

Institutionen för systemteknik

Department of Electrical Engineering

Examensarbete

Estimering av laster på PTO-kraftuttag

Examensarbete utfört i Fordonssystem
vid Tekniska högskolan vid Linköpings universitet
av

Magnus Selldén

LiTH-ISY-EX--11/4362--SE

Linköping 2011



Linköpings universitet
TEKNISKA HÖGSKOLAN

Estimering av laster på PTO-kraftuttag

Examensarbete utfört i Fordonssystem
vid Tekniska högskolan i Linköping
av

Magnus Selldén

LiTH-ISY-EX--11/4362--SE

Handledare: **Henrik Flemmer**
Scania CV AB
Andreas Thomasson
ISY, Linköpings universitet

Examinator: **Lars Eriksson**
ISY, Linköpings universitet
Linköping, 16 april, 2011

	Avdelning, Institution Division, Department Division of Vehicular Systems Department of Electrical Engineering Linköpings universitet SE-581 83 Linköping, Sweden	Datum Date 2011-04-16
---	---	--

Språk Language ☒ Svenska/Swedish ☐ Engelska/English ☐ _____	Rapporttyp Report category ☐ Licentiatavhandling ☒ Examensarbete ☐ C-uppsats ☐ D-uppsats ☐ Övrig rapport ☐ _____	ISBN _____ ISRN LiTH-ISY-EX--11/4362--SE Serietitel och serienummer ISSN Title of series, numbering _____
--	---	---

URL för elektronisk version http://www.vehicular.isy.liu.se http://www.ep.liu.se	
--	--

Titel Title	Estimering av laster på PTO-krafttuttag Estimation of Loads on Power Take-Offs
Författare Magnus Selldén Author	

Sammanfattning Abstract	To extend the possible use of a truck it can be equipped with auxillary equipment for handling cargo and different working tools. These are powered using a Power Take-Off (PTO) connected to the vehicle's drivetrain. In the current situation the control system lacks information about these loads, which can have a negative impact on the control. In this thesis a method for estimating the unknown PTO torque is presented. The method is based on Newtons second law of motion describing the motion of the flywheel. The driving torque from the drivetrain is described by a dynamic model. By calculating how much torque that should suffice in the present driving situation and comparing this to the torque delivered by the engine, the parasitic losses and unknown external loads can be estimated. A sensitivity analysis of the ambient influence on the model and the PTO estimation shows that the estimation cannot be performed in a robust and reliable way. The errors that arise from faulty input to the model such as deficient road slope and vehicle mass information result in errors with greater magnitude than the load torque to be estimated. It is also concluded that in the Engine Management System (EMS), the calculation of the torque delivered by the engine can show a static error of up to approximately 70 Nm.
-----------------------------------	--

Nyckelord Keywords	PTO, Power Take-Off, Krafttuttag, Estimering, Parasitförluster
------------------------------	--

Sammanfattning

För att utöka ett fordonns användningsområde kan det utrustas med olika typer av arbetsredskap och lasthanteringsutrustning. För att driva dessa finns möjlighet till kraftuttag (PTO - Power Take-Off) från ett antal anslutningar vid motor och drivlina. I dagsläget saknar motorns styrsystem information om dessa laster vilket kan påverka styrningen negativt. I detta arbete presenteras en metod för att estimerar det okända lastmomentet på kraftuttaget. Metoden utgår från Newtons andra lag för svänghjulet och det drivande momentet till drivlinan beskrivs av en dynamisk modell. Genom att beräkna hur mycket moment som borde krävas vid aktuellt körfall och jämföra detta med det moment som motorn levererar kan parasitförluster och okända externa laster estimeras.

En känslighetsanalys av omgivningens inverkan på modellen och PTO-estimeringen visar att estimeringen i dagsläget inte går att utföra på ett robust och tillförlitligt sätt. De fel som uppstår till följd av bristfällig information om bland annat väglutning och fordonsmassa ger upphov till fel i PTO-estimeringen som är vida större än de lastmoment som ska estimeras. Vidare konstateras att värdet på det levererade motormomentet i motorstyrsystemet (EMS) kan ha ett statiskt fel på upp till cirka 70 Nm.

Förord

Detta examensarbete har utförts på Scania CV AB vid sektionen för Control Strategy (NEC) under perioden september 2010 till april 2011. Jag vill tacka min handledare på Scania, Henrik Flemmer, samt min examinator Lars Eriksson och handledare Andreas Thomasson vid Linköpings Universitet. Ni har alla bidragit med feedback och värdefulla synpunkter som har varit till stor hjälp i arbetet. Jag skulle också vilja tacka alla kollegor på Scania för deras hjälp.

Magnus Selldén
Södertälje, april 2011

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte och mål	1
1.3	Målgrupp	2
1.4	Disposition	2
2	Kraftuttag	3
2.1	Översikt	4
2.2	PTO ED	4
2.3	PTO EK	6
2.4	PTO EG	7
2.5	PTO Splitshaft	7
3	Lastfall	11
3.1	Hydraulik	11
3.1.1	Konstantflödessystem	13
3.1.2	Konstantryckssystem	15
3.1.3	Lastkännande system	17
3.2	Exempel 1 - Kyl- och frystransport	20
3.3	Exempel 2 - Cementmixer	22
3.4	Effektbehov	23
4	Metod	25
5	Modell	27
6	EMS	33
6.1	Momenthantering i S6	34
6.1.1	Interna förluster	34
6.1.2	Hjälpaggregat	34

6.2	Momenthantering i S8	36
6.2.1	Interna förluster	36
6.2.2	Hjälpaggregat	37
6.3	Översikt	37
7	Mätningar i fordon	39
7.1	Frånkopplad drivlina - S6	39
7.1.1	Brister i momentrapporteringen	40
7.1.2	Alternativ förklaring till felaktigt nettomoment . . .	42
7.1.3	Försök att korrigera indikerat moment	45
7.1.4	Temperatur- och kalibreringsrelaterade problem . . .	45
7.1.5	Slutsats och diskussion	48
7.2	Frånkopplad drivlina - S8	49
7.2.1	Aggregatförluster i S6 och S8	49
7.2.2	Slutsats och diskussion	53
8	Validering av motormoment	55
8.1	Statiska mätningar	55
8.2	Dynamiska mätningar	57
9	Känslighetsanalys	61
9.1	Fel i skattad fordonsmassa	62
9.1.1	Lutningsmotstånd	64
9.1.2	Rullmotstånd	65
9.1.3	Fordonsacceleration	66
9.1.4	Kommentar	67
9.2	Fel i skattad väglutning	68
9.2.1	Kommentar	69
9.3	Fel i luftmotstånd	69
9.3.1	Kommentar	70
9.4	Fel i hjulradie	71
9.4.1	Kommentar	74
9.5	Slutsats	75
10	Slutsatser och fortsatt arbete	77
10.1	Slutsatser	77
10.2	Fortsatt arbete	78
	Nomenklatur	79
	Litteraturförteckning	81

Kapitel 1

Inledning

1.1 Bakgrund

För att utöka ett fordons användningsområde kan det utrustas med olika typer av arbetsredskap och lasthanteringsutrustning. För att driva dessa finns möjlighet till kraftuttag (PTO - Power Take-Off) från ett antal anslutningar vid motor och drivlina. Kraftuttagen överför kraften mekaniskt till den inkopplade enheten, vanligtvis en hydraulpump. Exempel på applikationer som drivs av kraftuttag är kylaggregat, tippflak, kranar och renhållningsbilar. I dagsläget saknar motorns styrsystem information om dessa externa laster vilket kan påverka styrningen negativt. Styrsystemet tror att allt moment från motorn går till drivlinan när en del i själva verket går till den externa lasten. Detta påverkar momentrapporteringen vilket i sin tur leder till försämrade växlingskomfort och försämrade funktionalitet generellt från noder som begär moment från motorn. Finns det möjlighet att estimerar det bromsande momentet vore detta i allra högsta grad önskvärt. Estimeringen ska utföras med hjälp av befintlig information i EMS (Engine Management System).

1.2 Syfte och mål

Målet med examensarbetet är att hitta en eller flera metoder som möjliggör estimering av laster kopplade till PTO-kraftuttagen och undersöka hur bra estimering som kan uppnås. Syftet med estimeringen är att styrsystemet ska använda informationen och korrigera det fel som uppstår i momentrapporteringen om PTO-momentet inte inkluderas.

Arbetet inriktas på att utföra estimeringen vid förflyttning där bland annat växlingskomforten påverkas negativt. Arbetet kommer därför att inrikta sig på de kraftuttag som är kopplingsoberoende (ED och EK, se kapitel 2) och de applikationer som används när fordonet är i rörelse. Målet är att estimeringen ska kunna utföras ”online” vid normal drift. Resultatet av undersökningen dokumenteras och redovisas i denna rapport.

Ett viktigt kriterium för estimeringen är robusthet. Om estimeringen ska kunna tillämpas i praktiken och implementeras i fordon måste den vara robust. Detta innebär att estimeringen måste kunna hantera alla tänkbara körfall och aldrig ge förkastliga värden.

1.3 Målgrupp

Detta dokument är främst skrivet för anställda vid Scania CV AB. Läsaren antas ha grundläggande kunskaper inom fordonsystem och förbränningsmotorer.

