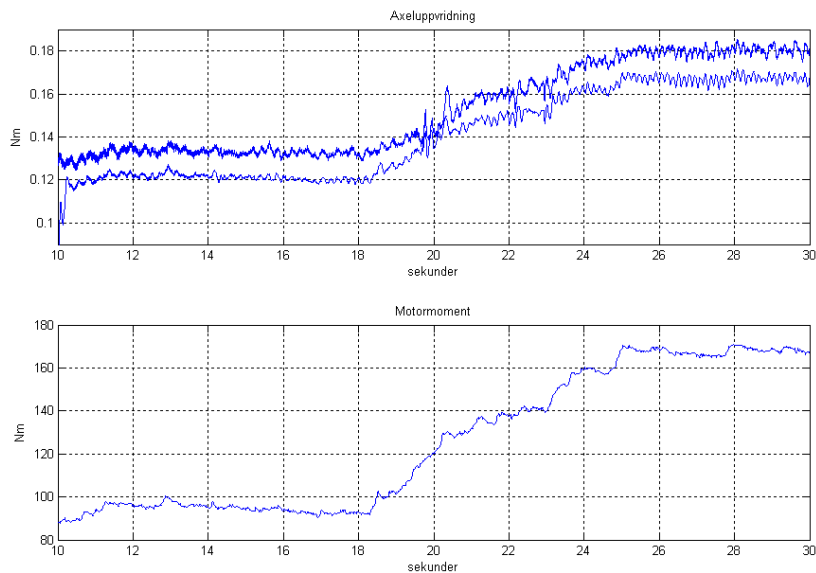


Figur 6.2: Den av observatören skattade vägprofilen (solid) stämmer mycket väl överens med den verkliga (streckad). Denna skattning har gjorts i ett experiment då bilen körts med konstant hastighet med hjälp av farthållare.

## 6.2 Glappmod

Samma arbete som gjordes för att hitta observatörssåterkopplingarna i kontaktmoden utförs också i glappmoden. Först prövas att beräkna dessa återkopplingar on-line i ett extended kalmanfilter. Även i glappmoden visar det sig att dessa återkopplingar blir relativt konstanta över hela användningsområdet. Det är till och med så att återkopplingarna är väldigt lika de återkopplingar som beräknades i kontaktmoden. Den stora skillnaden är att i detta fall betraktas inte tillstånd fyra, positionen i glappet, som en konstant utan nu fås även en beräkning av en observatörssåterkoppling för detta tillstånd.

För att minimera komplexiteten på observatören provas nu att återkoppla observatören med en återkoppling som är konstant över hela observatörens



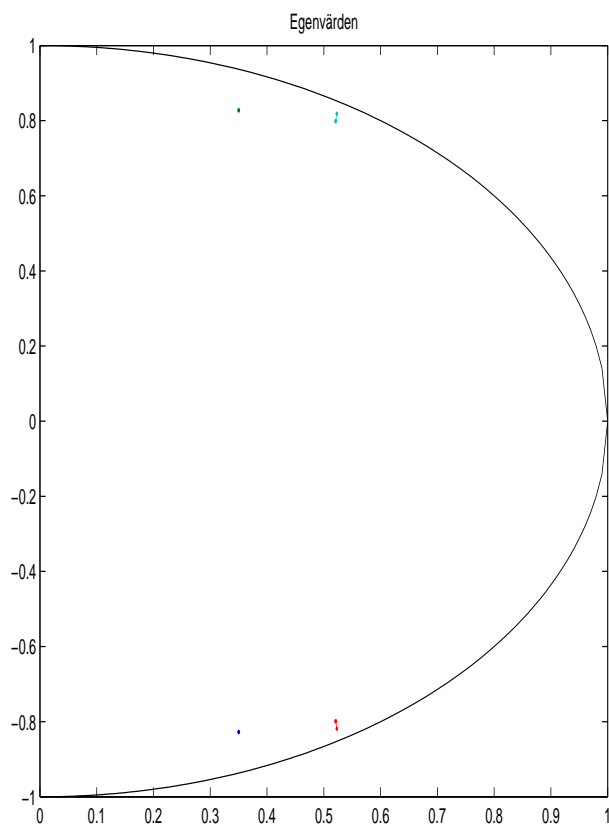
Figur 6.3: I figuren ses den av observatören skattade uppvridningen i drivlinan och den uppmätta uppvridningen under en momentökning. Den mätta uppvridning är förskjutet 0.01 radianer uppåt för tydlighetens skull. Resultatet visar att observatören skattar uppvridningen rätt i hela momentområdet. Observatören startas vid 10 sek och som ses i figuren svänger den in mot sitt korrekta värde på ca 0,5 sek.

arbetsområde, det vill säga att man använder samma återkoppling i kontaktmoden och glappmoden.

