

# **Modellering och simulering av oljetemperaturen i centralväxel**

Examensarbete utfört i Fordonssystem  
vid Tekniska Högskolan i Linköping  
av

**Pär Ringbo**

Reg nr: LiTH-ISY-EX-1900



# Modellering och simulering av oljetemperaturen i centralväxel

Examensarbete utfört i Fordonssystem  
vid Tekniska Högskolan i Linköping  
av

**Pär Ringbo**

Reg nr: LiTH-ISY-EX-1900

Handledare: **Erik Frisk**  
**Michael Templin**

Examinator: **Lars Nielsen**

Linköping, 6 mars 1998.



## Sammanfattning

Avgörande för en oljas livslängd i en centralväxel är i huvudsak vilken temperatur oljan utsätts för. Temperaturen beror bl.a. på vilken hastighet bilen kör, kardanaxelns moment och vilken omgivningstemperatur som råder. Scania vill undersöka ifall det är möjligt att bestämma temperaturen i centralväxeln utan att införa temperaturgivare och därefter införa en vakt som signalerar när det är nödvändigt att byta olja i stället för som idag, efter fastlagd sträcka.

En fysikalisk ekvation för temperaturen i en centralväxel härleds för att kunna simulera temperaturen i växeln. För att bestämma ekvationen krävs viss insikt i förlusteffekter i växlar och värmelära. Dessa teorier beskrivs kortfattat. Ekvationen innehåller ett antal parametrar som är svåra att beräkna varför dessa skattas med mätdata insamlade med en PC från normala landsvägskörningar på E4:an. Modellen med de skattade parametrarna valideras och visar i vissa fall god överensstämmelse.

**Nyckelord:** centralväxel, temperaturekvation, modellering, parameter-skattning, simulering

## Abstract

The lifetime of oil in the final gear is highly dependent on its temperature. The temperature is dependent on, among other things, the truck velocity, output shaft torque, and the surrounding temperature. Scania would like to examine if it is possible to determine the temperature in the final gear without using a temperature sensor. Instead the temperature could be simulated with a mathematical model and if that is possible Scania would like to implement a guard that signals when it is time for oil change.

A physical differential equation for the temperature in the final gear is derived. To derive the temperature equation, some knowledge of the losses in a gearbox and knowledge of thermal physics is needed. Some theories in these subjects are therefore briefly described. The temperature equation includes some unknown parameters that need to be estimated. Parameter estimation is done using data recorded with a PC notebook under normal main road driving. The model including these estimated parameters is validated and for some validation data the result is good.

**Keywords:** final drive, temperature equation, modeling, parameter estimating, simulation

## Förord

Med detta examensarbete avslutas mina studier på Teknisk fysik och elektroteknik vid Linköpings Tekniska Högskola. Detta arbete har utförts som examensarbete inom grupperna Transmissionsberäkningar och Systemsamordning och Diagnos vid Scania i Södertälje, samt på institutionen Fordonssystem vid Linköpings Tekniska Högskola (LiTH).Handledare från Scania har varit Michael Templin och från LiTH Erik Frisk, ISY/Fordonssystem. Examinator på LiTH var Professor Lars Nielsen, ISY/Fordonssystem.

## Tackord

Under examensarbetets gång har jag fått goda råd och information av många personer. Jag vill tacka alla på Fordonssystem i Linköping och alla på Scania, Södertälje som hjälpt mig när jag haft problem. Speciellt vill jag tacka mina handledare Michael Templin på Scania och Erik Frisk på Fordonssystem för värdefull hjälp. Även Renee Berecz förtjänar ett stort tack för hjälpen med att köra lastbilen vid insamlandet av mätdata. Tack för all hjälp och för en trevlig tid.

Pär Ringbo





## Innehåll

<b>1</b>	<b>Inledning</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Centralväxel</b>	<b>3</b>
2.1	Allmän funktionsbeskrivning . . . . .	3
2.2	Oljans inverkan . . . . .	5
<b>3</b>	<b>Modellering av temperaturen</b>	<b>7</b>
3.1	Härledning av temperaturekvation . . . . .	7
3.2	Förluster . . . . .	10
3.3	Värmeöverföring . . . . .	15
3.4	Sammanfattning . . . . .	19
<b>4</b>	<b>Parameterskattning</b>	<b>21</b>
4.1	Modellstruktur . . . . .	21
4.2	Mätdata . . . . .	22
4.3	Skattning av parametrar . . . . .	28
4.4	Modellvalidering . . . . .	31
4.5	Mall för realtidsimplementering . . . . .	33
<b>5</b>	<b>Slutsatser och utvidgningar</b>	<b>37</b>
5.1	Utvidgningar . . . . .	38
	<b>Bilaga A: Matlab-programmen</b>	<b>43</b>



# Kapitel 1

## Inledning

Oljan i växellådor och centralväxlar på Scania lastbilar byts idag efter fastlagda körsträckor. Dessa sträckor är multiplar av sträckan som är fastställda för motoroljbytte. Det som gör att oljan behöver bytas är att höga temperaturer gör att tillsatserna i oljan bryts ner snabbare än vanligt. Detta leder till att kuggarna i växeln mår dåligt och får kortare livslängd. Att byta olja för sent kan alltså bli dyrt. Samtidigt är inte olja och oljebyten gratis och därför skall inte oljebyten ske för ofta. Varje servicetillfälle kostar pengar på grund av driftstopp och servicekostnader. Åkerierna kan tjäna mycket pengar om oljebytena sker vid exakt rätt tidpunkt, varken för tidigt eller för sent. För att avgöra när det är dags att byta oljan kan oljetemperaturen under drift i växeln studeras. Studier på Scania har visat att då temperaturen understiger en viss nivå, där nivån beror på vilken oljetyp som används, har oljan minst lika lång livslängd som bilen. Då temperaturen överstiger denna nivå kommer livslängden att minska beroende på hur mycket den överstiger och hur länge oljan har den temperaturen.

Kännedom om temperaturen i en växel kan i princip fås på två sätt. Det ena är att mäta med en temperaturgivare och det andra är att simulera temperaturen via en modell som beror på andra mätbara storheter. Att simulera temperaturen efter en fysikalisk temperaturekvation kräver att vissa parametrar skattas eftersom teoretisk beräkning inte är möjligt. För att veta vilka parametrar som behöver skattas är det nödvändigt med ingående kännedom om förlusteffekter och värmestrålning. De parametrar som skattas kan inte beräknas teoretiskt eftersom bland annat luftströmmarna runt centralväxeln är svåra att bestämma.

Det finns ett antal svagheter med en matematisk modell. Största

svagheten är naturligtvis att den inte ger samma noggrannhet som en mätning med givare (om inte givaren är dålig). Därför krävs en utvärdering av modellens tillförlitlighet. Det finns även vissa fördelar med att simulera temperaturen istället för att mäta den. Huvudsakliga fördelen i detta fallet är att det inte behövs tillföras nya komponenter och givare. Istället simuleras temperaturen med redan existerande storheter som hastighet och moment som signaler. Modellen kan därför implementeras i lastbilens redan existerande datasystem.

Målet med examensarbetet är att hitta en metod för att övervaka temperaturen i centralväxeln utan att använda en temperaturgivare. Detta för att kunna bestämma när oljan är uttjänt.

För att bestämma temperaturen utan temperaturgivare krävs ingående studier hur en centralväxel är uppbyggd. Vad kan tänkas generera värme och hur leds värme bort från växeln. Med olika teorier och formler för förluster och värmeövergång kan en temperaturmodell med vissa okända parametrar bestämmas. Därefter kan de okända parametrarna skattas med hjälp av insamlade mätdata.

I rapporten behandlas kortfattat den teori som används vid parameterbestämningen. För djupare teorier inom området rekommenderas boken Modellbygge och simulering av Lennart Ljung och Torkel Glad, [9].

# Kapitel 2

## Centralväxel

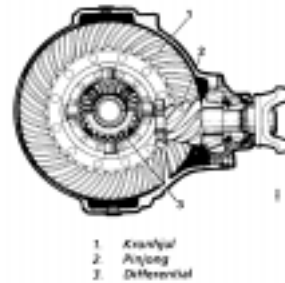
Centralväxeln är den växel som överför momentet från kardanaxel till drivhjulen. Förutom centralväxel kallas den ibland för bakväxel eller slutväxel. I den här rapporten kommer den uteslutande att kallas centralväxel. I Scantias centralväxelutbud finns ett antal olika växlar där den huvudsakliga skillnaden är olika utväxlingar. Det finns även tandemdrivna bilar, dvs. bilar med två centralväxlar. På dessa bilar är främre centralväxeln sammanbyggd med en fördelningsdifferential som överför momentet dels via boggikardanaxeln till bakre centralväxeln och dels via en avlänkingsväxel till främre centralväxelns pinjong. Dessa växlar kommer inte att behandlas i detta examensarbete.

I detta kapitel beskrivs kortfattat centralväxelns uppbyggnad och funktion. Detta i syfte för att öka förståelsen för bestämmandet av temperaturmodellen som examensarbetet leder fram till. Större delen av kapitlet är en sammanfattning av Scantias funktionsbeskrivning för centralväxlar [10]. Därefter förklaras oljans inverkan.

### 2.1 Allmän funktionsbeskrivning

Centralväxeln överför kardanaxelns moment till drivhjulen och bestämmer genom sitt utväxlingsförhållande och drivhjulets rullningsradie både utgående moment och bilens max hastighet vid ilagd direktväxel.

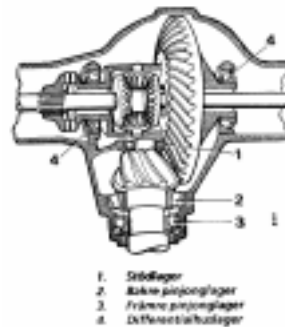
Centralväxeln är uppbyggd enligt figur 2.1. Växeln innehåller en konisk växel bestående av pinjong och ett kronhjul samt en differential. Passningen mellan kronhjul och pinjong måste vara optimal eftersom det är höga moment som skall överföras. Därför samkörs de alltid parvis i ett inkörningsförfarande i tillverkningen. Drevsatserna för de oli-



Figur 2.1: *Huvuddelarna i en centralväxel.*

ka centralväxlarna ger genom varierande kuggantalsförhållande mellan pinjong och kronhjul olika utväxlingar, avpassade för bilarnas specifika körförhållanden.

Pinjongen utsätts för stora krafter och är därför lagrad i tre kraftiga rullager. Vidare finns en differential i växeln. Den finns för att vid kurvkörning fördela exakt samma vridmoment till båda drivhjulen trots att det är olika långa rullningssträckor och därmed olika rotationshastigheter. Då bilen körs rakt fram och drivhjulets rotationshastighet är lika, roterar inte dreven på differentialkorset, utan fungerar endast som en medbringare mellan kronhjul och drivaxlar.