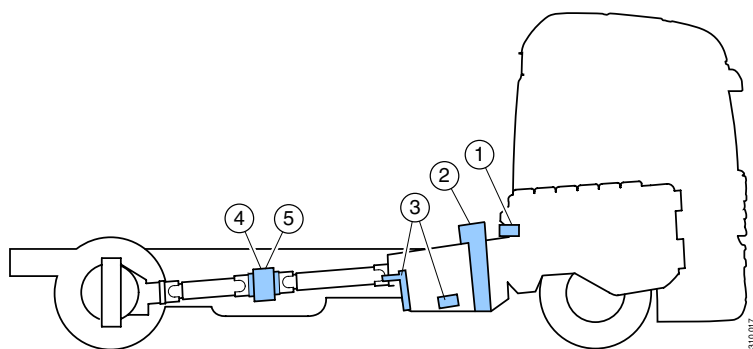
1.4 Disposition

Tyngdpunkten i denna rapport utgörs av kapitel 7, 8 och 9. I kapitel 7 och 8 analyseras mätningar utförda i fordon och i motorprovcell. Här belyses brister i motorns rapporterade moment och tänkbara orsaker till detta. I kapitel 9 redovisas den känslighetsanalys som har utförts av osäkerheterna i systemet. Här analyseras systematiskt hur fel i estimerad fordonsmassa, väglutning, hjulradie samt fartvind inverkar på estimeringen av PTO-lasten. I kapitel 2 beskrivs de olika kraftuttagens karaktäristik och användningsområden. I kapitel 3 beskrivs hydrauliska systemprinciper samt exempel på de applikationer som belastar kraftuttagen och vars moment ska estimeras. Metoden som har undersökts i detta arbete med tillhörande modell beskrivs i kapitel 4 och 5.

Kapitel 2

Kraftuttag

För att tillgodose kraftförsörjningen till ett stort utbud av påbyggnadsapplikationer finns ett antal olika kraftuttag. I Figur 2.1 visas de olika kraftuttagens placering. Cirka 50% av Scania's lastbilar är utrustade med någon typ av kraftuttag.



1. *Engine-driven power take-off (ED)*
2. *Flywheel-driven power take-off (EK)*
3. *Gearbox-driven power take-offs (EG)*
4. *Transfer gearbox (EG)*
5. *Split shaft power take-offs (EG)*

Figur 2.1. Placering av kraftuttag [2].

2.1 Översikt

Kraftuttagen kan delas in i två typer; kopplingsoberoende och kopplingsberoende. De kopplingsoberoende påverkas inte av kopplingsmanövreringen och kan därför användas vid förflyttning. Denna typ av kraftuttag driver exempelvis frys- och kylaggregat, plogbilar, lastväxlare och betongblandare.

I de kopplingsberoende uttagen upphör drivningen då kopplingen trampas ned. Av denna anledning används dessa kraftuttag endast för att driva utrustning när fordonet är stillastående, som exempelvis lyftanordningar och bulkapplikationer. Ett kopplingsberoende kraftuttag har låg vikt jämfört med ett kopplingsoberoende, dessutom stjäls det inte motoreffekt eftersom hydrauloljan inte ständigt pumpas runt som i ett kopplingsoberoende system.

Vilket eller vilka kraftuttag som används styrs av påbyggaren och applikationen. Det är viktigt att optimera kombinationen motor, växellåda, kraftuttag och hydraulpump. Ett välanpassat system ger fördelar i prestanda, ljudnivå, vikt och kostnad [1]. De vanligaste kraftuttagen är följande:

- Kopplingsoberoende
 - ED - Drivs av motortransmissionen.
 - EK - Drivs av svänghjulet.
- Kopplingsberoende
 - EG - Drivs av växellådan.
 - Splitshaft - Drivs av kardanaxeln.

Följande avsnitt beskriver respektive kraftuttagstyp. Informationen är hämtad från [2].

2.2 PTO ED

Kraftuttaget ED är placerat vid kamdrevshuset och drivs av motortransmissionen. Uttaget är fast integrerat med drivningen och roterar alltid när motorn roterar. Totalt är det möjligt att använda två stycken kraftuttag av den här typen. Den maximala lasten är cirka 600 Nm. ED används typiskt när fordonet kör och lämpar sig väl för att driva exempelvis en hydraulisk

pump. Exempel på tillämpningar är kylanläggningar, tippflak och lastväxlare. Om flera kraftuttag används är det inte ovanligt att ED används i kombination med EG.



(a) Snöplog, foto: Göran Wink



(b) Kyltransport, foto: Dan Boman

Figur 2.2. Exempel på ED-applikationer.

- Översikt
 - Drivs av motortransmissionen.
 - Alltid mekaniskt inkopplad → Inga inkopplingsvillkor.
 - Möjligt att ha två stycken ED-uttag.
- Transmission
 - Klarar belastningar upp till 600 Nm.
 - Utväxlingsförhållande 1:1,19.

- Användningsområden
 - Kyltransporter
 - Plogbilar
 - Lastväxlare

2.3 PTO EK

Kraftuttaget EK drivs av svänghjulet. För att aktivera kraftuttaget krävs mekanisk inkoppling till skillnad från ED. Eftersom EK är kopplingsoberoende krävs att motorn är avstängd för att aktivera det. Det finns endast möjlighet till ett kraftuttag av denna typ. Den maximala lasten ligger mellan 1200-2000 Nm. EK kan användas när fordonet kör och ger möjlighet till större kraftuttag än ED.



(a) Cementmixer, foto: Dan Boman

Figur 2.3. Exempel på EK-applikation.

- Översikt
 - Drivs av svänghjulet.
 - Kräver mekanisk inkoppling → Motorn avstängd.
 - Möjligt att ha ett EK-uttag.
- Transmission
 - Klarar belastningar upp till 1200-2000 Nm.
 - Utväxlingsförhållande 1:1.

- Användningsområden
 - Cementmixer
 - Mindre betongpumpar

2.4 PTO EG

Kraftuttaget EG drivs av växellådans sidoaxel. Det finns två varianter av EG-uttag; sid- och bakmonterat. För att aktivera kraftuttaget krävs mekanisk inkoppling. Det finns möjlighet till tre kraftuttag av denna typ. Den maximala lasten ligger mellan 400-1200 Nm. Uttaget påverkas av växellådans split och kan därmed köras med två olika utväxlingar. EG är många gånger förstahandsvalet om applikationen inte ska användas vid förflyttning. I vissa fall kombineras det med ett ED-kraftuttag.

- Översikt
 - Drivs av växellådans sidoaxel.
 - Kräver mekanisk inkoppling.
 - Möjligt att ha tre stycken EG-uttag.
- Transmission
 - Klarar belastningar upp till 400-1200 Nm.
 - Utväxlingsförhållande 1:0,54-1:2,22.
- Användningsområden
 - Kranbilar
 - Slamsugare
 - Bulkapplikationer

2.5 PTO Splitshaft

Kraftuttaget Splitshaft är ett drivaxelfrånskiljande uttag. Med hjälp av en fördelningslåda kan all kraft på kardanaxeln styras till kraftuttaget istället för drivning av hjulen. För att aktivera uttaget krävs att motorn är



(a) Kranbil, foto: Göran Wink



(b) Slamsugare, foto: Jonas Nordin



(c) Bulktransport, foto: Dan Boman

Figur 2.4. Exempel på EG-applikationer.

avstängd. Uttaget kan belastas med all den effekt som motorn kan leverera. Det maximala momentet utgörs därför av motorns maxmoment (cirka 3000 Nm) på växellådans ingående axel. Splitshaft används när effektbehovet är extremt stort. Exempel på krävande applikationer är flistuggar och betongpumpar. Splitshaft kan även användas i sopbilar och framdrivningen av fordonet sköts då istället av ett hydraulsystem som i sin tur drivs av exempelvis ett ED-uttag.



(a) Betongpump, foto: Jonas Nordin

Figur 2.5. Exempel på Splitshaft-applikation.

- Översikt
 - Drivs av kardanaxeln.
 - Kräver mekanisk inkoppling.
- Transmission
 - Klarar belastningar upp till motorns maxmoment, med hänsyn taget till växellådans utväxling.
- Användningsområden
 - Flistugg
 - Sopbil
 - Betongpump