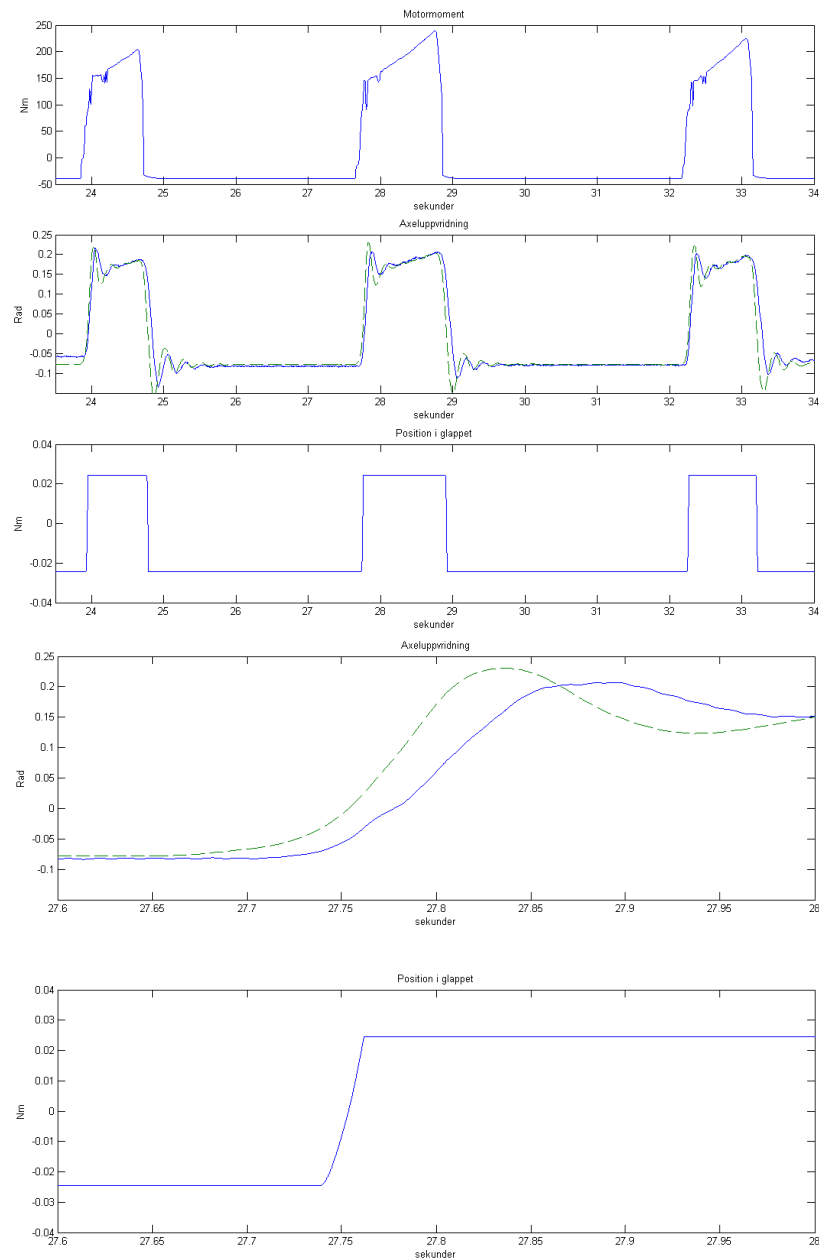
Detta ger ett mycket bra resultat med en liten beräkningskomplexitet. Alla de mätbara tillstånden skattas på ett bra sätt med snabba insvängningsförlopp och även skattningarna av positionen i glappet ser mycket bra ut.

Problemet med utvärderingen av skattningen av positionen i glappet är att man inte känner till den verkliga positionen. Det man får göra är att studera den totala drivlineuppvridningen, som är summan av positionen i glappet samt uppvridningen i axlarna och utifrån den göra en bedömning vad det är som är glappets position. Det man kan se är att den skattning som observatören gör är en mycket rimlig skattning.

Resultatet syns i figur 6.5. Här är en skattning som är gjord med en observatör med konstant observatörsåterkoppling i hela sitt arbetsområde. Man ser i figuren att både svängningar i drivlinan och dess uppvridning fångas mycket bra av observatören.



Figur 6.4: Figuren visar hur egenvärdena varierar under en simulering. Som syns i figuren varierar de inte speciellt mycket, de variationer som trots allt går att se i figuren är från de första beäknade återkopplingarna innan observatören har svängt in sig mot sina riktiga värden.



Figur 6.5: Figuren visar hur uppvridningen i drivlinan skattas (streckat) samt den uppmätta uppvridningen (heldraget) under tip-in och tip-out manövrar. Figuren visar även hur positionen i glappet skattas. Man ser att de skattade värdena följer de uppmätta väl och att det skattade systemet är ungefär lika dämpat som det verkliga. De två nedre fungerarna är en förstoring av vad som händer under tip-in manövern. I förstoringen syns det bättre hur positionen i glappet skattas.

# Kapitel 7

## Reglering

Avsikten med att skapa en observatör är att kunna använda den för att reglera drivlinan på ett bra sätt. Syftet med hela reglersystemet är att så snabbt som möjligt lägga ut det begärda momentet utan att systemet börjar oscillera för mycket.

När man befinner sig i glappet vill man så snabbt som möjligt få kontakt igen på rätt sida av glappet. Detta måste ske på ett kontrollerat sätt för att inte excitera vekheten i axeln allt för mycket, det vill säga när man väl får kontakt på rätt sida av glappet får det inte vara för stor hastighetsskillnad mellan de båda sidorna. Vilken sida av glappet som är rätt sida beror på om man begär ett positivt eller ett negativt moment med gaspedalen. Det är även så att om man har kontakt, men på fel sida av glappet vill man så snabbt som möjligt ta sig till rätt sida av glappet. När man väl har kontakt på rätt sida av glappet vill man så snabbt som möjligt lägga ut det begärda momentet men på ett sådant sätt att det inte uppstår för mycket oscillationer i drivlinan.

Resonemanget ovan indikerar att det verkar naturligt att designa en switchad regulator; att ha en regulator som är aktiv då man inte har kontakt på rätt sida av glappet och en regulator som är aktiv när man har kontakt på rätt sida av glappet. När man inte har kontakt på rätt sida av glappet vill man ha en positionsreglering. Man reglerar positionen i glappet och målet är att få kontakt på rätt sida av glappet, samtidigt som man har restriktioner på hur stor hastighetsskillnaden får vara i det ögonblicket när kontakten uppstår. Det snabbaste sättet att utföra en sådan här reglering är en så kallad bang-bang-reglering. En bang-bang-reglerstrategi innebär att man först accelererar systemet maximalt för att sedan bromsa det maximalt.