Figur 2.2: *Lagren i en centralväxel.*

I centralväxeln finns fem lager, ett stödlager, ett bakre- och ett främre pinjonglager och två differentialhuslager. I de fem lagren enligt figur 2.2 kommer det att uppstå förluster som genererar värme. En del av värmen kommer att strålas ut genom väggarna och genom axlarna

och en del kommer att höja temperaturen på oljan i växeln. Det är inte bara i lagren det kommer att uppstå förluster. Värmestrålning och förluster i centralväxeln kommer att behandlas grundligare i avsnitt 3.2.

## 2.2 Oljans inverkan

Eftersom stora krafter överförs via centralväxeln till drivhjulen är god smörjning avgörande för växels livslängd. Smörjning sker genom kronhjulets rotation i oljebad. Kuggarna för då med sig olja till kuggingreppet och till andra ställen i växeln. Både temperaturen och de skjuvkrafter oljan utsätts för samverkar. En förhöjd oljetemperatur leder till att oljefilmen mellan kuggarna inte bär och det uppstår pittingskador, dvs. oljan mellan kuggarna är för tunn och när kuggtänderna glider emot varandra uppstår skador på dessa. Skadorna, samt att oljan oxiderar vid förhöjda temperaturer gör att partikelnivån ökar. Partiklarna i oljan försämrar oljans kvalitet om de inte filtreras bort.

För att filtrera oljan används i växellådor en pump som gör att oljan cirkulerar genom ett filter där partiklarna fastnar. I Scantias centralväxlar utnyttjas kronhjulets rotation i oljan för att filtrera bort partiklarna. I centralväxeln behövs alltså ingen separat pump för att oljan skall strömma genom oljefiltret. Att det inte behövs en pump till filtret betyder att oljan strömmar friskt i växeln. Temperaturen i oljan är därför ungefär lika i hela centralväxeln även om temperaturen är något högre nära husväggarna, lagren och kuggarna.





## Kapitel 3

# Modellering av temperaturen

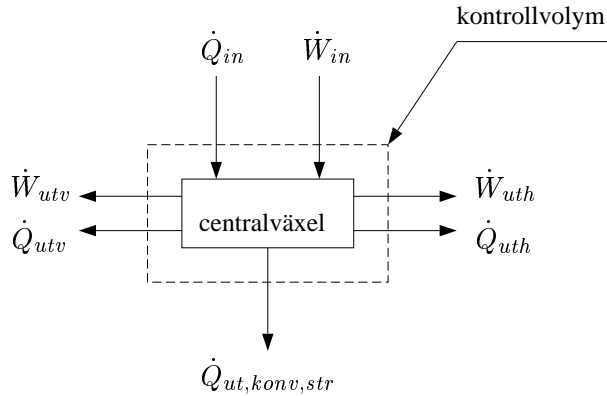
För att veta vilka faktorer som påverkar temperaturen i centralväxeln är det viktigt att först studera systemet fysikaliskt. Då man studerar de fysikaliska förhållandena får man insikt i om systemet har linjär- eller olinjär modellstruktur och formen på de faktorer som påverkar. Oavsett hur bra data som används är det omöjligt att nå en acceptabel beskrivning av systemet förrän de väsentliga olinjäriteterna byggs in i strukturen. I detta kapitel härleds temperaturekvationen i centralväxeln. För att härleda temperaturen krävs viss kunskap inom värmelära och några av de grundläggande teorierna från värmelära förklaras. Även de olika förlusterna som förekommer i centralväxeln kommer att beskrivas. Syftet med kapitlet är att hitta en modellstruktur som är lämplig för att skatta parametrar.

### 3.1 Härledning av temperaturekvation

För härledning av temperaturekvationen placeras en kontrollvolym runt centralväxeln och värmeflödena studeras. En kontrollvolym runt centralväxeln ger värmeflöden enligt figur 3.1. Enligt termodynamikens första lag, lagen om energins bevarande fås

$$\sum_i \dot{Q}_i - \sum_j \dot{W}_j = \dot{E} \quad (3.1)$$

vid transient förlopp där  $\dot{E}$  = energiflödet [W].  $\dot{Q}$  representerar värme [W], och är positiv då värmets tillförs och negativt då värme strömmar ut



Figur 3.1: Kontrollvolym runt centralväxeln.  $\dot{Q}_i$  och  $\dot{W}_j$  är värme- och tillfört- och uttaget arbete, där indexeringen *in* representerar flödena genom kardanaxeln, *utv* och *uth* är flöden genom hjulaxlarna och indexeringen *ut,konv,str* är flödena genom växelhusväggen.

från kontrollvolymen.  $\dot{W}$  motsvarar arbete [W], och är positivt då arbetet är utträttat och negativt då det tillförs. Totala värme- och arbete kan nu definieras som

$$\sum_i \dot{Q}_i = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{uth} - \dot{Q}_{utv} - \dot{Q}_{ut,konv,str} \quad (3.2)$$

$$\sum_j \dot{W}_j = \dot{W}_{uth} + \dot{W}_{utv} - \dot{W}_{in} \quad (3.3)$$

där  $\dot{Q}_{in}$  är värmen från växellådan som leds in till centralväxeln genom kardanaxeln,  $\dot{Q}_{uth}$  och  $\dot{Q}_{utv}$  är värmen som leds ut från centralväxeln till omgivningen genom hjulaxeln. Tillförda och uttagna arbetet  $\dot{W}_{in}$ ,  $\dot{W}_{uth}$  och  $\dot{W}_{utv}$  definieras på motsvarande sätt. Värme- och arbete mellan växelhusväggen och omgivningen definieras som  $\dot{Q}_{ut,konv,str}$ . Tidigare studier (se t.ex. [5]), har visat att  $\dot{Q}_{in}$ ,  $\dot{Q}_{uth}$  och  $\dot{Q}_{utv}$  kan försummas. Detta på grund av att temperaturskillnaden är liten mellan de olika kropparna och att axlarnas tvärsnittsarea är relativt liten i förhållande till hela centralväxelns area. Att värmeledningen blir liten kan inses vid begrundande av Fouriers värmeledningsekvation

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad (3.4)$$

där

$$\begin{aligned}\lambda &= \text{värmekonduktivitet [W/mK]} \\ A &= \text{area [m}^2\text{]} \\ T &= \text{temperatur [K]} \\ x &= \text{sträcka [m]}\end{aligned}$$

Med antagandet att  $\dot{Q}_{in}$ ,  $\dot{Q}_{uth}$  och  $\dot{Q}_{utv}$  kan försummas kan (3.1) skrivas som

$$\dot{E} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{uth} - \dot{W}_{utv} - \dot{Q}_{ut,konv,str} \quad (3.5)$$

Nu definerar jag om dessa effekter som

$$\begin{aligned}\dot{E} &= P_{la} = \text{lagringseffekt (dvs den effekt som värmer upp växeln)} \\ \dot{W}_{in} - \dot{W}_{uth} - \dot{W}_{utv} &= P_f = \text{förlusteffekt} \\ \dot{Q}_{ut,konv,str} &= P_{bort} = \text{bortförd effekt (genom husväggarna)}\end{aligned}$$

Detta leder till effektbalansen  $P_f = P_{la} + P_{bort}$  där förlusteffekterna  $P_f$  är komplicerade att beräkna och mäta. Förlusteffekterna beskrivs mer ingående i avsnitt 3.2. Lagringseffekten  $P_{la}$  och den bortförda effekten  $P_{bort}$  är definerade (se t.ex. [6]) som

$$P_{la} = \sum_i m_i c_i \dot{T}_{olja} \quad (3.6)$$

$$P_{bort} = kA(T_{olja} - T_{omg}) \quad (3.7)$$

där

$$\begin{aligned}m_i &= \text{växellådsmassan resp massan för oljan [kg]} \\ c_i &= \text{växellådans- resp oljans specifika värmekapacitet [J/kgK]} \\ k &= \text{värmegenomgångskoefficient [W/m}^2\text{K]} \\ A &= \text{ytterarea [m}^2\text{]} \\ T_{olja} &= \text{oljans temperatur [K]} \\ T_{omg} &= \text{omgivningstemperatur [K]}\end{aligned}$$

Detta innebär att förlusteffekten  $P_f$  kan skrivas som

$$P_f = \sum_i m_i c_i \dot{T}_{olja} + kA(T_{olja} - T_{omg}) \quad (3.8)$$

och sedan omstruktureras till differentialekvationen

$$\dot{T}_{olja} = \frac{P_f}{\sum_i m_i c_i} - \frac{kA(T_{olja} - T_{omg})}{\sum_i m_i c_i} \quad (3.9)$$

vilken är den sökta temperaturekvationen där endast  $P_f$  och  $k$  är de parametrar som är okända och behöver studeras närmare.  $P_f$  studeras i avsnitt 3.2 och  $k$  i avsnitt 3.3.

## 3.2 Förluster

Förlusteffekten  $P_f$  enligt (3.8) uppstår, som nämnts redan i kapitel 2, i centralväxeln kuggar och lager. Det uppstår även hydrauliska förluster. Förlusterna kan beräknas teoretiskt ur formler som finns i olika litteraturer. Olika litteraturer ger ibland olika formler för samma förlust och noggrannheten på förlustberäkningarna är osäker. Förlusterna i centralväxeln kan delas upp i följande delar:

- Lagerförluster
- Kuggförluster
- Hydrauliska förluster

Dessa kommer nu att förklaras mer ingående.

### 3.2.1 Lagerförluster

Det visades i avsnitt 2.1 att det finns fem lager i en vanlig centralväxel, se figur 2.1. I dessa lager kommer det att uppstå förluster som genererar värme. Lagerförluster kan delas upp i lagerbelastningsförluster och lagertomgångsförluster [3].

#### Lagerbelastningsförluster

Lagerbelastningsförluster är det av belastningen beroende friktionsmomentet som härrör från elastiska formförändringar och partiell glidning

och överväger i långsamtgående, tungt belastade lager. Lagerbelastningsförlusterna kan enligt [2] beräknas med

$$P_{f1} = f_1 P_1 0.5(d + D)\omega 10^{-3} \quad (3.10)$$

eller då  $P_1 < F_r$

$$P_{f1} = f_1 F_r 0.5(d + D)\omega 10^{-3} \quad (3.11)$$

där

$f_1$  = faktor som beror av lagertyp och lagerbelastning

$P_1$  = lagerbelastning som bestämmer friktionsmomentet [N]

$d$  = innerdiameter lager [mm]

$D$  = ytterdiameter [mm]

$F_a$  = axiell komponent, dynamisk lagerbelastning [N]

$Y$  = axialbelastningsfaktor

$F_r$  = radiell komponent, dynamisk lagerbelastning [N]

Speciellt för enradiga koniska lager gäller att  $P_1 = 2Y F_a$ . Att beräkna temperaturändringen på basis av förlusteffekterna ovan är omöjligt eftersom det kräver kännedom om friktionseffekten och kylningsförhållandena [2]. Det som är av intresse här är vilka variabler som förlusteffekten beror på och stukturen på deras påverkan.