Kapitel 3

Lastfall

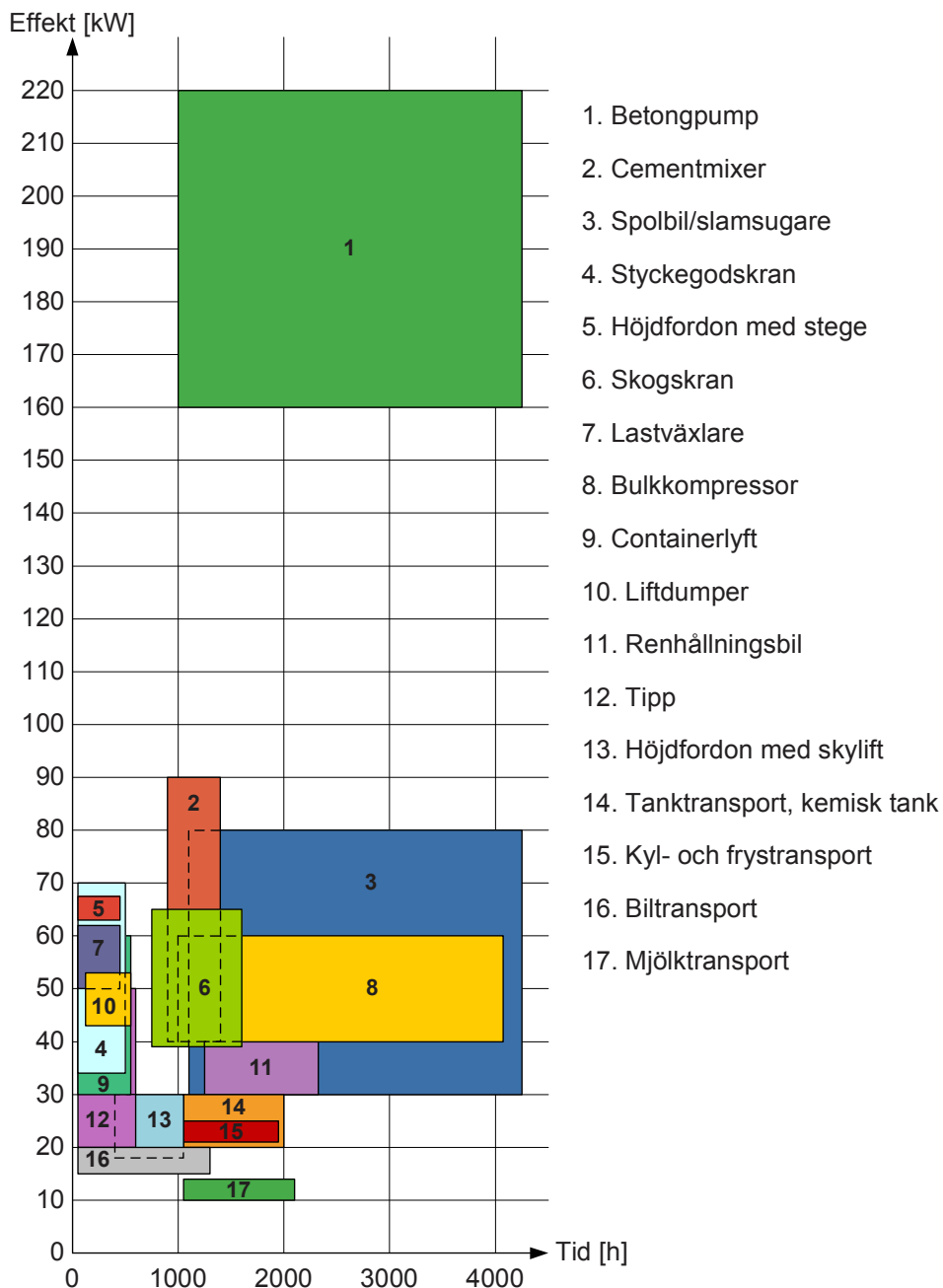
Överföringen av energi från kraftuttaget till applikationen kan se ut på många olika sätt. Kraftuttaget kan exempelvis driva en hydraulisk pump, elektrisk generator, luftkompressor eller vattenpump. Gemensamt för de allra flesta påbyggnadsapplikationer är någon form av hydraulisk transmission. Hydraulsystem karaktäriseras av hög effekttäthet och därmed liten byggvolym vilket passar mobila tillämpningar. En grundläggande förståelse för hydraulik och dess olika systemprinciper är nödvändig för att förstå hur de olika applikationerna fungerar. Av denna anledning kommer detta kapitel att inledas med en kort genomgång av hydrauliska system.

I Figur 3.1 visas utnyttjandegraden och effektbehovet för ett antal tänkbara applikationer. Diagrammet är ritat efter förlaga från [1].

3.1 Hydraulik

All information i detta avsnitt är hämtad från [3, kap. 1, 2 & 9] och figurerna är ritade efter förlaga från [3, kap. 2 & 9]. Kraftförsörjningen i ett hydrauliskt system arbetar i regel enligt någon av följande principer:

- Konstantflödessystem
 - Öppet-centrum-system med fast pump.
- Konstanttryckssystem
 - Fast pump med tryckbegränsningsventil.
 - Variabel konstanttrycksreglerad pump.



Figur 3.1. Utnyttjandegrad och effektbehov enligt [1, s. 7]. Tiden anges i ungefärlig användningstid under 5 år.

- Lastkännande system
 - Fast pump med tryckkompenserad shunt-ventil.
 - Variabel pump med lastkännande regulator.

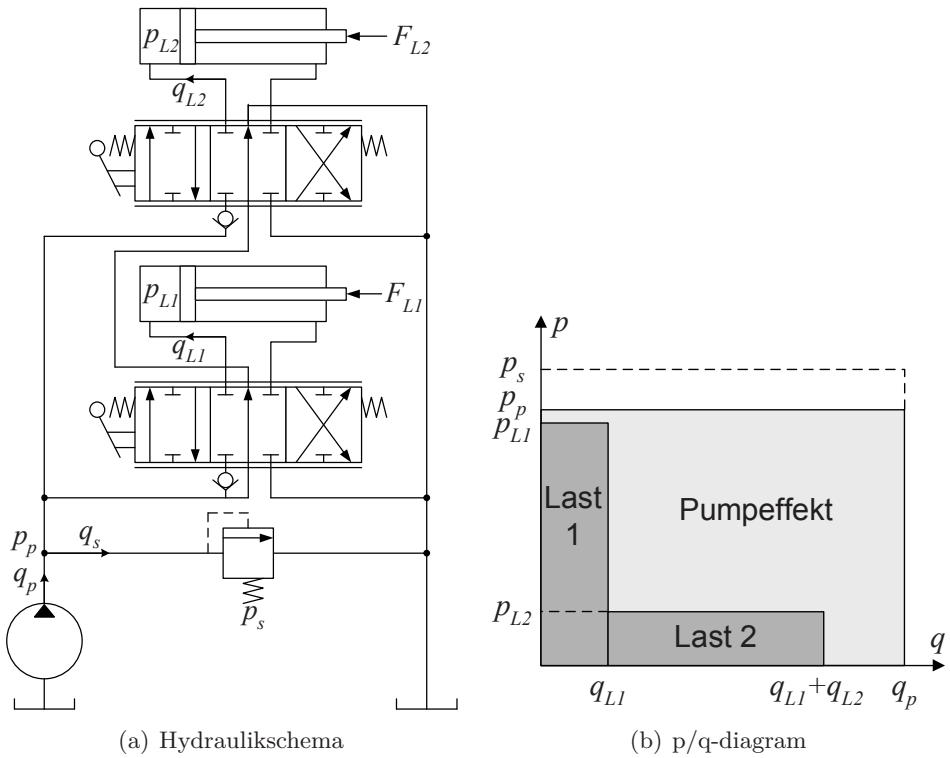
För att beskriva de olika systemkonfigurationerna och dess egenskaper kommer ett enklare system med två dellaster att studeras för respektive systemkonfiguration. Ett system med dellaster används för att illustrera skillnaden i effektförlusterna. När ett ventilstyrt hydraulsystem arbetar vid fullast är effektförbrukningen relativt oberoende av vilken systemkonfiguration som används. Verkningsgraden hos en fast pump och en fullt utstyrd variabel pump är i stort sett densamma. Vid dellaster kommer däremot effektförlusterna att påverkas i stor grad av vilken konfiguration som används. I jämförelsen betraktas endast en rörelseriktning hos dellasterna, nämligen lyftlaster. I figurerna betecknas de olika trycken och flödena enligt Tabell 3.1.

Tabell 3.1. Hydraulikbeteckningar

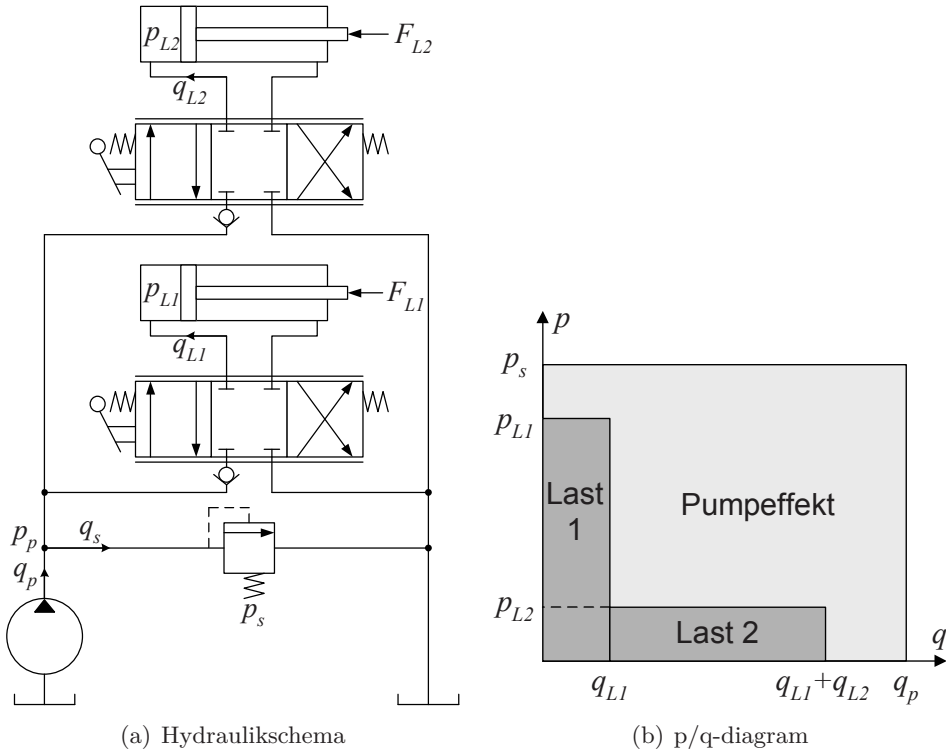
Beteckning	Beskrivning
p_p	Pumptryck
p_L	Lasttryck
p_s	Öppningstryck för tryckbegränsningsventil
q_p	Pumpflöde
q_L	Lastflöde
$q_{p,max}$	Maximalt pumpflöde
P_f	Effektförlust

3.1.1 Konstantflödessystem

Konstantflödessystem är vanliga i mobila tillämpningar och använder en fast pump. Så länge som tryckbegränsningsventilen är stängd kommer flödet i systemet att vara konstant. Principen bygger på att manöverventilerna har ett så kallat öppet-centrum (Figur 3.2(a)). Detta innebär att hydrauloljan kan flöda fritt genom systemet i neutralt läge. När en ventil styrs ut åt något håll kommer stryparean genom centrumkanalen att minska för att slutligen styra om flödet till lasten. I Figur 3.2(b) visas ett p/q-diagram där effektförlusten kan beskrivas enligt $P_f = q_p p_p - q_{L1} p_{L1} - q_{L2} p_{L2}$. Systemet ger alltid stora förluster när en tung last körs med låg hastighet (långt flöde) och övriga dellaster är lätta. Detta system förekommer i bland annat kranar och lastväxlare.