När man har kontakt vill man så snabbt som möjligt lägga ut det begärda momentet från motorn utan att det uppstår för stora svängningar i bilens acceleration. En reglerstrategi där man kan ställa denna typ av krav är lqr-reglering. Lqr-reglering kan endast användas på linjära system så därför måste en linjäriserad modell användas när tillståndsåterkopplingarna skall beräknas.

## 7.1 Bang-bang reglering

Tanken bakom positionsregleringen som realiseras genom en bang-bang-reglering är att det begärda momentet läggs på direkt på motorn. Utifrån den av observatören skattade positionen i glappet samt hastigheterna på axlarna på de båda sidorna av glappet så beräknas när man måste göra en fuelcut. En fuelcut innebär att man stryper bränsletillförseln till motorn och på så sätt bromsas motorn maximalt. Detta gäller vid tip-in, vid tip-out stryps först bränsletillförseln och sedan accelereras motorn upp med ett moment som är lika stort som det bromsande momentet är vid en fuelcut; detta moment är 50 Nm. I detta arbete tittar jag enbart på tip-in manövrar, men principen för tip-out är den samma och de borde därför kunna regleras enligt samma princip.

När beräkningarna görs för att finna läget när "fuelcutten" skall göras antas att hjulhastigheten kommer att vara konstant samt att motorsidan kommer att bromsas med ett moment på 50 Nm. Motorsidan består enbart av en roterande massa som med det bromsande momentet skall retarderas ner till samma hastighet som hjulen roterar med. Retardationen på hjulen som kommer till följd av rullmotstånd, friktion och luftmotstånd är så pass liten under den korta tid som man befinner sig i glappet så att försumma denna retardation är inga problem då en liten hastighetsskillnad mellan de båda sidorna trots allt kan accepteras. Detta ger en snabbare respons och den efterföljande regleringen ska kunna dämpa ut de svängningar som uppstår på grund av denna hastighetsskillnad.

Motorn bromsas när nedanstående ekvation är uppfylld:

$$(\alpha - x_1)i50 < I_e((\dot{x}_1i)^2)/2$$

$$(\alpha - x_1)50 < I_e\dot{x}_1^2i/2 \quad (7.1)$$

Ekvation 7.1 bygger på energiberäkningar där vinkelhastigheter och vinklar betraktas på motorsidan; de betraktas relativt hjulsidan av modellen, som antas ha konstant hastighet. På vänster sida i olikheten är den pålagda bromsande energin där  $(\alpha - x_1)i$  är vinkeln som är kvar tills positiv kontakt uppstår. På den högra sidan i olikheten är den rörelseenergi som ska bromsas där  $\dot{x}_1i$  är vinkelhastighetsskillnaden.

## 7.2 Lqr-reglering

Lqr-reglering går ut på att man minimerar ett kvadratisk designkriterium där man gör en avvägning mellan storleken på tillstånden och storleken på styrsignalen. Hur denna avvägning skall utföras bestäms av straffmatriserna  $Q$  och  $R$ .  $Q$ -matrisen straffar tillstånden och är en kvadratisk matris med lika många rader och kolonner som systemet har tillstånd.  $R$ -matrisen straffar styrsignalerna och även den är kvadratisk men med lika många rader och kolonner som systemet har styrsignaler.



Lqr-reglering bygger på linjära system där man beräknar en optimal tillståndsåterkoppling som minimerar nedanstående kostnadsfunktion [4].

$$J = \int (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (7.2)$$

där  $x$  är tillstånden och  $u$  är insignalen från ekvation 2.12. Här används den linjäriserad modellen 2.12 av systemet för att beräkna återkopplingarna. Att använda sig av en linjäriserad modell av systemet för denna reglering är en relativt liten modifiering av systemet. Man befinner sig hela tiden i kontaktmoden när denna reglering används, så den enda olinjäritet som finns i systemet är drivlinans styvhet. Styvheten i drivlinan varierar dock så pass lite i de olika områdena så att även om återkopplingen beräknas från ett medelvärde på axelstyvheten kommer detta inte införa någon större begränsning för reglerprestandan.

Eftersom tillstånden i systemet inte är mätbara så sker tillståndsåterkopplingen från de av observatören skattade tillstånden.

Regleringen syftar till att ta bort svängningar i accelerationen hos bilen, det vill säga att minimera andraderivatan av accelerationen. Denna finns inte som ett tillstånd i modellen, i den existerande modellen finns endast hjulhastigheten,  $x_3$ , som ett tillstånd. Därför skapas första, andra och tredje derivatan av hjulhastigheten som virtuella tillstånd,  $x_6$ ,  $x_7$  och  $x_8$ , för att kunna straffa dem.

$$\dot{x}_6 = \ddot{x}_3 = A_3 \dot{x}_3 = A_3(Ax + Bu + F) = A_3Ax + A_3Bu + A_3F \quad (7.3)$$

där  $A_3$  är tredje raden i  $A$  från ekvation 2.12. Utifrån samma princip beräknas även ytterligare ett virtuellt tillstånd,  $x_7$ , som är andra derivatan av hjulhastigheten.

$$\begin{aligned} \dot{x}_7 = \ddot{x}_6 = A_3 A \dot{x}_6 + A_3 B \dot{u} &= A_3 A(Ax + Bu + F) + A_3 B \dot{u} = \\ &A_3 A^2 x + A_3 A B u + A_3 A F + A_3 B \dot{u} \end{aligned} \quad (7.4)$$

I denna ekvation försummas termen med  $\dot{u}$  eftersom den kommer att vara i princip noll, utom i transienter där den under korta perioder antar stora värden men med väldigt stor osäkerhet. Med samma systematik får man fram  $\dot{x}_8$

$$\dot{x}_8 = A_3 A^3 x + A_3 A^2 B u + A_3 A^2 F \quad (7.5)$$

Med den utökade tillståndsbeskrivning prövas olika straffmatriser  $Q$ . Om regelsystemet inte visar sig begära orimligt stora motormoment finns här ingen anledning att straffa styrsignalerna och  $R$  sätts därför till 0. Det tycks inte gå att få någon bättre dämpning av svängningarna i systemet genom att förutom straffa  $x_6$  även straffa  $x_7$  och  $x_8$ ; därför används enbart förstaderivatan av

hjulhastigheten för att minimera komplexiteten i reglersystemet. Derivatans av hjulhastigheten finns redan som en signal i observatören så att återkoppla från även denna signal tillför ingen extra komplexitet i observatören.