### Lagertomgångsförluster

Lagertomgångsförlusterna kommer av de hydrodynamiska förlusterna i smörjmedlets viskositet och mängd samt av rullningshastigheten [3]. De dominerar i snabbgående, lätt belastade lager och beräknas enligt

$$P_{f2} = 10^{-7} f_0 (\gamma n)^{2/3} (d + D)^3 0.5^3 \omega 10^{-3} \quad (3.12)$$

då  $\gamma n \geq 2000$  eller

$$P_{f2} = 160 \cdot 10^{-7} f_0 (d + D)^3 0.5^3 \omega 10^{-3} \quad (3.13)$$

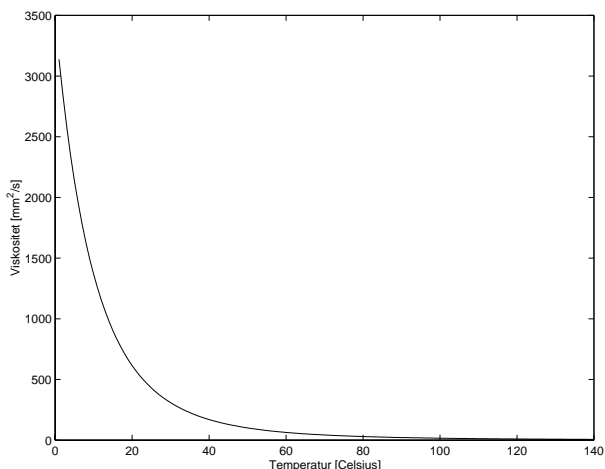
då  $\gamma n < 2000$  där

$\gamma$  = viskositet smörjolja [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

$n$  = varvtal lager [varv/min]

$f_0$  = faktor som beror av lagertyp och smörjmetod

Oljeviskositeten beror på temperaturen. På Scania finns en algoritm för att bestämma oljeviskositeten [5]. Det är en algoritm som skattar viskositeten beroende på oljetyp och temperaturen hos oljan enligt figur 3.2. För något högre temperaturer hos oljan kommer därför (3.13) att gälla.



Figur 3.2: Oljeviskositeten som funktion av oljetemperaturen.

### 3.2.2 Kuggförluster

Den andra typen av förluster, kuggförluster, uppkommer pga. friktion mellan kuggarna. För att beräkna förlusterna beräknas först den teoretiska verkningsgraden för växeln enligt formeln

$$\eta = 1 - \frac{1 + \tan \psi \cdot \tan \alpha}{1 + \tan \psi_p \cdot \tan \alpha} \quad (3.14)$$

$$\tan \alpha = \frac{\epsilon}{\cos \phi} \quad (3.15)$$

där

$\psi$  = spiralvinkel växel

$\psi_p$  = spiralvinkel pinjong

$\phi$  = tryckvinkel, normal

$\epsilon$  = friktionskoefficienten

$\eta$  = teoretiska verkningsgraden för en hypoidväxel

Ekvationen (3.14) baserar sig på samma antaganden och principer som vanligtvis används vid beräkning av verkningsgraden för en snäckväxel [1]. För att beräkna förlusteffekten multipliceras förlustmomentet med vinkelhastigheten, vilket leder till

$$P_{f3} = M_{in}(1 - \eta)\omega_{in} \quad (3.16)$$

där

$M_{in}$  = momentet in i kuggväxeln [Nm]

$\omega_{in}$  = vinkelhastigheten in i kuggväxeln [rad/s]

### 3.2.3 Hydrauliska förluster

Tredje och sista typen av förluster i centralväxeln kallas för hydrauliska förluster. Centralväxeln har stänksmörjning, dvs. kronhjulet doppar ner i oljesumpen och för med sig oljan till kuggingreppet. Vid denna typ av smörjning uppstår de hydrauliska förlusterna som kan delas upp i två olika förluster, skvalpförluster och undanträngningsförluster. Den första uppkommer då kuggen snurrar i oljesumpen och den sistnämnda uppkommer då oljan undanträngs i kuggingreppet.

En artikel av A.S. Terekhov [12], behandlar de hydrauliska förlusterna i en växel. Teorier och försök visar att totala förlusten beror på bl.a. viskositeten och  $\omega^3$ . En handbok i Maskinelement från KTH [4] förklarar att skvalpförlusterna överslagsmässigt kan beräknas enligt

$$P_{f4} = 3.7 \cdot 10^{-4} \cdot byv^{3/2} \quad (3.17)$$

där

$b$  = bredd på hjulet som doppar ned i oljebadet, [mm]

$y$  = neddopningsdjupet, [mm]

$v$  = periferihastighet, [m/s]

Periferihastigheten beräknas enligt  $v = \omega r$ , där  $r$  är växelns radie. Teorin i [4] anser alltså att skvalpförlusterna är proportionell mot  $\omega^{3/2}$  och Terekhov visar att de hydrauliska förlusterna (skvalp- och undanträngningsförlusterna) är proportionell mot  $\omega^3$  om viskositeten anses vara konstant i det aktuella temperaturintervallet. I [4] finns ingen

förklaring till hur ekvationen (3.17) bestämdes, varvid Terekhovs teori [12] verkar mer välgrundad. Dessutom visar [12] att totala hydrauliska förlusten är proportionell mot  $\omega^3$  (vid antagandet att viskositeten är konstant), medan [4] endast behandlar skvalpförlusterna och utelämnar undanträngningsförlusterna helt.

### 3.2.4 Totala förlusten

När samtliga delförluster bestämts kan totala förlustekvationen tecknas. Eftersom växeln har fem lager fås fem termer med lagertomgångsförluster och fem termer med lagerbelastningsförluster. I centralväxlar är utväxlingen konstant varför kardanmarvtalet  $\omega$  kan brytas ut och alla konstanter slås ihop. I lagerbelastningsförlusterna ingår dessutom en kraft som är proportionell mot kardanimomentet. Om den bryts ut tillsammans med varvtalet kan totala lagerbelastningen tecknas enligt

$$P_{f1} = a_1 M \omega \quad (3.18)$$

där konstanterna  $f_1$ ,  $d$ ,  $D$  från (3.10) eller (3.11) och utväxlingen (för att få momentet) för de fem lagren har slagits samman till  $a_1$ .

I lagertomgångsförlusterna ingår ingen kraft varför lagertomgångsförlusten kan tecknas enligt

$$P_{f2} = a_2 \omega \quad (3.19)$$

Här approximeras att  $\gamma n < 2000$  alltid gäller och därmed används (3.13) för alla temperaturer i oljan. Detta för att slippa en modell med olika struktur beroende på villkoret, vilket skulle ge en temperaturmodell som blir svår att skatta parametrarna till. På samma sätt som för lagerbelastningsförlusten bakas konstanterna samman till  $a_2$ .

Kuggförlusterna är beroende på momentet  $M$ , varvtalet  $\omega$  och verkningsgraden  $\eta$ . Verkningsgraden är inte konstant för en centralväxel men en studie av Bo Svensson [11] på Scania visar att verkningsgraden varierar väldigt lite. Därför ansätts att verkningsgraden är konstant. Om kuggförlusterna och de hydrauliska förlusterna tecknas på motsvarande sätt som för lagerförlusterna fås

$$P_{f3} = a_3 M \omega \quad (3.20)$$

$$P_{f4} = a_4 \omega^3 \quad (3.21)$$



där (3.20) gäller för kuggförlusterna och (3.21) för de hydrauliska förlusterna. Det betyder att totala förlusten i centralväxeln kan tecknas enligt

$$P_f = a_1 M\omega + a_2 \omega + a_3 M\omega + a_4 \omega^3 = b_1 \omega + b_2 M\omega + b_3 \omega^3 \quad (3.22)$$

där  $b_1$ ,  $b_2$  och  $b_3$  är konstanter.

### 3.3 Värmeöverföring

När  $P_f$  i (3.9) är bestämd är  $k$  den enda parameter som är okänd. I detta kapitel beskrivs lite grundläggande teori inom värmelära [6] och därefter härleds  $k$  för en centralväxel.

Värmeöverföring kan ske på tre olika sätt: värmeledning, konvektion och genom strålning. Normalt sett sker värmeöverföringen på dessa olika sätt samtidigt. De matematiska sambanden blir mycket komplicerade vid beräkandet av värmeöverföringen på grund av att den är kopplad till strömningsfältet. Det betyder att en del approximationer, antaganden och omfattande försök krävs.

#### Värmeledning

Värmeledning från centralväxeln kommer att ske genom växelns väggar och axlar. Värmeledning mellan hus och axlar beräknas med Fouriers värmeledningsekvation (3.4) som beskrevs tidigare. Värmekonduktivitetskonstanten i (3.4) är i hög grad en materialberoende storhet. Den är även temperaturberoende, vilket försvårar den matematiska behandlingen avsevärt. Vanligen ansätter man därför att värmekonduktiviteten är konstant inom ett visst temperaturområde.

#### Konvektion

Vid konvektion beror värmeutbytet mellan vägg och omgivande fluid dels på värmeledningen i fluiden dels på den energitransport som den strömmande fluiden åstadkommer. Man delar vanligen upp konvektionen i naturlig konvektion och påtvingad konvektion. Naturlig konvektion benämns även egen- eller fri konvektion. Vid naturlig konvektion orsakas strömningen av de densitetsskillnader som uppstår till följd av temperaturskillnader i fluiden. I centralväxeln kommer till exempel oljan närmast väggen att få en högre temperatur än oljan lite längre

in. Detta gör att oljan utsätts för en lyftkraft och strömning uppstår. Strömningshastigheten vid naturlig konvektion blir ofta liten.

Den strömning som råder vid påtvingad konvektion orsakas av kroppens rörelse, pumpar eller fläktar. Strömningshastigheterna är vanligen betydligt större än vid naturlig konvektion, vilket gör att värmeutbytet blir större.

För att beräkna värmeutbytet mellan fluid och en fast kropp utnyttjas  $\alpha$ -värden, där  $\alpha$  är en värmeövergångskoefficient och är framtagna på experimentell väg. Då  $\alpha$  är bestämd beräknar man värmeledningen genom en vägg med temperaturen  $T_1$  och en fluid med temperaturen  $T_2$  enligt

$$\dot{Q} = \alpha_{konv} \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.23)$$

Värmeövergångskoefficienten varierar vanligtvis längs randen och dess värde beror av fluidens egenskaper och strömningen. Därför används oftast ett medelvärde som är konstant inom en viss yta.

## Strålning

Två termodynamiska system med olika temperaturer kommer att utveckla värmeutbyte genom strålning. Värmeutbytet genom strålning är starkt beroende av temperaturdifferensen mellan systemen. I många fall försummas strålningens inverkan. Anledningen till det är att beräkningarna är mycket komplicerade. En annan orsak är att värmeöverföringsmätningar har svårt att skilja strålningsandelen från konvektionsandelen. Detta leder till att strålningsandelen ofta ingår i värmeövergångskoefficienten.