Figur 3.2. Konstantflödessystem med öppet-centrum-ventiler [3, kap. 9]. Systemet ger alltid stora förluster när en tung last körs med låg hastighet och övriga dellaster är lätta.

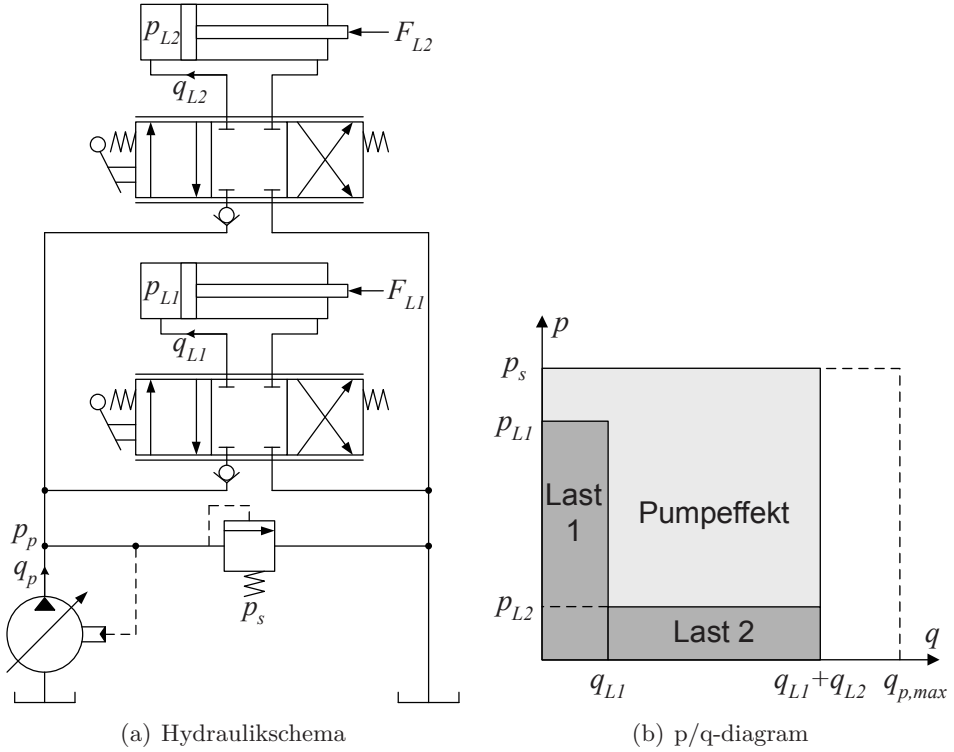


Figur 3.3. Konstanttryckssystem med fast pump och tryckbegränsningsventil [3, kap. 9]. Systemet har låg verkningsgrad vid alla typer av dellaster.

3.1.2 Konstanttryckssystem

Fast pump med tryckbegränsningsventil

Fördelen med detta system är dess enkelhet. I ett konstanttryckssystem med fast pump regleras trycknivån med en tryckbegränsningsventil (Figur 3.3(a)). Detta innebär att trycknivån hålls på en konstant nivå som bestäms av ventilen. Nackdelen med detta system är att förlusterna är mycket stora eftersom bara en del av pumpflödet används för att driva lasten. I Figur 3.3(b) visas ett p/q-diagram där effektförlusten kan beskrivas enligt $P_f = q_p p_s - q_{L1} p_{L1} - q_{L2} p_{L2}$. Systemet har låg verkningsgrad vid alla typer av dellaster.



Figur 3.4. Konstanttryckssystem med konstanttrycksreglerad variabel pump [3, kap. 9]. Störst förluster uppstår när en lätt last körs med hög hastighet.

Variabel konstanttrycksreglerad pump

Med en variabel pump erhålls ökad flexibilitet (Figur 3.4(a)). Pumpens displacement regleras så att trycknivån följer ett referensvärde. Detta innebär att pumpflödet är lika stort som lastflödet och därmed blir systemet mer effektivt än alternativet med fast pump. Den i schemat inritade tryckbegränsningsventilen används på samma sätt som i konstantflödessystemet endast som en säkerhetsventil eftersom pumpen är variabel. I Figur 3.4(b) visas ett p/q-diagram där effektförlusten kan beskrivas enligt $P_f = (q_{L1} + q_{L2}) p_s - q_{L1} p_{L1} - q_{L2} p_{L2}$. Till skillnad från konstantflödessystemet uppstår störst förluster när en lätt last körs vid hög hastighet där pumpflödet närmar sig $q_{p,max}$.

3.1.3 Lastkännande system

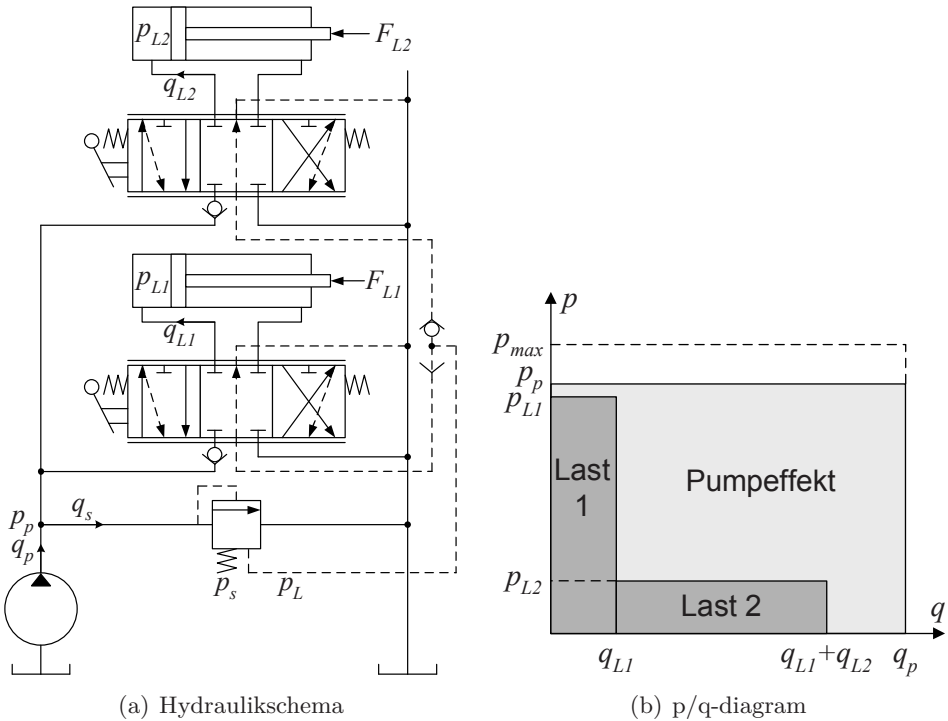
Såväl konstanttrycks- som konstantflödessystem har stora förluster vid delaster. Med ett lastkännande system kan trycknivån regleras så att pumptrycket ligger strax över det högsta lasttrycket. Detta innebär mindre förluster då pumpens effektförbrukning är direkt proportionell mot tryckökningen över pumpen.