För att garantera att regulatorn begär rätt moment när systemet väl har svängt in sig kopplas en integrerande reglering in parallellt med Iq-regulatorn. I-regulatorn integrerar skillnaden mellan det av regulatorn begärda momentet och det av föraren begärda momentet. För att förhindra integratoruppridning nollas i-delen när positionsregleringen är inkopplad.

### 7.3 Utvärdering

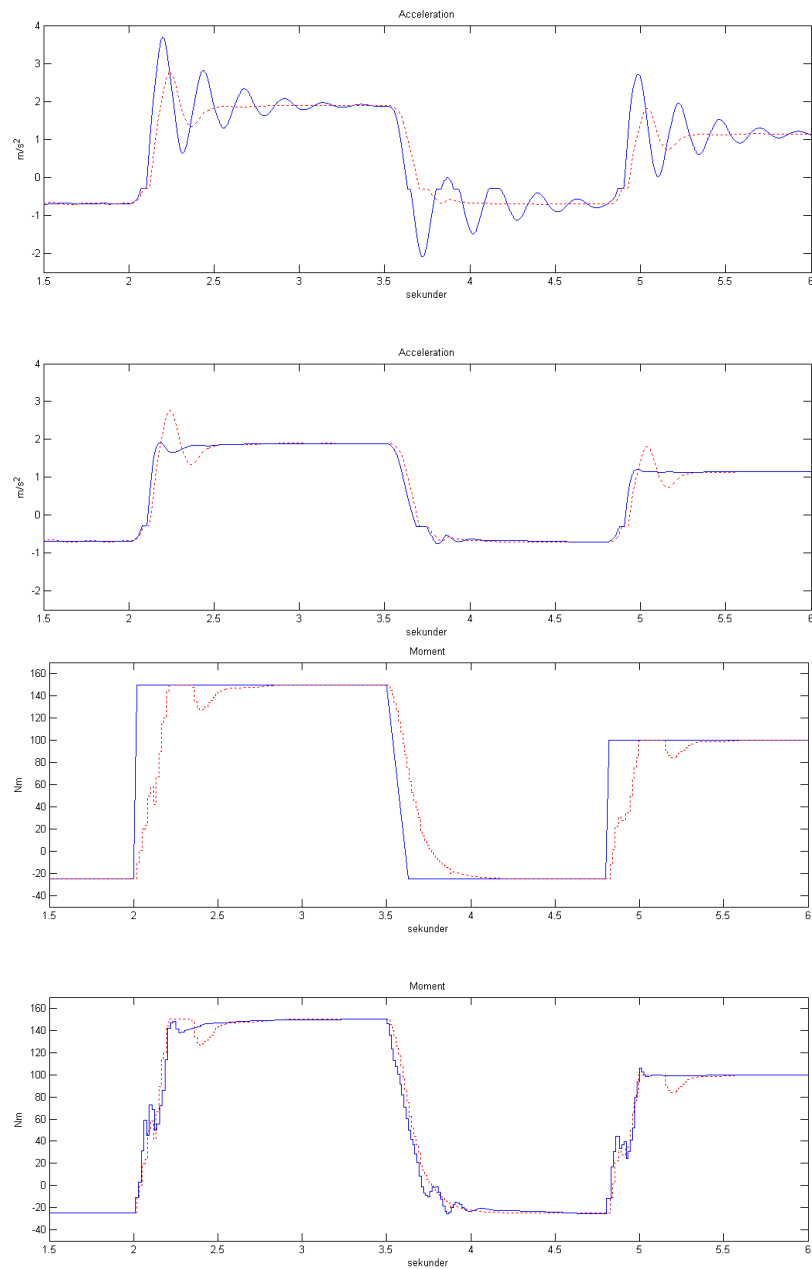
Då det inte finns möjlighet att implementera denna reglering direkt i bilens styrsystem så görs alla tester av reglersystemet gentemot en modell av motorn och drivlinan. Den modell som används för denna evaluering är utvecklad av SAAB och ska enligt uppgift från dem stämma mycket väl överens med den verkliga bilens uppträdande. Modellen är utvecklad av Mikael Mohlin på transmissionsavdelningen i Trollhättan. Den bygger på en fysikalisk modell och består av ett flertal roterande massor, vektorer och glapp. För att se hur systemet kopplades upp i Simulink, se Bilaga B Testmodell.

Simuleringarna visar på att denna regulator ger ett betydligt bättre resultat än den reglering som används idag. I figur 7.1 är ett exempel på stegsvar dels med en helt oreglerad drivlina, dels med en drivlina som är reglerad med en modell av det reglersystem som används idag samt ett exempel på en drivlina som är reglerad med den i denna uppsats utvecklade regulator.