För teoretisk beräkning av värmeflöden används Stefan-Boltzmanns lag [6]. I vissa fall är det bättre att införa en  $\alpha_{st}$ -parameter på samma sätt som i beräkningen av konvektiv värmeöverföring. Detta för att värmeflödet  $\dot{Q}$  då blir på samma form som den konvektiva värmeöverföringen (3.23) och de kan slås samman.

### 3.3.1 Värmeöverföring för centralväxel

Med hjälp av den teori som beskrivits kan nu värmeöverföringen för centralväxeln tecknas. Den teori som är av intresse för detta arbete är den som behandlar värmeflöden genom plana väggar (mellan växelhus och omgivning) och flöden mellan kroppar (mellan hus och axlar). Flödena mellan kroppar försummas i detta arbete och anledningen beskrevs i

avsnitt 3.1. Därmed återstår bara värmeflödet mellan centralväxelhuset och omgivningen. Värmeflödet tvärs en plan vägg kan (på samma sätt som den bortförda effekten  $P_{bort}$  i (3.7) definierades) skrivas

$$\dot{Q} = Ak(T_2 - T_1) \quad (3.24)$$

där  $k$  är genomgångskoefficienten [ $\text{m}^2 \text{K}/\text{W}$ ] och beräknas enligt

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ut}} \quad (3.25)$$

där

$\alpha_{in}$  = värmeöverföringskoefficient insida [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$\alpha_{ut}$  = värmeöverföringskoefficient utsida [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

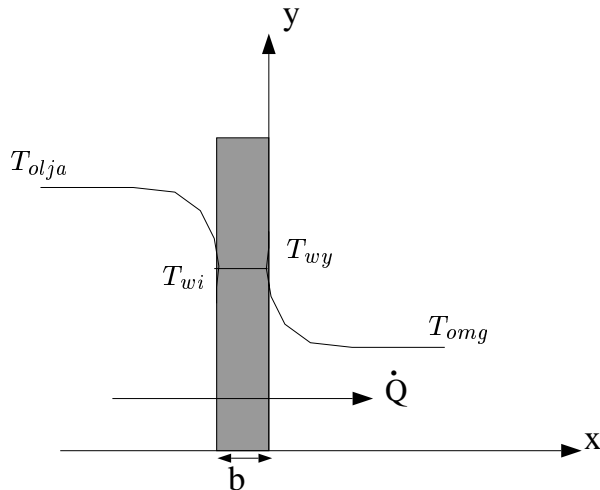
$s$  = väggbredd [ $\text{m}$ ]

$\lambda$  = värmekonduktivitet [ $\text{W}/\text{mK}$ ]

Genomgångskoefficienten  $k$  är den parameter som är svårast att bestämma. För att bestämma koefficienten delas den upp i tre delar enligt (3.25), med en värmeövergångskoefficient för insidan, en koefficient för utsidan och en materialberoende del. Då väggen är konstruerad av ett material som leder värme bra, som i det här fallet, kan termen  $s/\lambda$  i (3.25) försummas. Att bestämma värmeövergångskoefficienterna  $\alpha_{in}$  och  $\alpha_{ut}$  är som tidigare sagt svårt och vissa approximationer är nödvändiga. Här kommer teorierna om konvektion och strålning in i bilden.

### Värmeövergångskoefficient insida

För att bestämma värmeövergångskoefficienten för insidan  $\alpha_{in}$ , används normalt kvantifiering genom mätning [6]. Vid mätning av  $\alpha_{in}$  hålls värmeflödet i (3.24) konstant och  $T_2 = T_{olja}$  och  $T_1 = T_{wi}$  enligt figur 3.3. En mätning på enbart  $\alpha_{in}$  har inte gjorts under examensarbetet. Därför har  $\alpha_{in}$  antagits vara konstant vilket man vanligen gör inom ett visst temperaturområde. Det har man även gjort i en tidigare studie [5]. För en växellåda ligger värmeövergångskoefficienten för insidan ungefär konstant mellan 150 och 300  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ . Det antas inte vara någon större skillnad för en centralväxel.



Figur 3.3: Värmeövergång genom en vägg.

### Värmeövergångskoefficient utsida

För att bestämma  $\alpha_{ut}$  delar man vanligen upp koefficienten i tre delar [6], enligt

$$\alpha_{ut} = \alpha_{fri} + \alpha_{tving} + \alpha_{st} \quad (3.26)$$

där

- $\alpha_{fri}$  = värmeövergångskoefficient fri konvektion
- $\alpha_{tving}$  = värmeövergångskoefficient påtvingad konvektion
- $\alpha_{st}$  = värmeövergångskoefficient strålning

Som tidigare beskrivits ansätts dessa oftast till konstanta värden inom vissa temperaturintervall. I examensarbetet har parametrarna ansatts vara konstant för oljans hela intervall.

Med approximationerna att  $\alpha_{in}$  och  $\alpha_{ut}$  är konstant och att termen  $s/\lambda$  försummas, blir genomgångskoefficienten  $k$  konstant. I [7] visas att detta åtminstone gäller för lägre temperaturer och författaren har funnit att  $k$  är oberoende av temperaturen och konstant för lägre temperaturdifferanser ( $T_2 - T_1$ ) i (3.24). Med lägre temperaturer menas upp till åtminstone  $100^\circ\text{F} \approx 38^\circ\text{C}$  och det finns tyvärr inget beskrivet för högre

temperaturer. I detta arbete antas det alltså att det gäller även där. Då  $k$  är konstant kan  $P_{bort}$  som defineras i avsnitt 3.1 skrivas som

$$P_{bort} = kA(T_{olja} - T_{omg}) = b_4(T_{olja} - T_{omg}) \quad (3.27)$$

### 3.4 Sammanfattning

Differentialekvationen (3.9) som härleds i avsnitt 3.1 kan nu skrivas som

$$\begin{aligned} \dot{T}_{olja} &= \frac{P_f}{\sum_i m_i c_i} - \frac{kA(T_{olja} - T_{omg})}{\sum_i m_i c_i} \\ &= d_1\omega + d_2M\omega + d_3\omega^3 + d_4(T_{olja} - T_{omg}) \end{aligned} \quad (3.28)$$

där  $d_i$  är konstanter. När konstanterna är bestämda kan temperaturen simuleras. Bestämning av konstanter och simuleringsmetoden studeras i kapitel 4.

Ekvationen (3.28) är alltså resultatet av Kapitel 3 efter ett antal approximationer som sammanställs nedan.

#### 3.4.1 Sammanställning av modellantaganden

För härledningen av (3.28) har ett antal antaganden och approximationer gjorts. Dessa sammanfattas kort nedan:

- Oljetemperaturen i centralväxeln antas vara lika i hela centralväxeln.
- Värmeffödena  $\dot{Q}_{in}$ ,  $\dot{Q}_{uth}$  och  $\dot{Q}_{utv}$  mellan centralväxeln och axlarna försummas.
- Det approximeras att  $\gamma n < 2000$  vid beräkandet av lagertomgångsförlusten.
- Verkningsgraden för centralväxeln antas vara konstant vid beräkandet av kuggförlusten.
- De hydrauliska förlusternas beroende på viskositeten bortses då viskositeten anses vara konstant för oljans temperaturintervall.
- Vid beräkandet av genomgångskoefficienten  $k$  försummas termen  $s/\lambda$  eftersom väggen är konstruerad av ett material som leder värme bra.

- Det antas att värmeövergångskoefficienterna  $\alpha_{in}$  och  $\alpha_{ut}$  är konstant för oljans hela temperaturområde. Detta leder till att genomgångskoefficienten  $k$  blir konstant och oberoende av oljetemperaturen.

# Kapitel 4

## Parameterskattning

Utgående från en fysikalisk modell kan okända parametrar skattas. Detta kräver tillgång till alla variabler (insignaler) som modellen beror på och den signal som modellen skall beskriva. Med dessa mätdata kan sedan okända parametrar skattas på olika sätt. Det sätt som används i detta examensarbete är en minimering av felet mellan verklig temperatur och en skattad temperatur som är beroende på de okända parametrarna. En viktig del vid skattning av parametrar är att insamling och efterbehandling av mätdata sker på ett bra sätt. Vid insamlingen bör t.ex. insignalerna vara tillräckligt informationsrika. Med informationsrika menas att de bör variera inom hela det område som sedan kan tänkas förekomma vid tillämpningen (simuleringen) och innehålla alla intressanta frekvenser.

Syftet med detta kapitel är att beskriva tillvägagångssättet för att skatta de okända parametrarna. Det kommer förklaras hur insamlingen av mätdata och behandlingen av mätdata gjorts. Vidare studeras parameterskattning och modellvalidering och slutligen ställs en mall upp till hjälp för en eventuell realtidsimplementering i lastbil.

### 4.1 Modellstruktur

Temperaturekvationen som härleddes i kapitel 3 och som beskrevs av

$$\dot{T}_{olja} = d_1\omega + d_2M\omega + d_3\omega^3 + d_4(T_{olja} - T_{omg}) \quad (4.1)$$

anger vilken struktur variablerna som påverkar temperaturen har. Utifrån detta finns olika sätt att bestämma en temperaturmodell för simulering. Ett sätt är att skatta de okända parametrarna och därmed

utnyttja fysikaliska ekvationen helt. Ett annat sätt är att använda sig av en konfektionsmodell. En konfektionsmodell är en modell som inte modellerar utifrån fysikaliska grundprinciper. Några vanliga konfektionsmodeller är ARX och ARMAX och för dessa har parametrarna i princip ingen fysikalisk tolkning utan används för att kunna beskriva systemets insignal-utsignal-samband. Dessa modeller kallas ibland för "black-box"-modeller. Vid försök med olika konfektionsmodeller i detta arbetet har ingen modell fungerat tillfredställande. Därför valdes modellstrukturen enligt (4.1) och resterande del av rapporten utgår ifrån denna struktur.

#### 4.1.1 Minimeringsproblemet

Det önskas att felet mellan den verkliga temperaturen och den skattade temperaturen minimeras, dvs. parametrarna i temperaturmodellen skall bestämmas så att felet blir så litet som möjligt. För att skatta parametrarna och minimera felet mellan verklig temperatur  $T_{olja}(t)$  och skattad temperatur  $\hat{T}_{olja}(t|d_i)$  kan minstakvadratmetoden utnyttjas [9]. Minimeringsproblemet kan då skrivas som

$$\min_{d_i} \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N (T_{olja}(t) - \hat{T}_{olja}(t|d_i))^2 \quad (4.2)$$

där  $\hat{T}_{olja}(t|d_i)$  fås genom att simulera systemet med givna parametrar, dvs.  $\dot{\hat{T}}_{olja}(t|d_i)$  skattas med

$$\dot{\hat{T}}_{olja}(t|d_i) = d_1\omega + d_2M\omega + d_3\omega^3 + d_4(\hat{T}_{olja}(t|d_i) - T_{omg}(t)) \quad (4.3)$$

och därefter beräknas  $\hat{T}_{olja}(t|d_i)$ .