Fast pump med tryckkompenserad shunt-ventil

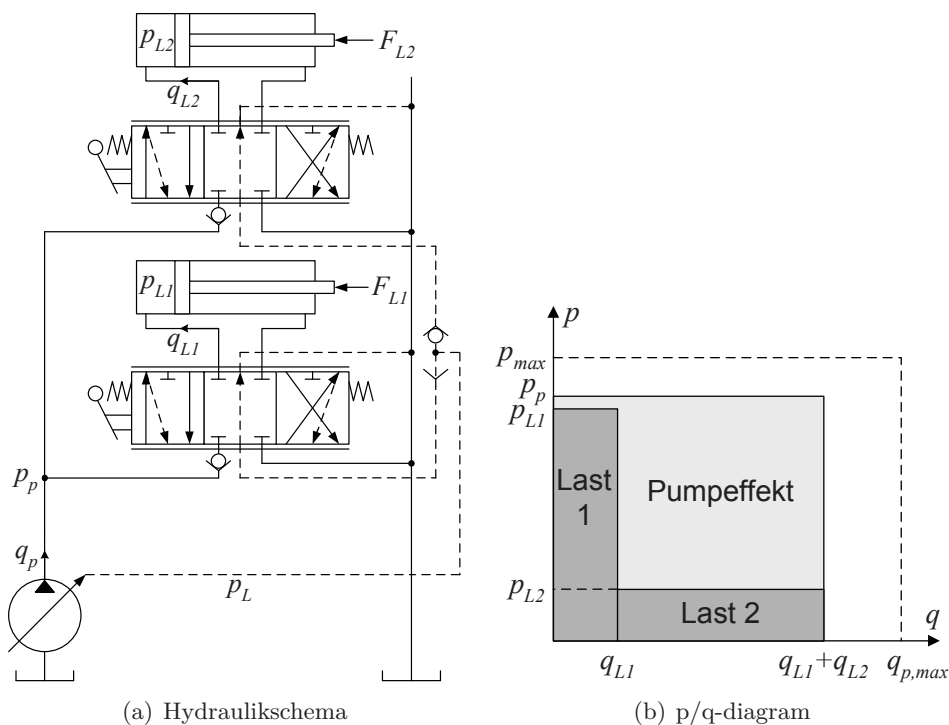
I detta system regleras trycket med en shunt-ventil (Figur 3.5(a)). Ventilen är balanserad med pumptrycket på ena sidan och högsta lasttryck tillsammans med en fjäder på andra. Fjädern kompenserar för strömningsförluster och ger en marginal till högsta lasttryck. I Figur 3.5(b) visas ett p/q -diagram och man kan konstatera att effektförbrukningen är densamma som för ett konstantflödessystem med öppet-centrum-ventiler. Detta beror på att de två systemkonfigurationerna principiellt fungerar på samma sätt. Den enda skillnaden är att öppet-centrum-kanalen här har ersatts av en lastkännande shunt-ventil.

Variabel pump med lastkännande regulator

Med en variabel pump fås ett system med ytterligare flexibilitet (Figur 3.6(a)). Systemet har samma fördelar vad gäller trycknivån som tidigare alternativ med fast pump med tillägget att även flödet kan anpassas. Detta innebär att pumpen endast kommer att leverera det tryck och flöde som lasten kräver. Systemet blir därmed det mest energieffektiva av de olika konfigurationerna. I Figur 3.6(b) visas ett p/q -diagram där effektförlusten kan beskrivas enligt $P_f = (q_{L1} + q_{L2})(p_{L1} + p_{tk}) - q_{L1}p_{L1} - q_{L2}p_{L2}$, där p_{tk} är den tryckdifferens som regulatören åstadkommer. Då den tyngsta lasten utgörs av p_{L1} ges därmed pumptrycket av $p_p = p_{L1} + p_{tk}$. Effekttutnyttjandet är alltid optimalt vid dellaster så länge endast en dellast drivs. Detta gäller oavsett om en tung last körs med låg hastighet eller en lätt last körs med hög hastighet. Dock framgår att om båda lasterna drivs samtidigt kommer ändå en betydande effektförlust att uppstå. Enda sättet att motverka detta vore att använda en separat lastkännande variabel pump till varje dellast vilket ofta varken är praktiskt genomförbart eller ekonomiskt försvarbart. Detta system kan bland annat användas för att driva kyl- och frysaggregat, AC-aggregat och moderna kranar.



Figur 3.5. Lastkännande system med fast pump och tryckkompenserad shuntventil [3, kap. 9]. I likhet med ett konstantflödessystem uppstår störst förluster när en tung last körs med låg hastighet och övriga dellaster är lätta.



Figur 3.6. Lastkännande system med variabel pump [3, kap. 9]. Systemet är det mest energieffektiva av de olika systemkonfigurationerna.

3.2 Exempel 1 - Kyl- och frystransport

Kylida och frysta livsmedel distribueras ofta med lastbil. För att upprätthålla rätt temperatur används isolerade lastutrymmen och kylaggregat. Effektbehovet för denna applikation är cirka 20 kW [1]. Dessa kylaggregat fungerar enligt samma princip som i ett vanligt kylskåp eller frysbox för hushållsbruk. Den stora skillnaden utgörs av hur kompressorn drivs. För mobila applikationer finns huvudsakligen tre alternativ [4]:

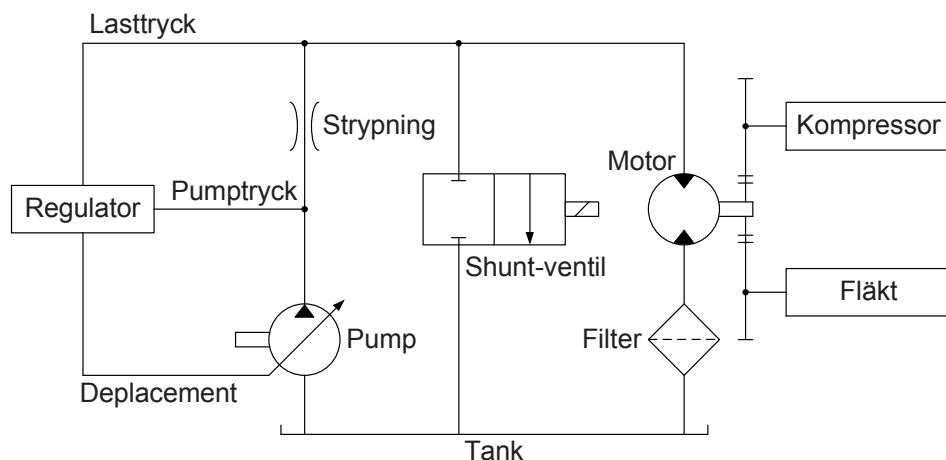
- Elektrisk överföring
- Separat diesellaggregat
- Hydraulisk transmission

För elektriska system låter man motorn driva en generator. Denna driver i sin tur kompressorn, antingen direkt eller via ett batteri. Ett konkret exempel är en av de etablerade tillverkarnas generatorbaserade system. Deras system har inget batteri som buffert, istället betraktas ett korrekt kylt och isolerat gods som ett ”batteri” i sig. De har ingen reglering av spänning eller frekvens utan denna varierar med motorvarvtalet. Spänningen/frekvensen kan därför variera från cirka 250 V/30 Hz till 600 V/70 Hz.



Figur 3.7. Lastbil för livsmedelsdistribution utrustad med kylaggregat, foto: Dan Boman

Ett annat alternativ innebär att ett separat diesellaggregat driver kompressorn. Detta system har flera fördelar då flexibiliteten blir större. Det är



Figur 3.8. Hydraulicschema för kyl- och frysaggregat [4, s. 25].

möjligt att ha fullgod kyleffekt även när lastbilsmotorn är avstängd. Detta är också smidigt ifall fordonet är utrustat med semi-trailer. Det är då möjligt att koppla loss trailern och ändå bevara kyleffekten.

Det tredje alternativet som i likhet med första använder kraftuttag som kraftförsörjning är ett hydrauliskt system. Det är denna typ av system som resterande delen av detta avsnitt kommer att behandla. Systemet beskrivs utförligt i [4] och informationen i detta avsnitt är hämtad därifrån. I Figur 3.8 visas ett exempel på hur den hydrauliska transmissionen kan se ut för ett sådant system.

Den variabla pumpen driver en motor som i sin tur driver kompressor och fläkt. För att uppnå en gynnsam drift av kompressorn är det önskvärt att denna drivs vid ett konstant varvtal, oberoende av dieselmotorns varvtal. Detta uppnås genom att använda ett lastkännande system med variabel pump. Den lastkännande tryckregulatorn strävar efter att upprätthålla en konstant tryckskillnad över strypventilen vilket leder till att flödet blir konstant, vilket medför konstant varvtal i hydraulmotorn och kompressorn. Om dieselmotorvarvtalet ökar kommer regulatorn att minska pumpens displacement så att samma flöde upprätthålls.

Shunt-ventilen fungerar som en strömbrytare som styr om kompressorn ska vara aktiv eller inte. Ventilen styrs elektriskt från ett system som mäter temperaturen i lastutrymmet. Om kylning inte är nödvändig öppnas ventilen och flödet shuntas till tank. Detta innebär att tryckskillnaden över pumpen och arbetet att driva denna kommer att vara mycket lågt.

3.3 Exempel 2 - Cementmixer

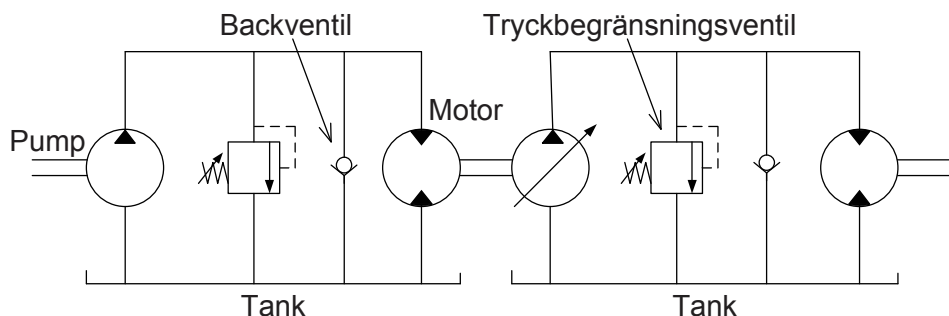
För att transportera betong och cement används en cementmixer med roterande trumma. Trumman är på insidan utformad som en skruv och genom att växla rotationsriktning kan man antingen fylla eller tömma trumman. Under färd roterar trumman med några få varv per minut för att förhindra att innehållet ska härda och stelna. Drivningen kan antingen ske med ett separat dieselaggregat eller med ett kopplingsoberoende kraftuttag, exempelvis EK. Nedan beskrivs ett exempel på hur drivningen av en cementmixer kan se ut. Systemet beskrivs i detalj i [4] och det mesta av informationen är hämtad därifrån. Cementmixrar finns i olika storlekar mellan 4 och 10 m³.