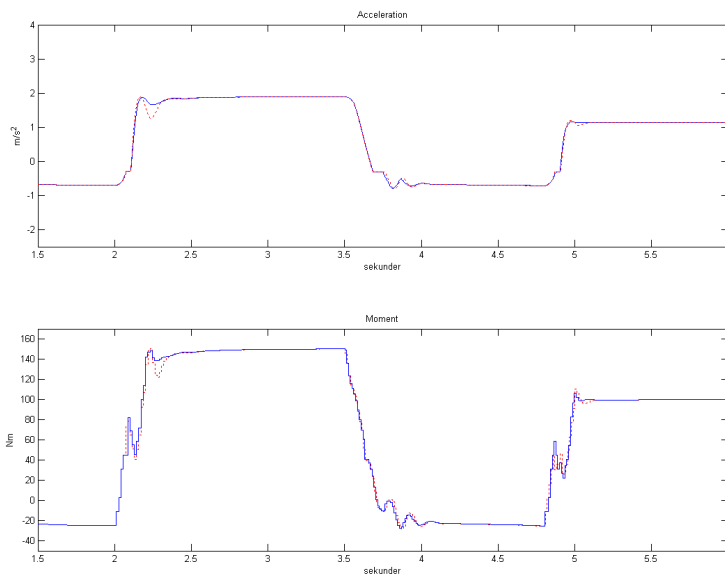
### 7.4 Robusthet

För att utreda robustheten hos regulatorn så utvärderas den mot ett flertal olika modeller. Först utvärderas den mot den modell som observatören bygger på. I detta fall fungerar regleringen mycket bra vilket är föga förvånande ty då har man en perfekt modell av det system man reglerar. I föregående kapitel har visats att den även har väldigt bra prestanda när den körs mot den avancerade modell som SAAB har utvecklat av drivlinan. Detta i sig tyder på att robustheten gällande modellfel är god, ty det behövdes inga anpassningar i regulatorn för att få den att fungera gentemot den modellen. För att ytterligare utreda robustheten så ändras ett flertal parametrar i modellen med  $\pm 10\%$ . De parametrar som ändras i modellen är axelstyvheter och glapp. Dessa förändringar påverkar inte regleringen i någon större omfattning så slutsatsen dras att regulatorn är robust mot modellfel. Ett exempel ses i figur 7.2

Regulatorn testas även för robusthet gentemot en extra tidsfördröjning i systemet. En tidsfördröjning modelleras mellan regulatorns utsignal och insignalen till motorn. Här visar det sig att regulatorn är väldigt känslig för tidsfördröjningar och redan vid små,  $\sim 30$  ms, tidsfördröjningar blir systemet instabilt.



Figur 7.1: Figuren visar resultatet av regleringen och det begärda momentet. Den prickade linjen är resultatet av dagens reglering och den jämförs med ett oreglerat system samt ett system som regleras med denna reglering. Man ser att denna modellbaserade reglering ger ett system med snabbare respons som är bättre dämpat och har en mindre översläng.



Figur 7.2: Streckat: resultatet av reglering av ett system där samtliga fjäderkonstanter och glapp ökats med 10 %, jämförs med ett opåverkat system, heldragen.

## 7.5 Realiserbarhet

Denna reglering bygger på att man snabbt ändrar momentet från motorn för att reglera bort de svängningar som annars uppkommer i drivlinan. I vissa reglerfall vill man till och med under korta perioder lägga på ett större moment än det referensmoment som man har begärt med gaspedalen. Om man försöker reglera upp till detta större moment genom att öppna trotteln kommer det bli en stor tidsfördröjning innan det av reglersystemet begärda momentet läggs ut av motorn och man kommer därför inte få önskad effekt. För att få den önskade effekten måste man snabbt kunna ändra motormomentet. Den möjlighet man har till att snabbt reglera det utgående momentet från motorn är att justera tändningen.

För att kunna reglera med tändningen måste man ha en momentreserv. Detta innebär att man använder sig av en luft- bränsleblandning som kan ge det maximalt tänkbara momentet, sedan justerar man ner momentet genom att tända vid en tidpunkt som inte är optimal. Detta kommer att leda till en ökad bränsleförbrukning och det krävs mer utredning för att studera om den ökade komforten motiverar den ökade bränsleförbrukningen. Detta leder även till ökade emissioner vilket ofta är ännu värre än ökad bränsleförbrukning.

## Kapitel 8

# Slutsatser och fortsatt arbete

Den reglering som har utvecklats i denna uppsats har visat sig kunna ge ett bättre uppförande än den befintliga regleringen i simuleringar. Resultatet kommer att upplevas som bättre av en förare därför att resposen är snabbare och oscillationerna mindre. Den visar även på god robusthet gentemot modellfel. Däremot är den inte alls robust mot tidsfördröjningar. Det kommer att krävas en utvärdering för att konstatera att inga sådana tidsfördröjningar tillkommer i ett verkligt system som skulle kunna påverka stabiliteten på regleringen.

Den modell som ligger till grund för hela regleringen, som består av två roterande massor och en vekhet samt ett glapp, fångar de väsentliga egenskaperna i systemet väl trots sin relativt låga komplexitet. Även om man hade tillgång till större beräkningskapacitet skulle man troligtvis inte kunna göra några direkta reglerprestandavinster genom att utöka modellen till en modell med fler massor och vekheter utan att man monterar in extra givare i drivlinan.

I detta arbete har det antagits att glappet är konstant, i själva verket är det inte så utan när kuggar i växellådan blir slitna ökar glappets storlek; det skulle därför vara önskvärt att observatören även kunde skatta glappet. För att kunna skatta glappet på ett bra sätt skulle det vara eftersträvansvärt att ha bättre kännedom om exakt hur vekheten i drivlinan ser ut. Detta skulle man kunna få genom ett experiment där man låser motorn och sedan vrider hjulen och mäter hur stort moment som behövs för att vrida dem. Denna uppmäta kurva mellan moment och drivlineuppvridning skulle då kunna användas istället för den funktion som har beräknats i avsnitt 5.4.