Ett alternativ till att minimera simuleringsfelet är att minimera prediktionsfelet. Minimering av prediktionsfelet är att föredra då det verkliga systemet på något sätt är beskrivet av modellen. I temperaturmodellen är detta inte så troligt på grund av alla approximationer och att insignalerna låpassfiltreras ganska hårt (bekrivs senare) innan skattning och simulering.

## 4.2 Mätdata

För framgångsrik identifiering av parametrarna i tillståndsbeskrivningen krävs att insamlade mätdata är rika på information om systemet. Vid insamling av mätdata finns ett antal frågor att ta hänsyn till, bl.a.:



- Vilka signaler skall mätas?
- Hur skall processen styras under datainsamlingen?
- Vilken samplingsfrekvens skall väljas?
- Hur mycket data behöver samlas in?
- Hur skall data filtreras?

Hur dessa frågor har behandlats kommer att beskrivas nedan.

### 4.2.1 Val av mätsignaler

För att kunna skatta parametrarna i temperaturmodellen (4.1) behövs mätdata för  $T_{olja}$ ,  $T_{omg}$ , kardanmarvtalet  $\omega$  och kardanimomentet  $M$ . Kardanmarvtalet och motormomentet finns att tillgå i Scantias lastbilar genom CAN-bussen som används för kommunikation mellan de olika systemen i lastbilen. Scania använder SAE J1939, som är ett CAN-baserat protokoll för tunga fordon. Eftersom det är kardanimomentet som är insignal i temperaturmodellen och denna inte kan loggas direkt från bussen måste även aktuell utväxling loggas. Med hjälp av motormomentet och utväxlingen kan kardanimomentet beräknas.

Motormomentet som loggas på CAN-bussen är en approximation. Momentet är beräknat i lastbilen som en funktion av insprutad bränslemängd och motorhastigheten. Eftersom viss utrustning som t.ex. klimat-anläggningen förbrukar effekt blir beräkningen av motormomentet fel i lastbilen. Därmed blir även kardanimomentet något fel. När all kringutrustning används samtidigt kan dessa utnyttja så mycket som 15 % av bränsleförbrukningen.

För närvarande finns inte tillgång till  $T_{omg}$  på CAN-bussen. Därför har denna fått registrerats före och efter körning på vanlig termometer och dess medelvärde har ansetts vara omgivningstemperaturen under hela körningen. Detta innebär att omgivningstemperaturen anses vara konstant. I själva verket kan temperaturen skilja en del under körning medan temperaturen som mättes före och efter körning är lika eftersom den mättes på samma ställe. I framtiden skall även  $T_{omg}$  finnas i lastbilen (och förhoppningsvis en beräknad centralväxeltemperatur  $T_{olja}$ !).

För att mäta  $T_{olja}$  placerades en temperaturgivare i centralväxels bottenplugg. Temperaturen i oljesumpen anses råda i hela centralväxeln. Eftersom oljan skvalpar runt så friskt att det inte behövs extern pump

för oljefiltreringen bör detta vara ett rimligt antagande. Temperaturgivaren kopplades in på CAN-bussen för att kunna loggas med de övriga signalerna.

### 4.2.2 Styrning av processen under datainsamlingen

En viktig fråga att ta hänsyn till innan insamling av mätdata är hur processen bör styras för att få en så informationsrik datainsamling som möjligt. När insignalerna är valda är det viktigt att de varierar inom alla nivåer som modellen skall fungera för och att de har frekvensinnehåll inom intressant område. Ett bra val är att låta insignalen växla mellan två nivåer (s.k. telegrafsignal). Sådana signaler innehåller alla frekvenser. För insamling av mätdata på lastbil kommer inte detta vara möjligt eftersom t.ex.  $T_{omg}$  är konstant. Momentet och kardanvartalet varierar mer och innehåller därför fler frekvenser. Förmodligen är begränsningen av insignalernas variation största bristen för den skattade modellens tillförlitlighet.

### 4.2.3 Val av samplingsintervall

Valet av samplingsintervall beror på systemets tidskonstanter och modellens användningsområde. Man bör varken sampla för snabbt eller för långsamt men det är värre att sampla för långsamt om insamlade data skall användas vid parameterskattning. Detta eftersom det är enkelt att decimera signaler som är samplade för snabbt. Ett problem vid insamling av mätdata på CAN-bussen är att olika data kommer med olika hastighet och i serie. För att särskilja meddelandena kommer de med identitetsstämpel. Temperaturen kommer med hastigheten 2 Hz, utväxlingen kommer med hastigheten 10 Hz, motormomentet med hastigheten 100 Hz och kardanvarvet med 50 Hz. Detta är inget problem då data behandlas i MATLAB men kommer ställa till lite problem vid eventuell implementering i lastbil eftersom detta kommer att kräva decimering och filtrering av vissa data. Filtrering krävs för att undvika vinkningsdistortion. Utväxlingen är decimerad utan filtrering redan vid insamlingen av data. Då utväxlingen är ett väldigt långsamt förlopp med diskreta nivåer bör inte denna decimering utan filtrering ställa till några problem.

Det verktyg som använts vid insamling av mätdata är programmet CANalyzer från Vector Informatik GmbH. Verktöget tillför en tidsstämpel till de data som loggas på CAN-bussen. Vid insamlandet av data

loggades de olika signalerna med maximal hastighet pga. begränsningar i loggningsverktyget. Fördelen med detta är att valet av vilken samplingsfrekvens som bör användas vid parameterskattning skjuts upp. De signaler som har loggats med för hög frekvens får då decimeras och de som har loggats med för låg frekvens får uppsamplas. Med detta undviks att en signal loggas för sakta och därefter måste uppsamplas vilket kan innebära informationsförluster.

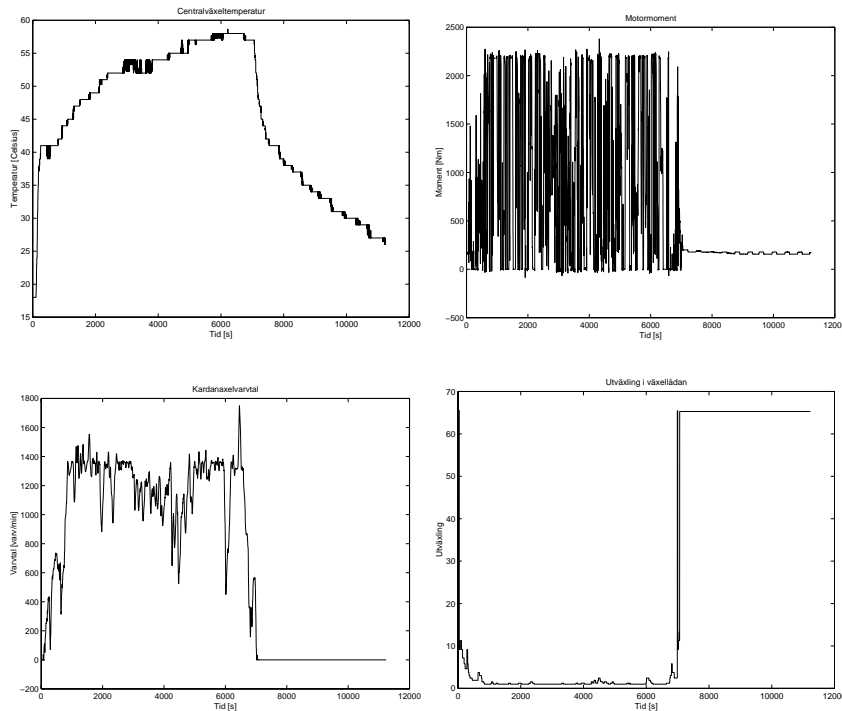
Temperaturförändringen i oljan är ett långsamt förlopp och dess bandbredd gör att 2 Hz anses vara en lämplig samplingsfrekvens. Därmed måste momentet och varvtalet decimeras. För att undvika aliaseffekter (vikningsdistortion) filtreras signalerna med ett lågpasfilter innan decimering. Som gränshfrekvens för filtret väljs frekvensen strax under nyquistfrekvensen. I arbetet har ett tredje ordningens butterworth filter använts. Gränshfrekvensen valdes till 0.8 Hz. Vid filtrering för parameterskattning har filterfunktionen *filtfilt* i MATLAB använts för att undvika tidsfördröjningar som vanliga filter ger upphov till. Vid eventuell implementering i lastbil bör alltså alla signaler filtreras för att få samma tidsfördröjning på signalerna.

#### 4.2.4 Val av antal insamlade data

En enkel regel vid val av antal insamlade data är att ett större antal data ger bättre skattning. Vid insamlande av mätdata för parameterskattning till temperaturekvationen önskas här att temperaturen varierar inom det område som modellen sedan skall simulera. Dessutom önskas att avkylningsförloppet kan mätas. Detta betyder att det behövs insamling av mätdata under en ganska lång tid. Det som begränsar antalet insamlade data är kapaciteten hos mätdatorn och 2 timmar är den längsta insamlingstiden som loggats. En insamling på 1 timme genererar data på ca. 30 Mb. Detta pga. insamling av data med max hastighet och att tidsstämpel och identitetsstämpel måste lagras.

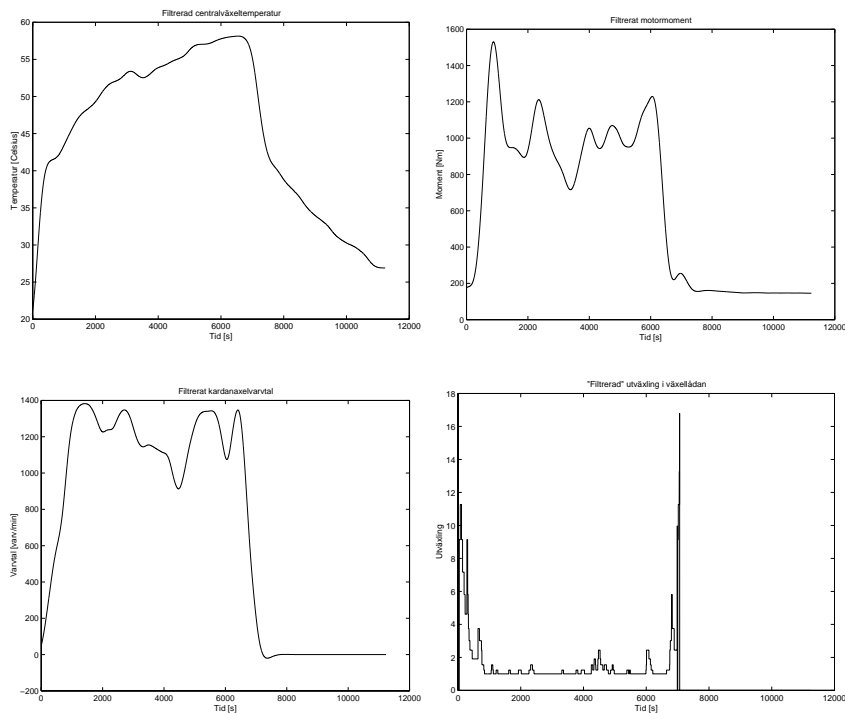
#### 4.2.5 Filtrering av mätdata

Efter insamlandet av data och innan parameterskattningen är första steget att plotta data. Detta för att eventuellt upptäcka brister. De mätdata som är insamlade för temperaturmodelleringen syns plottade i figur 4.1. Brister som upptäcks här är bl.a. att utväxlingen ibland är högre än vad som är möjligt. Detta händer då ingen växel är ilagd och dessa ersätts därför med utväxlingen noll. Vidare syns tydligt att temperatur-