Figur 3.9. Cementmixer för transport av cement och betong, foto: Jonas Nordin

Effektbehovet för att rotera trumman under körning är cirka 15-20 kW. Vid fyllning och tömning kan effektbehovet under kort tid ligga runt 40-90 kW. [1]

I Figur 3.10 visas ett hydraulikschema över transmissionen. Systemet är ett konstanttryckssystem och för att kunna styra trummans rotation oberoende av dieselmotorns varvtal behövs en variabel pump. Här uppstår emellertid ett problem. Pumpar med variabelt displacement är i regel för stora för att få plats direkt på kraftuttaget. Av denna anledning används ett mellanled med en fast pump som driver en hydraulmotor som i sin tur driver den variabla pumpen. Rotationen styrs av föraren via ett reglage inne i hytten. Vid fyllning och tömning roterar trumman med cirka 14 RPM och vid förflyttning med cirka 2 RPM.



Figur 3.10. Hydraulikschema för cementmixer [4, s. 33].

3.4 Effektbehov

I Tabell 3.2 listas några applikationer och dess effektbehov. Storleken på det moment som krävs har beräknats vid förhöjt tomgångsvarvtal på 750 RPM. Dessa värden hamnar troligen högre än vad momentet som mest blir i verkligheten. I [4] anges exempelvis motsvarande moment för kontinuerlig drift vid körning till 80-140 Nm för kylaggregat och 65 Nm för cementmixer. Detta ger i alla fall en fingervisning om ungefär i vilken storleksordning som lastmomentet kan vara som störst.

Tabell 3.2. Effektbehov för ett antal applikationer.

Applikation	Effektbehov [kW]	Moment [Nm]
Kyl- och frystransport	20	250
Cementmixer	15-20	190
Renhållningsbil	30-40	380

Kapitel 4

Metod

Motsvarigheten till newtons kraftlag för roterande kroppar kan tecknas som $J\ddot{\theta} = \sum T$, där J är kroppens tröghetsmoment, $\ddot{\theta}$ vinkelaccelerationen och $\sum T$ summan av alla moment som verkar längs axeln. Om man betraktar motor och svänghjul kan rotationen beskrivas enligt ovanstående samband på följande vis:

$$J_e\ddot{\theta}_e = T_e - T_{loss:e} - T_c - T_{PTO}$$

J_e är motorns och svänghjulets tröghetsmoment, T_e är det indikerade momentet som genereras vid förbränningen och $T_{loss:e}$ är en sammanslagning av de interna förlusterna och förlusterna från hjälppaggregaten (se kapitel 6). T_c är drivlinans drivande moment och T_{PTO} är momentet som driver kraftuttaget. T_c beskrivs av en dynamisk modell av drivlina och fordon vars grundläggande struktur redovisas i kapitel 5.

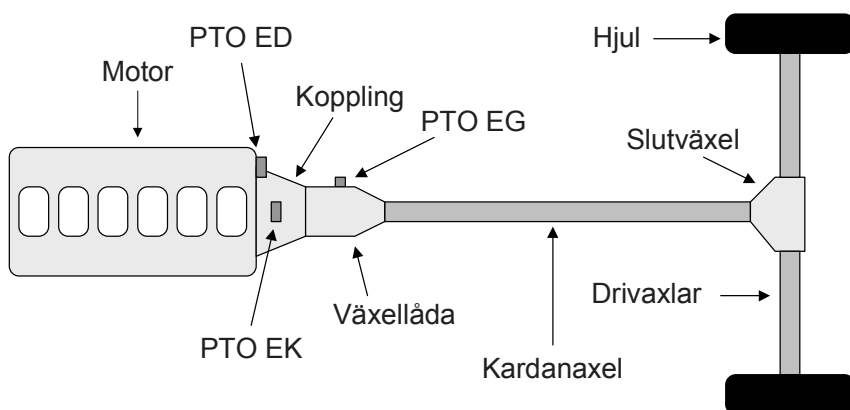
Med modellens hjälp beräknar man hur mycket moment som borde krävas i det aktuella körfallet och jämför sedan detta med det moment som motorn levererar. Skillnaden tolkas som okända förluster och det är värt att notera att T_{PTO} här kan tolkas som parasitförluster generellt och inte enbart ett moment till kraftuttaget. Om PTO används kommer kraftuttagets moment att dominera men samtliga övriga förluster i drivlinan som inte beskrivs av modellen via $T_{loss:e}$ och T_c kommer alltså också att ingå. Detta är ingen nackdel, det är storleken på förlusterna som är relevant och inte var de uppstår. Med detta som utgångspunkt skulle man kunna tänka sig att även låta aggregatförlusterna ingå i denna estimering. Nu finns emellertid redan en hel del kunskap om dessa vilket beskrivs i kapitel 6 och att inte utnyttja denna information vore oklokt.

Med denna metod finns huvudsakligen två felkällor; modellfel samt fel i insignaler. Modellfel är de fel som uppstår på grund av modellens begränsade möjlighet att beskriva verkligheten. Vid val av lämplig modellstruktur bör man dock alltid ha i åtanke att estimeringen är tänkt att utföras ”online” i realtid och därför inte får vara för beräkningskrävande. En modell ger heller aldrig bättre resultat än kvalitén på de insignaler och parametrar som ges den. Av denna anledning kommer en stor del av denna rapport att ägnas åt att analysera inverkan från fel i modellens insignaler och se om de rätta förutsättningarna för en lyckad estimering finns.

Kapitel 5

Modell

I detta kapitel beskrivs en enkel modell av drivlina, fordon och omgivning. Dess primära syfte är att användas vid känslighetsanalysen i kapitel 9. Detta innebär att en rad förenklingar har utförts. Till exempel antas kopplingen alltid vara sluten, drivlinan saknar elasticitet och förluster för växellåda samt slutväxel ges ingen explicit beskrivning. Det skulle också vara möjligt att göra en mer detaljerad nedbrytning av trögheterna i systemet. Flera av dessa skulle emellertid ändå slås samman i slutändan och därför finns inte dessa uttryckta explicit. Tröghetsmomentet för påbyggnadsapplikationen försummas också i denna modell.



Figur 5.1. Översikt av komponenterna i drivlinan.

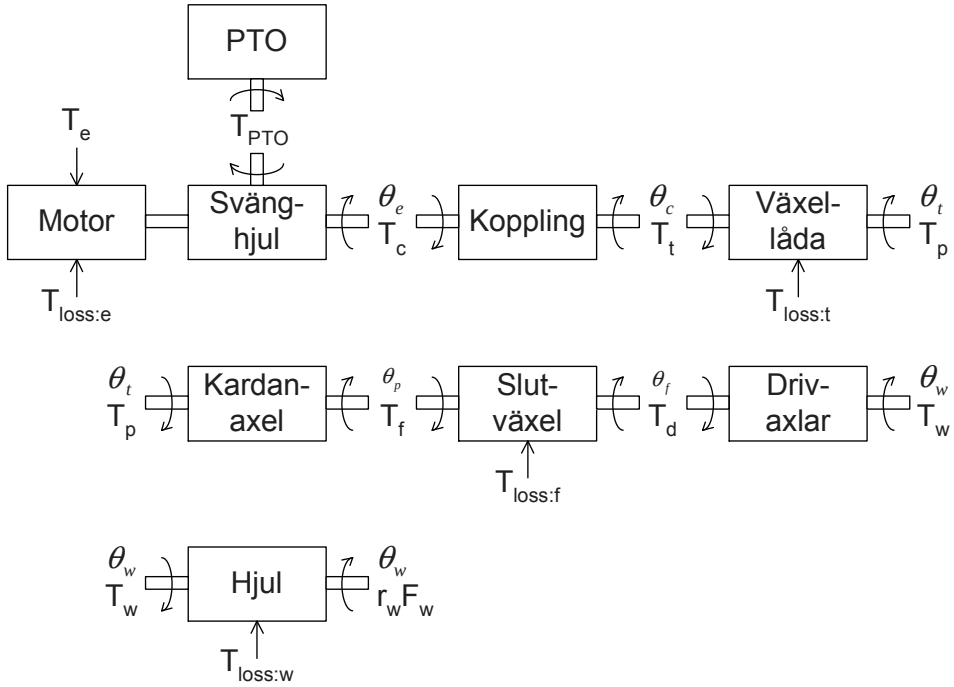


Figure 5.2. Modellstruktur för drivlinan.

De största osäkerheterna i PTO-estimeringen kommer från brister i insignalerna till modellen som exempelvis fordonsmassa och väglutning. I kapitel 9 studeras hur osäkerheter i dessa och omgivande faktorer påverkar svänghjulet och PTO-estimeringen. I kapitel 7 och 8 analyseras och valideras motormomentet. I Figur 5.1 visas de olika komponenterna i drivlinan och i Figur 5.2 visas modellstrukturen.