Den reglering som har beskrivits i denna uppsats fungerar enbart då en växel är ilagd och kopplingen inte är nedtryckt. I andra lägen, så som växlingar, måste en annan regulator kopplas in för att få ett gott uppförande på bilen. Mer utredning krävs för att studera när det kan ske.

Det skulle även vara önskvärt att utreda hur bra momentskattningen är, framför allt vid små moment.

Som det nämns i avsnitt 7.5 så krävs mer utredning för att se om denna

reglering är möjlig att tillämpa i praktiken. Man skulle även kunna studera hur det påverkar reglerprestandan om man enbart tillåter reglersystemet att begära mindre moment än det moment som föraren har begärt.

# Litteraturförteckning

- [1] O. Flärdh. Modellering och reglering av drivlina. Technical report, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet, Linköping, Sweden, Juni 2003.
- [2] S. Johansson. Shunt and shuffle evaluation for vehicle powertrains. Master's thesis, Mechanical Department, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, January 2004.
- [3] A. Lagerberg. *Control and Estimation of Automotive Powertrains with Backlash*. Phd thesis 485, Department of Signals and Systems, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, August 2004.
- [4] L. Ljung and T. Glad. *Reglerteori. Flervariabla och olinjära metoder*. Studentlitteratur, Lund, Sweden, 2003.
- [5] G. Welch and G. Bishop. An introduction to the kalman filter. Technical Report TR 95-041, Department of Computer Science, University of North Carolina at Chapel Hill, USA, April 2004.

## Bilaga A

# Signalomvandlingskrets

Det oscilloskop som används för datainsamlingen är en WaveBook 516. Wavebooken (WBK) är inte ett fullständigt oscilloskop utan en apparatur för datainsamling som kopplas till en pc.

För att kunna mäta signalerna digitalt med WBK måste signalerna först transformeras så att de får rätt spänning. WBK kan mäta digitala och analoga signaler men för att minimera datamängden så är det önskvärt att tolka signalerna digitalt.

Signalerna från hjulsensorn är strömdrivna och strömmen ligger typiskt på 7 mA då ingen kugg passerar induktivgivaren och på 14 mA då en kugg passerar. Då nedanstående krets kopplas in görs det direkt på sensorn över motståndet  $R_l$  som är 115  $\Omega$ . För att identifiera om det är en hög eller en låg signal ställs potentiometern PT6 in på 1,15 V vilket motsvarar en ström på 10 mA genom motståndet  $R_l$ . Maximal ström då ingen kugg passerar är 8,4 mA och minimal ström då en kugg passerar är 11.2 mA, se specifikation på nästa sida.

Utsignalen från 58X-sensorn är i rätt format redan från början, det vill säga noll volt då ingen kugg passerar och fem volt när en kugg passerar. 58X-signalen kan därför kopplas direkt in till oscilloskopet.



## Active Wheel speed sensor data

### General Characteristics

#### Supply Voltage

$$V_{cc} = 5,5 - 18 \text{ V (exclusive Voltage drop } R_l)$$

#### Signal Shape

Rectangular

#### Duty Cycle

(50±20)%

#### Load Resistor

$$R_l = 115 \Omega \pm 1\%$$

#### Frequency range

(0-2500) Hz

#### Number of poles

96 (Pulse Gear)

Note: 48 teeth gives 96 poles

### Electrical Character

#### Rise Time $t_r$

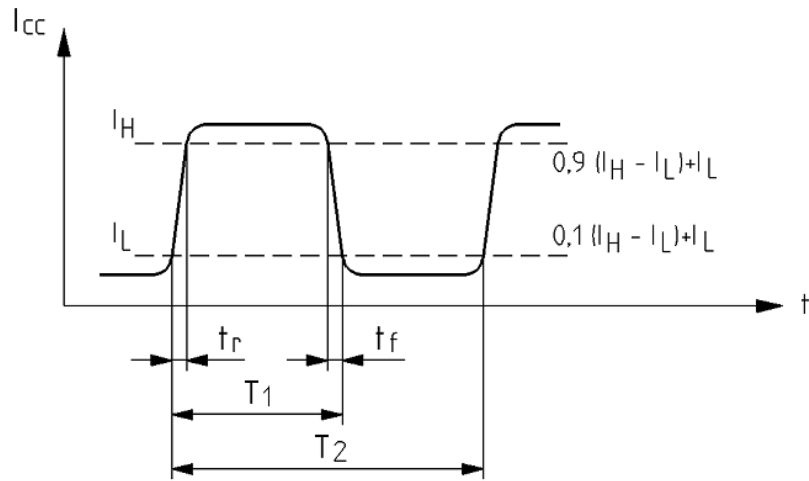
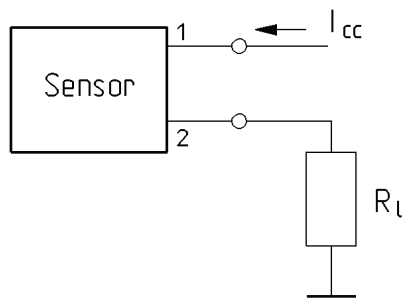
min. 0,5  $\mu$ s-max.10  $\mu$ s (90 - 10)%