Figur 4.1: Uppmätt temperatur (övre vänstra), motormoment (övre högra), kardanvarvtal (nedre vänstra) och utväxling (nedre högra). För bättre upplösning på utväxlingen, se figur 4.2 där utväxlingen 65 är ersatt med utväxlingen 0.

dynamiken är mycket långsammare än varvtalets och momentets dynamik. En filtrering av varvtalet och momentet är därför nödvändigt. De högfrekventa ändringarna är inte av så stort intresse eftersom dessa inte kommer påverka temperaturen nämnvärt. Ett andra ordningens butterworthfilter som tar fram medelmomentet och som eliminerar de snabbaste förändringarna på varvtalet och oljetemperaturen används. Ett antal olika gänsfrekvenser har provats och bäst resultat uppnåddes med gränsfrekvens 0.0025 Hz med MATLAB-kommandot `butter(2,0.0025)`. De filtrerade signalerna får utseende enligt figur 4.2. Det är dessa filtrerade mätdata som används för att skatta de okända parametrarna i temperaturmodellen (4.1). Mätdata är insamlade vid torrt väglag och med omgivningstemperaturen ungefär konstant 0°C. I de insamlade mätdata har även avkylningsförloppet tagits med. För att kunna logga avkyl-



Figur 4.2: *Filtrerade mätdata. Noterbart är att utväxlingen inte är filtrerad med lågpasfilter utan endast utväxlingen 65 är ersatt med utväxlingen 0.*

ningsförloppet måste bilen stå på tomgång.

Den lastbil som använts för att samla in mätdata är en Scania R124LA4×2NB dragbil med växellåda GRS 900R Opticruise (Scania namn Bibbi) med ett 32 tons släp och centralväxel R780 med utväxling 3.08. Mätningarna gjordes i december 1997 vid ca. 0°C och torr vägbana på E4:an mellan Södertälje och Nyköpingsbro.

#### 4.2.6 Sammanställning av brister i mätdata

De insamlade och filtrerade mätdata enligt figur 4.2 som används för identifiering har vissa brister. En stor nackdel är att oljetemperaturen aldrig kommer upp i de temperaturer som försämrar oljan (temperaturer över ca 100°C). Trots körningar med hög belastning och kraftiga backar nåddes aldrig temperaturer över 80°C. Anledningen till att temperaturen aldrig blir högre är oklar. Eventuellt kan det bero på att

körningstiden inte var tillräckligt lång. En annan stor nackdel är att omgivningstemperaturen inte kunde mätas under körning och att temperaturen är ungefär konstant. Nackdelen med att temperaturen inte kunde mätas är att temperaturskillnaderna kommer tillföras felet. Detta förstås vid begrundande av (4.1). Bristen med att omgivningstemperaturen är nästan konstant är att insignalerna bör excitera systemet så mycket som möjligt, dvs. omgivningstemperaturen bör helst variera mellan ungefär  $-30^{\circ}\text{C}$  och  $+40^{\circ}\text{C}$  under körning, vilket naturligtvis är svårt att åstadkomma.

Ett problem vid insamling av data är att klimatet spelar en stor roll. Vid nederbörd kommer temperaturen att sjunka pga. att vatten kommer spolat på växeln. Om det däremot lägger sig lera på växeln kommer antagligen temperaturen att öka pga. isolering. Det är omöjligt att bestämma en modell som tar hänsyn till detta.

Bristen med det beräknade kardanmomentet är att den beräknas med motormomentet som inte är exakt. Motormomentet är en beräkning beroende på bränsleförbrukning och därför kommer kringutrustning som t.ex. klimatanläggningen att spela in. En annan brist är att det bromsande momentet från retarder och motorbroms inte kommer med i kardanmomentet. Retardern påverkar temperaturen i centralväxeln men under mätdata insamlingen har ingen retarder använts för att undvika eventuella felsignaler. Retarderinverkan och motorbroms kommer att finnas på CAN-bussen inom en snar framtid och därmed kan dess inverkan tillföras till modellen. Motorbromsmomentet används under ganska korta tider i jämförelse med drivande moment, att de inte bör påverka temperaturen så mycket. Anledningen till att de inte bör påverka så mycket är att snabba momentförändringar filtreras bort i lågpasfiltreringen.

### 4.3 Skattning av parametrar

Innan skattningen av parametrarna struktureras (4.1) om enligt

$$\begin{aligned} \dot{T}_{olja}(t) &= d_4(T_{olja}(t) - T_{omg}(t)) + d_1u_1(t) + d_2u_2(t) + d_3u_3(t) \\ y(t) &= T_{olja}(t) \end{aligned} \quad (4.4)$$

där

$$\begin{aligned} u_1(t) &= \omega(t) \\ u_2(t) &= M(t)\omega(t) \\ u_3(t) &= \omega^3(t) \end{aligned}$$

För att få problemet på trevligare form görs substitutionen

$$z(t) = T_{olja}(t) - T_{omg}(t) \quad (4.5)$$

och eftersom omgivningstemperaturen är ungefär konstant blir  $\dot{T}_{olja}(t) \approx \dot{z}(t)$  och (4.4) kan skrivas som

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) &= a_1 z(t) + a_2 u_1(t) + a_3 u_2(t) + a_4 u_3(t) \\ w(t) &= z(t) \\ T_{olja}(t) &= w(t) + T_{omg}(t) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Med insamlade och efterbehandlade mätdata kan parametrarna i (4.6) nu skattas med minstakvadratskattning enligt (4.2) som beskrevs tidigare i kapitlet. Ett program skrevs i MATLAB som utnyttjar den färdiga rutinen *leastsq*. Programmet bygger på att ett initialvärde anges till parametrarna, temperaturen  $\hat{T}_{olja}(t|a_i)$  simuleras fram för dessa parametrar och därefter sker gradientsökning för att minimera simuleringsfelet. Gradientsökningen innebär att parametrarna  $a_i$  ändras så att simuleringsfelet blir så litet som möjligt. MATLAB programmen finns i bilaga A. Programmet som skattar parametrarna får data i diskret tid eftersom mätdata är samplade. Detta betyder att systemet som beskrivs enligt (4.6) måste diskretiseras. Det är inget problem eftersom systemet endast har ett tillstånd och de nya parametrarna kommer därför bli konstant. För enkelhets skull får dessa parametrar behålla namnen  $a_i$ . Figur 4.3 visar resultatet från en minstakvadratskattning och som ger parametervärdena

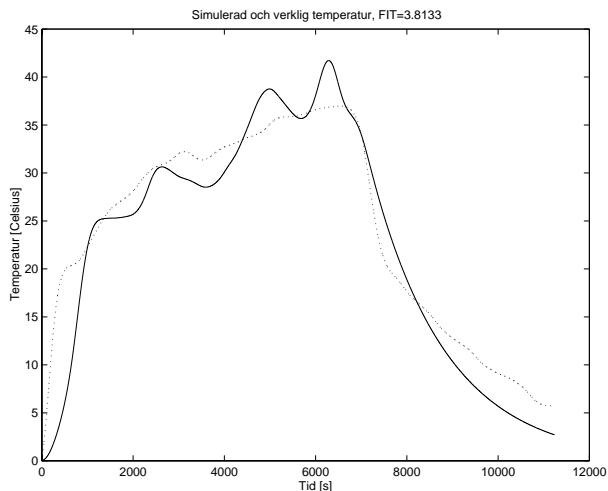
$$\begin{aligned} a_1 &= 0.9994 \\ a_2 &= 0.0198 \\ a_3 &= 0.0463 \\ a_4 &= -0.304 \end{aligned}$$

Notera att dessa parametrar tillhör temperaturekvationen i diskret tid. Annars hade temperaturen växt konstant då lastbilen står stilla. Anledningen till att tecknet är negativt för parameter  $a_4$  är oklar. Parametern hör till de hydrauliska förlusterna och borde vara positiv eftersom dessa förluster värmer upp växeln. Resultatet blir dock inte bättre då hydrauliska förlusterna försummas. Eventuellt kan teckenfelet bero på försummelsen av hydrauliska förlustens beroende på viskositeten. Vid skattningen av parametrarna  $a_i$  har insignalerna  $u_i$  normerats

så att  $u_i \in [0, 1]$ , dvs. insignalerna till systemet har normerats med dess maxvärde. Maxvärdena är

$$\begin{aligned} \max(\omega) &= 1,4475 \cdot 10^2 [\text{rad/s}] \\ \max(M\omega) &= 2,5994 \cdot 10^5 [\text{Nm/s}] \\ \max(\omega^3) &= 2,7658 \cdot 10^8 [1/\text{s}^3] \end{aligned}$$

Resultatet är tillfredsställande men det är viktigt att parametrarna fun-

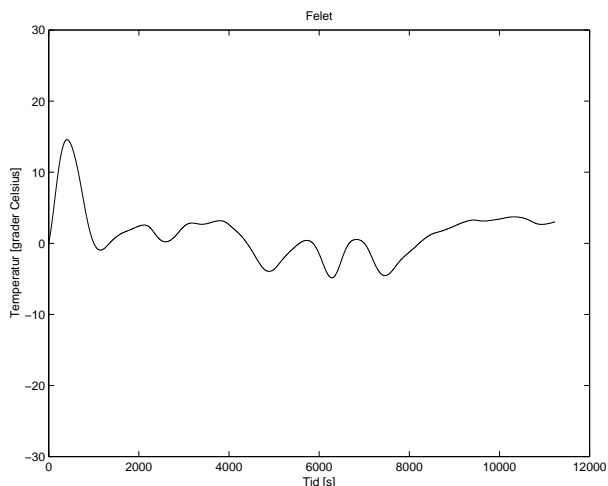


Figur 4.3: Resultatet av en minstakvadrat skattning där streckad kurva är uppmätt temperatur och heldragen kurva är simulerad temperatur.

gerar även för simuleringar med andra mätdata än de som användes vid parameterskattningen. Detta behandlas i nästa avsnitt (avsnitt 4.4). Vid skattningen av parametrarna har initialtemperaturen på oljan  $T_{olja}(0)$  tilldelats den uppmätta initialtemperaturen.