Motor: Momentet ut från motorn beskrivs av momentet som genereras vid förbränningen (T_e) och de förluster som inverkar på motorn ($T_{loss:e}$). Med hjälp av Newtons andra lag kan motorns rotation beskrivas. I denna ekvation inkluderas momentet från kopplingen och övriga drivlinan (T_c) samt kraftuttaget moment (T_{PTO}). J_e är motorns tröghetsmoment till och med svänghjulet och θ_e är rotationsvinkeln för motor och svänghjul.

$$J_e \ddot{\theta}_e = T_e - T_{loss:e} - T_c - T_{PTO} \quad (5.1)$$

Koppling: Kopplingen antas vara sluten och tar därmed inte hänsyn till slirning. Detta ger följande samband för moment och vinklar:

$$T_c = T_t, \quad \theta_e = \theta_c \quad (5.2)$$

Växellåda: Växellådan modelleras som en utväxling följt av en tröghet J_t . Denna tröghet kan tolkas som den totala trögheten från utväxlingen i växellådan till slutväxeln och inkluderar således även kardanaxelns tröghetsmoment. Givet rotationshastighet och moment på ingående axel kan verkningsgraden för växellådan fås från mapp. Förlusterna betecknas dock endast med $T_{loss:t}$ utan att specificeras närmare.

$$\theta_c = \theta_t i_t \quad (5.3)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t = (T_t - T_{loss:t}) i_t - T_p \quad (5.4)$$

Genom att utnyttja (5.2) och (5.3) kan (5.4) skrivas om som:

$$J_t \ddot{\theta}_e = (T_c - T_{loss:t}) i_t^2 - T_p i_t \quad (5.5)$$

Kardanaxel: Kardanaxeln modelleras som en stel axel utan elasticitet, vilket ger följande samband:

$$T_p = T_f, \quad \theta_t = \theta_p \quad (5.6)$$

Slutväxel: På samma sätt som växellådan modelleras slutväxeln som en utväxling följt av en tröghet.

$$\theta_p = \theta_f i_f \quad (5.7)$$

$$J_f \ddot{\theta}_f = (T_f - T_{loss:f}) i_f - T_d \quad (5.8)$$

Med hjälp av (5.7), (5.6), (5.3) och (5.2) kan (5.8) skrivas om till

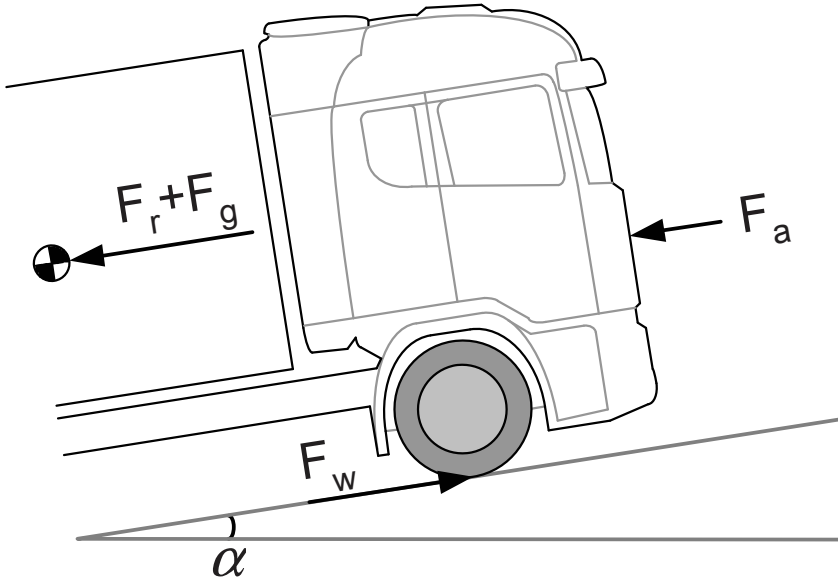
$$J_f \ddot{\theta}_e = (T_f - T_{loss:f}) i_t i_f^2 - T_d i_t i_f \quad (5.9)$$

Genom att använda (5.6) och (5.5) i (5.9) fås:

$$\begin{aligned} (J_f + J_t i_f^2) \ddot{\theta}_e &= (T_c - T_{loss:t}) i_t^2 i_f^2 \\ &\quad - T_{loss:f} i_t i_f^2 - T_d i_t i_f \end{aligned} \quad (5.10)$$

Drivaxlar: Drivaxlarna antas vara styva och beskrivs därför av följande samband:

$$T_d = T_w, \quad \theta_f = \theta_w \quad (5.11)$$



Figur 5.3. Krafter som verkar på fordonet.

Fordon: Dynamiken för hela fordonet beskrivs av Newtons andra lag i longitudinell riktning. F_w är den framåtdrivande kraften och F_a , F_r och F_g är omgivningens påverkan i form av luftmotstånd, rullmotstånd samt väglutning. Beskrivningen av dessa krafter är hämtad från [6]. I Figur 5.3 visas en översikt av de krafter som verkar på fordonet.

$$m\dot{v} = F_w - F_a - F_r - F_g \quad (5.12)$$

$$F_a = \frac{1}{2}c_w A_a \rho_a v^2 \quad (5.13)$$

$$F_r = m(c_{r1} + c_{r2}v) \quad (5.14)$$

$$F_g = mg \sin \alpha \quad (5.15)$$

Hjul: Hjulen beskrivs som en tröghet med friktion.

$$J_w \ddot{\theta}_w = T_w - F_w r_w - b_w \dot{\theta}_w \quad (5.16)$$

Om rullningskriteriet $v = r_w \dot{\theta}_w$ och F_w från (5.12) används i ekvation (5.16) fås:

$$(J_w + m r_w^2) \ddot{\theta}_w = T_w - b_w \dot{\theta}_w - r_w (F_a + F_r + F_g) \quad (5.17)$$

θ_w kan skrivas om som θ_e med hjälp av (5.11), (5.7), (5.6), (5.3) samt (5.2).

$$\left(\frac{J_w}{i_t i_f} + \frac{r_w^2}{i_t i_f} m \right) \ddot{\theta}_e = T_w - \frac{b_w}{i_t i_f} \dot{\theta}_e - r_w (F_a + F_r + F_g) \quad (5.18)$$

Om T_w löses ut ur (5.18) och används som T_d i (5.10) enligt (5.11) fås:

$$\begin{aligned} \left(J_f + J_t i_f^2 + J_w + r_w^2 m \right) \ddot{\theta}_e &= (T_c - T_{loss:t}) i_t^2 i_f^2 - T_{loss:f} i_t i_f^2 \\ &\quad - b_w \dot{\theta}_e - r_w i_t i_f (F_a + F_r + F_g) \end{aligned} \quad (5.19)$$

Genom att sätta in T_c från (5.19) i ekvation (5.1) och lösa ut T_{PTO} fås följande:

$$\begin{aligned} T_{PTO} = T_e - T_{loss:e} - \left(J_e + \frac{J_f}{i_t^2 i_f^2} + \frac{J_t}{i_t^2} + \frac{J_w}{i_t^2 i_f^2} + \frac{r_w^2}{i_t^2 i_f^2} m \right) \ddot{\theta}_e \\ - \frac{1}{i_t^2 i_f^2} b_w \dot{\theta}_e - \frac{T_{loss:f}}{i_t} - \frac{r_w}{i_t i_f} (F_a + F_r + F_g) - T_{loss:t} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Om de kompletta uttrycken för F_a , F_r samt F_g från (5.13), (5.14) och (5.15) sätts in i (5.20) fås det kompletta sambandet för T_{PTO} :

$$\begin{aligned} T_{PTO} = T_e - T_{loss:e} - \left(J_e + \frac{J_t}{i_t^2} + \frac{J_f}{i_t^2 i_f^2} + \frac{J_w}{i_t^2 i_f^2} + \frac{r_w^2}{i_t^2 i_f^2} m \right) \ddot{\theta}_e \\ - \frac{1}{i_t^2 i_f^2} b_w \dot{\theta}_e - \frac{T_{loss:f}}{i_t} - \frac{r_w}{i_t i_f} \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a v^2 \\ - \frac{r_w}{i_t i_f} m (c_{r1} - c_{r2} v) - \frac{r_w}{i_t i_f} m g \sin \alpha - T_{loss:t} \end{aligned} \quad (5.21)$$

Detta är det slutliga uttrycket som används för att estimerar PTO-momentet och som ligger till grund för känslighetsanalysen i kapitel 9.

Kapitel 6

EMS

Skyddat innehåll

Delar av innehållet i detta kapitel skyddas av Scantias regler för informationsspridning. Då informationen är hämtad från funktions-specifikationer och interna dokument vid Scania CV AB kan inte innehållet inkluderas i sin helhet i denna publicerade version. Informationen som har censurerats beskriver mer detaljerat hur de olika förlusterna representeras och beräknas i EMS. I denna version redovisas endast vilka förluster som hanteras.