#### Fall Time $t_f$

min. 0,5  $\mu$ s-max.10  $\mu$ s (10 - 90)%

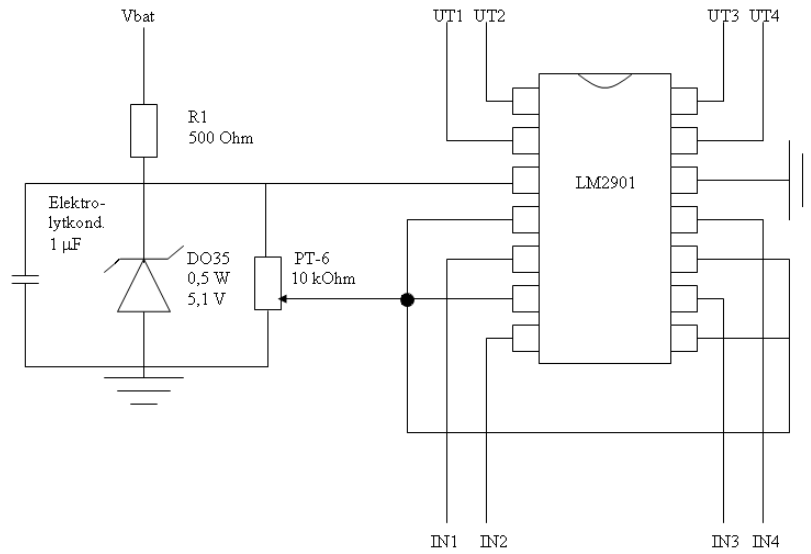
#### Signal Output Levels

	Min	Typical	Max
$I_{low}$	5,6 mA	7,0 mA	8,4 mA
$I_{high}$	11,2 mA	14,0 mA	16,8 mA