Eftersom insignalerna filtreras ganska hårt och temperaturförändringarna är lågfrekventa kan eventuellt en statisk modell användas, dvs.  $\dot{T}_{olja}(t)$  i (4.1) ansätts till noll och därefter löses  $T_{olja}$  ut. Fördelen med detta är att det blir en parameter mindre att skatta och  $T_{olja}$  kan simuleras direkt som funktion av momentet, kardanaxvrtalet och omgivningstemperaturen utan att temperaturderivatan måste beräknas numeriskt. Vissa tester har gjorts på detta men inget tillfredsställande resultat har uppnåtts.



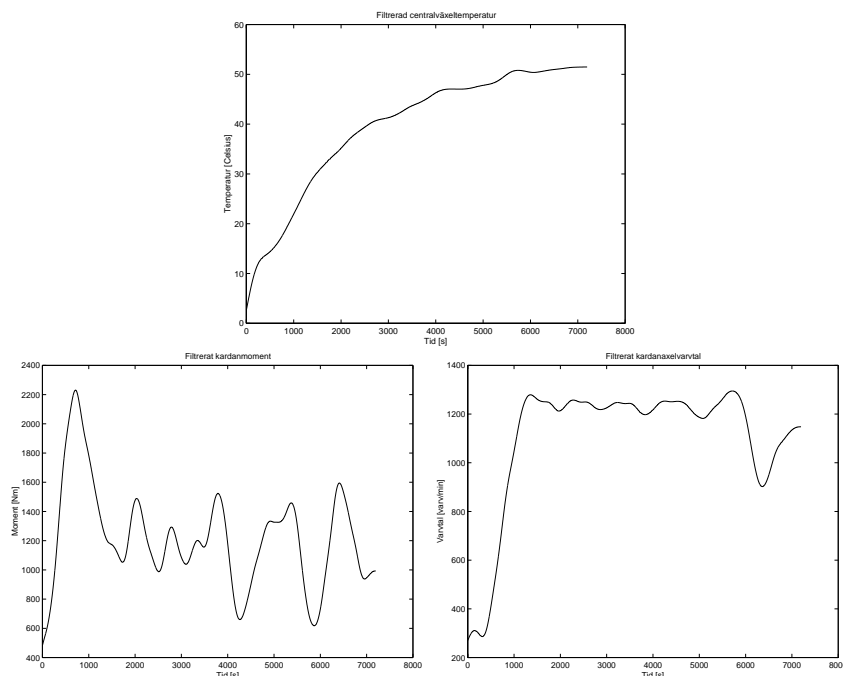


Figur 4.4: *Felet mellan simulerad temperatur och verklig temperatur.*

## 4.4 Modellvalidering

Att validera en modell är att undersöka om den kan accepteras, dvs. om modellen uppfyller de önskemål och krav som finns för modellen. En modellvalideringsmetod är att undersöka modellens förmåga att reproducera det verkliga systemets uppträdande i andra situationer än den där modellen identifierades. I figur 4.3 är modellen simulerad med samma data som användes vid parameterskattningen. Vid validering med ny filtrerad datamängd (se figur 4.5) blir resultatet tillfredställande enligt figur 4.6. Vid simulering med ytterligare en annan datamängd fås resultat enligt Figur 4.8. Valideringsresultatet för denna simulering är inte lika bra som för första datamängden. Detta kan bero på att det andra datasetet har initialtemperatur som är något högre än det första datasetet. Temperaturen i centralväxeln stiger något snabbare i början då växeln är kall vilket syns i figur 4.6 än då växeln är varm från början som i figur 4.8. Den första datamängden är loggad på sträckan Södertälje-Nyköping, start med kall centralväxel och uppvärmd till ca. 50°C i Nyköping. Den andra datamängden är loggad på vägen tillbaka efter det att centralväxeln blivit nedkyld i ca. 30 minuter till ca. 25°C. Uppvärmningsförloppet blir alltså olika beroende på initialtemperaturen.

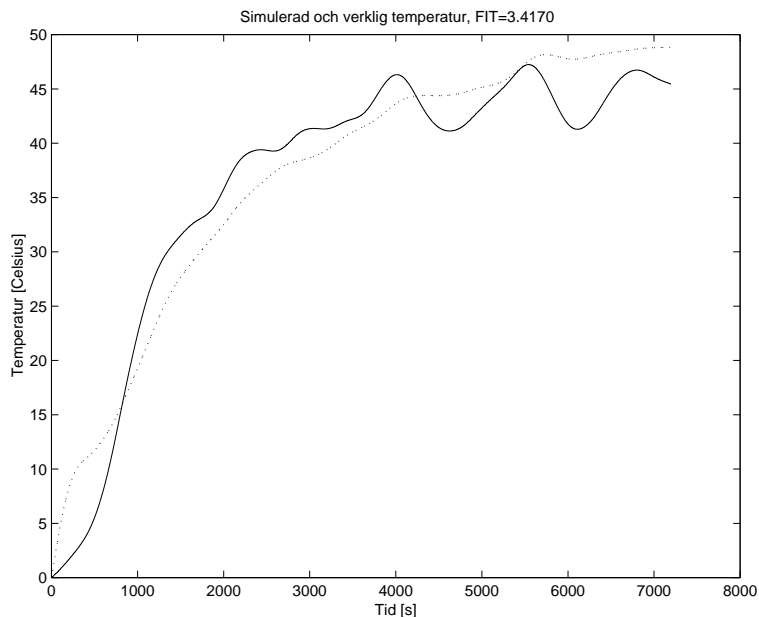
Ett problem med metoden är därför att begynnelsetemperaturen måste skattas eftersom simuleringen inte fortgår då bilen är avstängd. I



Figur 4.5: *Filtrerade valideringsdata insamlade under motorvägskörning mellan Södertälje och Nyköping. Temperaturen (övre), beräknat kardanmomentet (nedre vänstra) och kardanvarvtal (nedre vänstra).*

simuleringen enligt figur 4.6 har begynnelsestemperaturen tilldelats “exakt” rätt värde. Att skatta initialtemperaturen i godtycklig situation är inte helt trivialt. Det är ett mindre problem för en lastbil som varit avstängd en längre tid, jämfört med en bil som varit avstängd under en kortare tid, eftersom en bil som varit avstängd länge har initialtemperatur ungefär lika som omgivningstemperaturen. Vad som gäller då temperaturen är ca.  $0^{\circ}\text{C}$  eller lägre är osäkert. Vid betraktande av viskositeten hos oljan (enligt Scantias algoritm och figur 3.2) verkar inte oljetemperaturen kunna vara negativ eftersom viskositeten går mot oändligheten då temperaturen går mot noll och därmed skulle lagerförlusterna bli oändlig. Detta stämmer inte med verkligheten och troligen är oljetemperaturen initialt lika som omgivningstemperaturen även för temperaturer lägre än  $0^{\circ}\text{C}$ . Under detta arbete har inte detta varit något problem eftersom omgivningstemperaturen aldrig varit lägre än  $0^{\circ}\text{C}$ .

Ett sätt att skatta initialtemperaturen är att då bilen slås på, läsa av



Figur 4.6: Valideringsresultat. Streckad kurva är uppmätt temperatur och heldragen kurva är simulerade temperaturen.

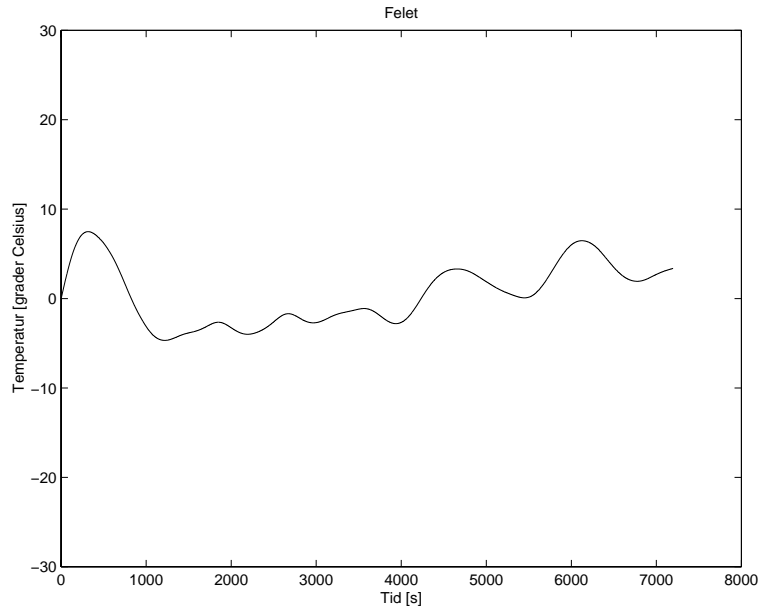
hur lång tid bilen varit avstängd och därmed börja med en avkylningssimulering för att få ett estimat av  $T_{olja}$ . Detta kan fungera eftersom alla insignaler är noll utom temperaturerna och dessa var kända då bilen slogs av.

I kapitel 3 beskrevs att enligt [4] är skvalpförlusterna proportionell mot  $\omega^{3/2}$ . Försök med  $\omega^{3/2}$  som insignal ger dock sämre resultat vilket styrker antagandet att endast använda Terekhovs teori [12] för hydrauliska förluster.

Resultatet av valideringarna är att temperaturen kan skattas relativt väl. Det finns dock vissa brister och begränsningar. De slutsatser jag kommit fram till beskrivs i kapitel 5.

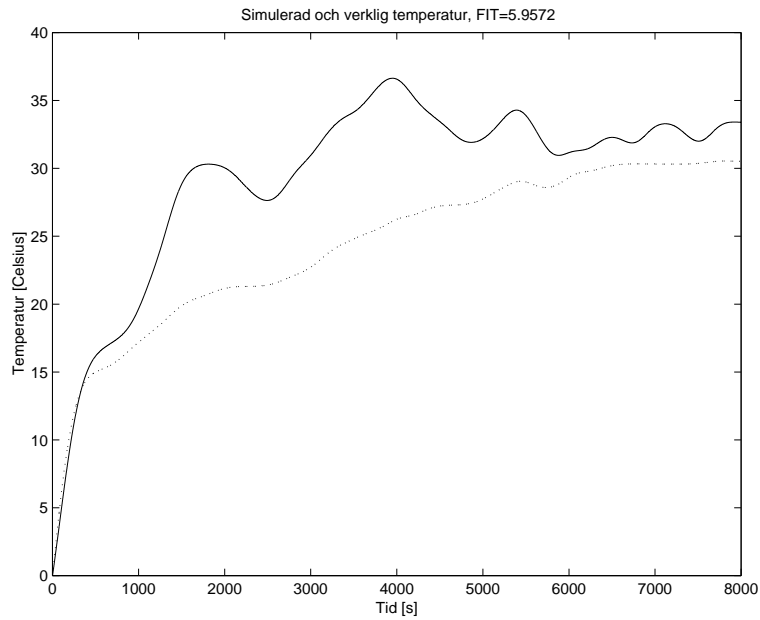
## 4.5 Mall för realtidsimplementering

För en eventuell implementering i lastbil beskrivs här lite kortfattat hur mätdata bör behandlas för att passa modellen. Kapitlet kan ses som en mall för hur programmet bör skrivas för att beräkna oljetemperaturen i centralväxeln.



Figur 4.7: *Felet mellan simulerad temperatur och verklig temperatur från valideringen enligt figur 4.6.*

- Omgivningstemperaturen, kardanaxvtalet, motormomentet och utväxlingen loggas på CAN-bussen med olika frekvenser. Temperaturen loggas med frekvensen 2 Hz, utväxlingen har frekvensen 10 Hz på CAN-bussen men decimeras till 2 Hz direkt vid loggning utan filtrering, kardanaxvtalet loggas med frekvensen 50 Hz och motormomentet med frekvensen 100 Hz.
- Kardanaxvtalet och motormomentet skall decimeras till 2 Hz. Innan decimering skall signalerna filtreras för att undvika vinkningsdistorsion. Lämpligt filter är ett tredje ordningens butterworthfilter (lågpass) med gränshfrekvensen 0.8 Hz.
- Utväxlingen måste justeras så att utväxlingen är noll då ingen växel ligger i.
- Eftersom signalerna kommer på en seriebuss kan interpolering vara nödvändigt. Det är dock troligt att data kan anses "parallella" då tiden mellan data är kort.
- Kardanaxmomentet beräknas med motormomentet och utväxlingen.



Figur 4.8: Valideringsresultat. Streckad kurva är uppmätt temperatur och heldragen kurva är simulerade temperaturen.

- Högfrekventa delar filtreras bort hos kardanvarvtalet, kardanmomentet och omgivningstemperaturen. Lämpligt filter är ett andra ordningens butterworthfilter med gränsfrekvensen 0.0025 Hz (med filterkoefficienter från MATLAB).
- Med lämplig numerisk approximering av derivatan, med t.ex Tustin [8], kan temperaturen beräknas enligt tillståndsuppställningen (4.6). Det stora problemet är att skatta initialtemperaturen på oljan.



## Kapitel 5

# Slutsatser och utvidgningar

En modell har tagits fram för att simulera oljetemperaturen i en centralväxel. Modellen härleds utifrån fysikaliska lagar och den har ett tillstånd och insignalerna är omgivningstemperatur, kardanaxelvarvtal och kardanaxelmoment. Körningar med lastbil har gjorts för att samla in mätdata för parameterskattning och validering. Mätdata har decimerats och filtrerats och modellvalideringen visar ungefärlig överensstämmelse vid körning med samma bil och centralväxel som vid parameterskattningen. Beräknad oljetemperatur ligger till stor del inom det önskade intervallet  $\pm 10^\circ\text{C}$  i jämförelse med verklig oljetemperatur men i vissa fall är felet något för stort. Jämförelse med bara ett fåtal körningar är dock inte tillräckligt för att dra någon säker slutsats. Fler körningar bör göras för att säkerställa modelltillförlitligheten. Dessutom har inte modellen validerats med mätdata från annan bil och växel och därmed kan det inte säkerställas att modellen fungerar tillfredställande för alla lastbilar.

En begränsning med modellen är att initialtemperaturen måste skattas och att omgivningstemperaturen inte finns på CAN-bussen utan har ansatts till konstant under hela körningen. Andra brister är att modellen inte har validerats under olika väderförhållanden och att de temperaturer som skadar oljan inte uppnåtts.

Modellen beräknar inte temperaturen med sådan säkerhet att implementering i lastbil kan rekommenderas. Modellen bör valideras ytterligare och vissa justeringar kan vara nödvändiga. Det första som bör göras är att implementera temperaturgivare för omgivningen i lastbilens system så att den inte behöver ansättas till konstant utan kan loggas under körning. Det kan vara en av felorsakerna.

Andra faktorer som kan påverka temperatursimuleringen negativt är att modellen är framräknad med en olja och ett oljedjup och därför kommer modellen inte gälla för annan olja och fel oljedjup. Tidigare studier (se t.ex [5]) visar att valet av olja påverkar oljetemperaturen i växlar. Störst skillnad är det vid jämförelse mellan de olika oljetyperna syntetolja och mineralolja. Temperaturen blir ca 5°C lägre för syntetolja. Doppningsdjupet, dvs hur stor del av växeln som ligger i olja vid stillastående växel, har också inverkan på temperaturen. Temperaturen ökar något då doppningsdjupet ökar, [5]. Detta är något som gäller för växellådor och det är osäkert hur dessa faktorer påverkar temperaturen i en centralväxel.

Försök med att skatta en modell som inte ansätter att viskositeten är konstant i förlustekvationerna (lagertomgångsförlusterna och hydrauliska förlusterna) har testats men inte gett något bra resultat. En anledning till detta kan vara att algoritmen som beräknar viskositeten är bristfällig eller att den metod som använts för att skatta modellen är felaktig. Vidare arbete med att tillföra viskositeten som insignal till systemet kan eventuellt förbättra resultatet.

Vid examensarbetets början fanns önskemål om att ta fram en fysikalisk temperaturekvation utan att slå samman konstanter som gjorts i detta arbete. Alla faktorer i ekvationen skulle slås upp i tabeller från t.ex. SKF och därefter skulle temperaturen kunna beräknas. Fördelen med detta skulle vara att slippa mätningar på alla olika centralväxelmodeller. Då avkylningsförloppet måste mätas har den önskade metoden inte använts. Ett alternativ hade varit att slå ihop så lite faktorer som möjligt och bara skatta de parametrar som verkligen måste skattas. Anledningen till att jag har slagit ihop så stora block som möjligt är att de olika centralväxelmodellerna har olika avkylningsförlopp och mätningar på de olika modellerna kommer behövas. Därför är det lika bra att baka ihop alla konstanter.

## 5.1 Utvidgningar

Som tidigare beskrivits bör omgivningstemperaturen införas till lastbilens system innan annat arbete görs på modellen. Därefter kan mer exakt parameterskattning och validering göras. Vidare bör systemet implementeras så att realtidsvalidering är möjlig med körningar som kommer upp i högre temperaturer och med körningar i olika omgivningsförhållanden.

För att komma undan problemen med korta stopp kan en model-



lering av avkylningsförloppet studeras mer ingående. Kortare avkylningsförlopp kan simuleras i början av varje start. Vid längre stopp kan begynnelsestemperaturen skattas utan simulering.

Problemet med att omgivningstemperaturen inte varierar tillräckligt vid datainsamling kan eventuellt lösas genom att man har ett antal olika temperaturmodeller för olika omgivningstemperaturer. Nackdelen med denna lösning är att det kommer krävas mycket identifieringsarbete eftersom det dessutom finns ett antal olika centralväxlar. Då är det antagligen bättre att använda mätgivare.

Om man finner att temperaturskattningen är tillfredställande kan växellådstemperaturen skattas utifrån centralväxels temperatur. Tidigare studier har visat korrelation mellan dessa temperaturer.

Retarderns och motorbromsens inverkan på temperaturen bör undersökas. Då retarderns och motorbromsens inverkan implementeras på CAN-bussen kan dessa signaler tillföras till temperaturmodellen.

Genom att utnyttja testtriggen för centralväxlar på Scania kan systemet testas utan luftkylning. På detta sätt kan de olika fysikaliska ekvationerna (t.ex. förlustekvationerna) undersökas så att de teoretiska ekvationerna stämmer med verkligheten.



# Litteraturförteckning

- [1] Hypoid gear efficiency. *Gleason Works, Rochester, N.Y., USA*, page 1, november 1953.
- [2] *SKF, Rullningslager i verktygsmaskiner*. Gumperts Tryckeri AB, 1967.
- [3] *SKF, Huvudkatalog*. 1989.
- [4] *Maskinelement Handbok från KTH, Stockholm*. 1992.
- [5] Lars Andersson. Simulering av oljetemperatur i växellåda. Examens rapport LiTH-IKP-EX-1013, Institutionen för Systemteknik, IKP, Linköpings Tekniska Högskola, Linköping, Sverige, Oktober 1992.
- [6] D. Loyd. *Grundläggande värmeöverföring*. IKP, Linköpings universitet, 1987.
- [7] H.E. Merrit. *Gears*. Pitman, third edition, 1954.
- [8] T. Glad och L. Ljung. *Reglerteknik. Grundläggande teori*. Studentlitteratur, Lund, Sweden, 2nd edition, 1989.
- [9] T. Glad och L. Ljung. *Modellbygge och simulering*. Studentlitteratur, 1996.
- [10] Saab-Scania AB, Scania Division, Service. *Central- och navväxlar, Funktionsbeskrivning*, 1990.
- [11] Bo Svensson. Förlusteffekt-mätning på centralväxel r780 i transmissionsrigg t2. Technical Report TX/322, Scania, Södertälje, 1993.
- [12] A.S. Terekhov. Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion. *Russian Engineering Journal*, 55(LV No 5):7–11, 1975.



## Bilaga A: Matlab-programmen

För parameterskattning och validering har följande MATLAB-program använts:

```
function Th=param3(M1,M2,indata,Xmeas,Th_init)

%Funktionen param söker upp minstakvadratlösningen för den skattade
%temperaturen
%
%Mi anger det intervall som skall användas för parameterskattning
%Om man vill använda u(100:1100) för skattning blir M1=100, M2=1100
%
%indata är uppmätta data för databestämmning t ex: data=[u(:,1).*u(:,2) u(:,2)]
%
%Xmeas är den uppmätta signalen som man vill identifiera
%
%Th_init är initialvärdena på parametrarna som skall skattas (kolonnvektor)

global data;
global Tmeas;
data=indata(M1:M2,:);
Tmeas=Xmeas(M1:M2,:);
Th=leastsq('calcdt5',Th_{init});
```

där calcdt5 är ett program enligt nästa sida

```

function DT=CalcDT5(a_par);

%Detta är en beräkningsalgoritm för att bestämma parametrarna i min
%temperaturmodell.
%Funktionen använder kommandon från ident biblioteket för att slippa
%for-loopar. Detta för att göra simuleringarna snabbare.
%Inställt för diskret tid och samplingstid 0.5s.
%
%Utgår ifrån systemet:
%
%That(t+1)=a1*(Tomg(1)-That(t))+a2*u1(t)+a3*u2(t)+...
%y(t)=That(t)
%z(t)=Tomg-That(t)
%z(t+1)=a1*z(t)+a2*u1(t)+a3*u2(t)
%w(t)=z(t)
%That(t)=w(t)+Tomg
%
%Skriv t ex DT=CalcDT5(a_par);
%a_par är en kolonnvektor. # rader=# kolumner i data +1
%Programmet kräver att variablarna data och Tmeas finns.

global data;
global Tmeas;
ms=modstruc(a_par(1),a_par(2:size(a_par,1)))',1,zeros(1,size(a_par,1)-1),0,0);
th=ms2th(ms,'d',[ ],[ ],0.5);
That=idsim(data,th)+272;

[YH,FIT]=compare([Tmeas data],th,[ ],[ ],'yes');
FIT
DT=Tmeas-YH;

```