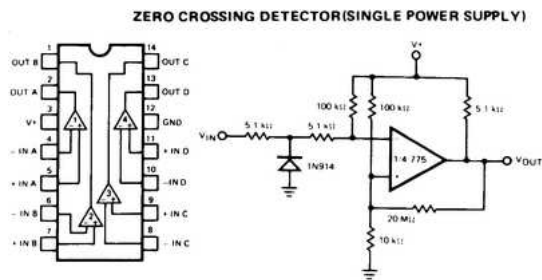
**Current Shape****Test Circuit**

- 1 Supply Voltage
- 2 Ground

## Signalomvandlingskrets



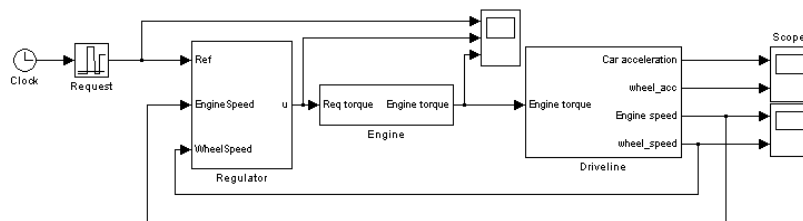
## LM2901



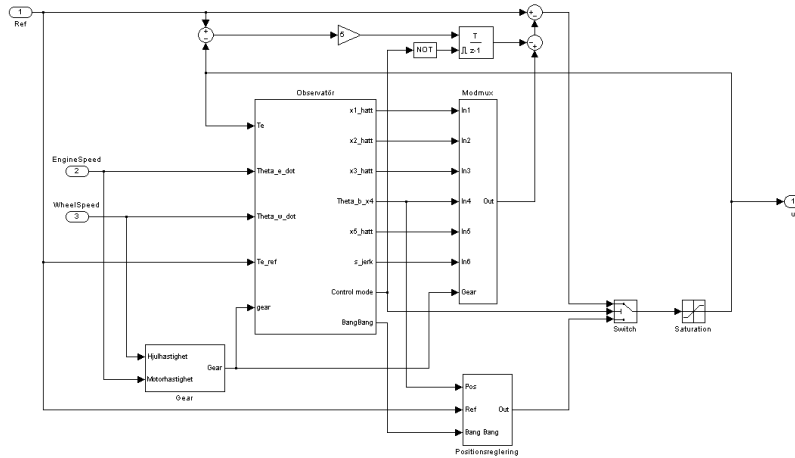
# Bilaga B

# Simulinkmodeller

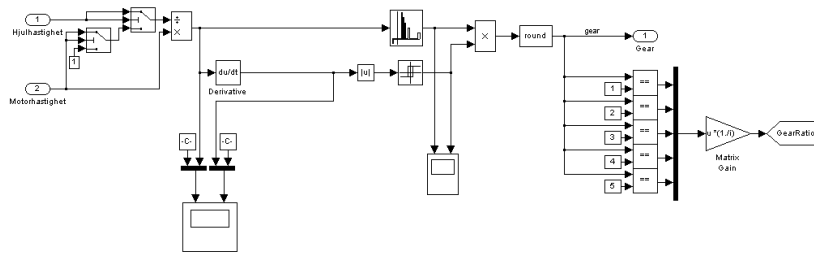
## Testmodell



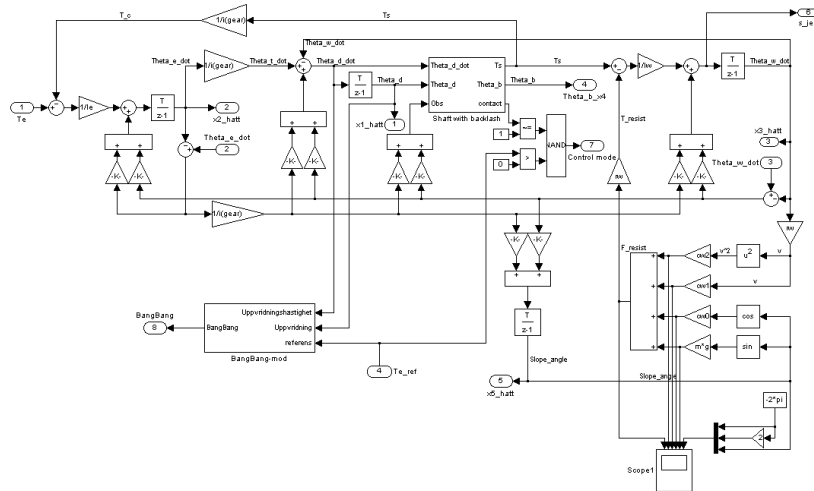
## Testmodell/Regulator



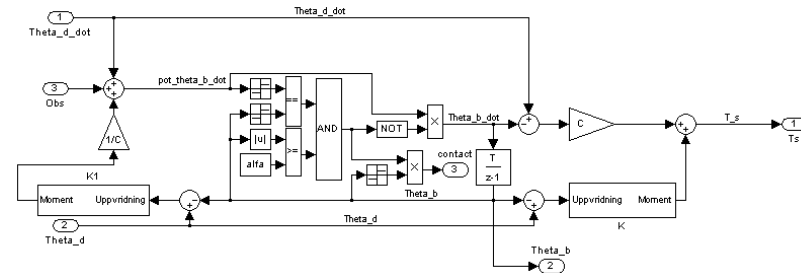
## Testmodell/Gear



## Testmodell/Observatör

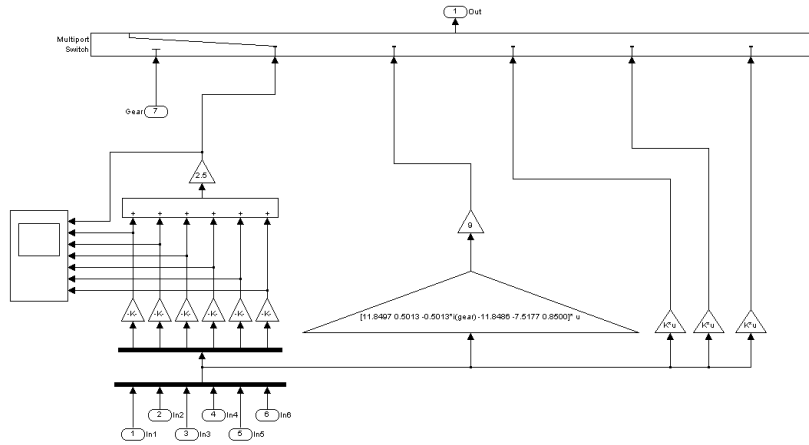


## Testmodell/Observatör/Shaft with backlash

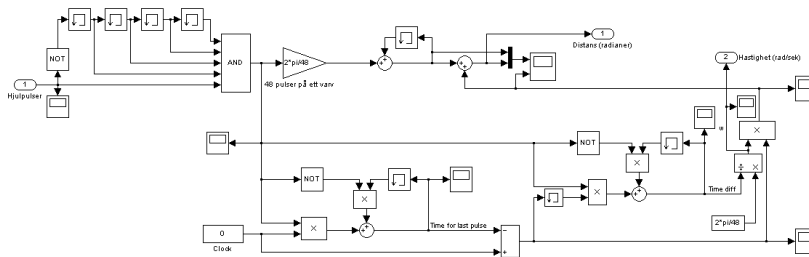




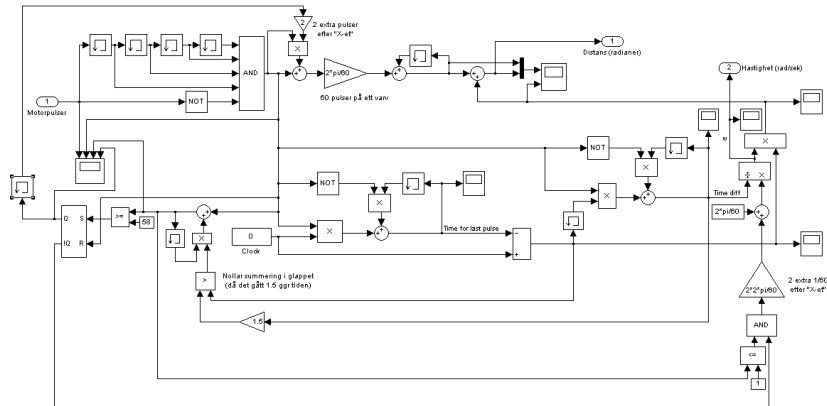
## Testmodell/Modmux



## Hjuldistan



## Motordistan







## Copyright

### Svenska

Detta dokument hålls tillgängligt på Internet - eller dess framtida ersättare - under en längre tid från publiceringsdatum under förutsättning att inga extraordinära omständigheter uppstår.

Tillgång till dokumentet innebär tillstånd för var och en att läsa, ladda ner, skriva ut enstaka kopior för enskilt bruk och att använda det oförändrat för ickekommersiell forskning och för undervisning. Överföring av upphovsrätten vid en senare tidpunkt kan inte upphäva detta tillstånd. All annan användning av dokumentet kräver upphovsmannens medgivande. För att garantera äktheten, säkerheten och tillgängligheten finns det lösningar av teknisk och administrativ art.

Upphovsmannens ideella rätt innefattar rätt att bli nämnd som upphovsman i den omfattning som god sed kräver vid användning av dokumentet på ovan beskrivna sätt samt skydd mot att dokumentet ändras eller presenteras i sådan form eller i sådant sammanhang som är kränkande för upphovsmannens litterära eller konstnärliga anseende eller egenart.

För ytterligare information om Linköping University Electronic Press se förlagets hemsida: <http://www.ep.liu.se/>

### English

The publishers will keep this document online on the Internet - or its possible replacement - for a considerable time from the date of publication barring exceptional circumstances.

The online availability of the document implies a permanent permission for anyone to read, to download, to print out single copies for your own use and to use it unchanged for any non-commercial research and educational purpose. Subsequent transfers of copyright cannot revoke this permission. All other uses of the document are conditional on the consent of the copyright owner. The publisher has taken technical and administrative measures to assure authenticity, security and accessibility.

According to intellectual property law the author has the right to be mentioned when his/her work is accessed as described above and to be protected against infringement.

For additional information about the Linköping University Electronic Press and its procedures for publication and for assurance of document integrity, please refer to its WWW home page: <http://www.ep.liu.se/>