I detta kapitel beskrivs vilka moment som hanteras i styrsystemet för att beräkna vilket moment som motorn leverar. Det styrsystem som styr motorns funktioner, EMS (Engine Management System), har utvecklats under årens lopp. Därför finns ett antal olika generationer av EMS där S8 är den senaste. De olika versionerna är inte bakåtkompatibla och innefattar inte bara förändringar i mjukvara utan även hårdvara. S6 används till insprutningssystemet PDE (Pumpe-Düse-Einspritzung) medan S8 används till insprutningssystemet XPI (eXtra high Pressure Injection). Motorer med S6 uppnår inte emissionskraven efter EU5 och därför körs motorer efter EU5 endast med S8. Detta innebär att en stor mängd fordon kör med de äldre generationernas EMS som exempelvis S6 och S7. Faktum är att de flesta

lastbilar som säljs även idag körs med S6. Med anledning av att mätningar har utförts i fordon som kör både S6 och S8 beskrivs dessa systems momenthantering i detta kapitel. Informationen är relevant eftersom ett korrekt moment ut från motorn är en förutsättning för en lyckad estimering av PTO-momentet. Strukturen i momentrapporteringen skiljer sig mellan S6 och S8. S7 övergick däremot i S8 och därför behandlas inte S7 separat. All information i detta kapitel är hämtad från [5]. I Tabell 6.1 och 6.2 visas en sammanställning av vilka förluster som hanteras i S6 och S8.

6.1 Momenthantering i S6

Indikerat moment (T_e) beräknas utifrån en mapp som mäts upp i motorprovcell. Denna bruttomomentmapp innehåller förbränningsmomentet och täcker in hela motorns arbetsområde, inklusive släpning. I Figur 6.1 visas det principiella utseendet hos mappen. Mappen innehåller positiva värden vid förbränning samt negativa värden för släpning. Om noll procent bränslemängd ges mappen returneras släpmomentet. Detta värde subtraheras från bruttomomentet för att bilda det indikerade momentet, proportionellt mot förbränningsmedeltryck. Det indikerade momentet är större än bruttomomentet och motsvarar avståndet mellan kurvorna A och C i figuren.

6.1.1 Interna förluster

De interna förluster som ingår är följande:

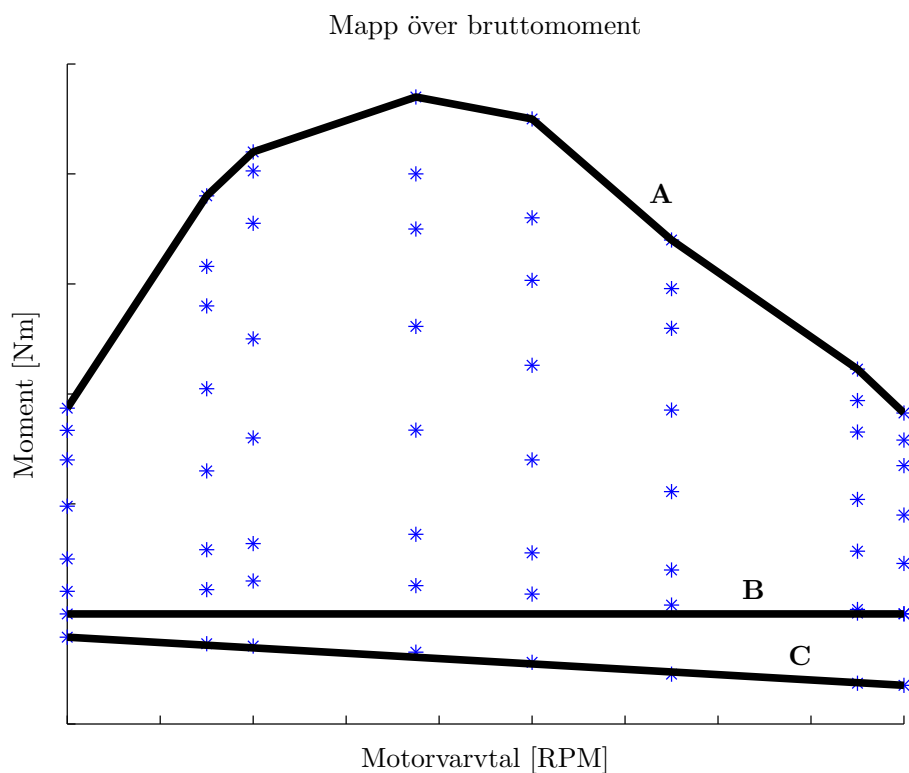
- Friktionsmoment
- Extra friktion efter start

Friktionen beskrivs även den av en mapp uppmätt i motorprovcell. Ytterligare en mapp för friktionen beskriver hur mycket extra friktion som motorn har direkt efter start.

6.1.2 Hjälpaggregat

De hjälpaggregat som ingår är följande:

- Fläkt
- Luftkonditionering



Figur 6.1. Mapp över bruttomoment inklusive släpmoment. Kurva A är motorns maxmomentkurva, det vill säga vilket moment som maximalt kan genereras vid ett givet varvtal. Linje B visar linjen för nollmoment (tomgång) och linje C följer det släpmoment som motorn har för olika varvtal. Mappen består av mätpunkter som ges av *.

- Luftkompressor
- Generator
- Servostyrning

I S6 inkluderas vattenpumpen i de inre förlusterna. Fläkten utgör en stor del av aggregatförlusterna och kan för höga varvtal förbruka uppemot 30 kW. Summan av de interna förlusterna och aggregatförlusterna utgör de totala förlusterna för motorn ($T_{loss:e}$).

6.2 Momenthantering i S8

6.2.1 Interna förluster

I S8 beskrivs de interna förlusterna mer explicit:

- Pumpmoment
- Kylmoment
- Friktionsmoment
- Accelerationsmoment
- Bränslepumpsmoment

De interna förlusterna skiljer sig något från S6. Till att börja med beskrivs gasväxlingsarbetet, det vill säga det moment som går åt för att fylla och tömma cylindrarna på luft. Värmeförlusterna (kylmomentet) beskriver de förluster som uppstår mellan gasen och cylinderväggarna i kompressions- och expansionsfasen. Accelerationsmomentet är det moment som krävs för att ändra motorns varvtal. Om varvtalet är konstant är detta moment noll. Friktionsmomentet beskriver den friktion som finns i lager och tätningar i motorn. Detta moment inkluderar även de förluster som inte beskrivs av någon av de andra förlusterna. På samma sätt som i S6 fås detta från en mapp. Bränslepumpsmomentet beskriver det moment som krävs för att driva högtryckspumpen till bränslesystemet.

6.2.2 Hjälpaggregat

De hjälpaggregat som ingår är följande:

- Fläkt
- Luftkonditionering
- Luftkompressor
- Generator
- Vattenpump

De hjälpaggregat som inkluderas i S8 är i stort sett desamma som i S6 förutom att styrservot inte ser ut att vara inkluderat samt att vattenpumpen tillkommer.

6.3 Översikt

Tabell 6.1. Interna förluster

Förlust	S6	S8
Friktionsmoment	X	X
Extra friktion efter start	X	
Pumpmoment		X
Kylmoment		X
Accelerationsmoment		X
Bränslepumpsmoment		X

Tabell 6.2. Aggregatförluster

Förlust	S6	S8
Fläkt	X	X
Luftkonditionering	X	X
Luftkompressor	X	X
Generator	X	X
Servostyrning	X	
Vattenpump		X

Kapitel 7

Mätningar i fordon

För att fastställa hur väl momentrapporteringen fungerar i praktiken studeras inledningsvis mätningar utförda i lastbil. Teorin för mätningarna ges av ekvation (5.1):

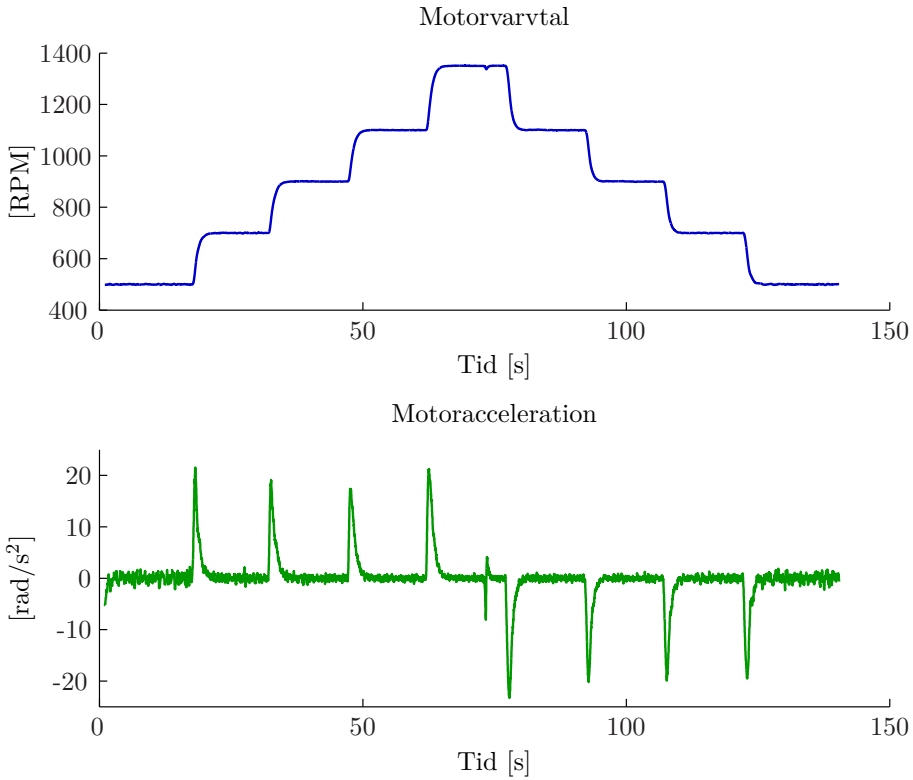
$$J_e \ddot{\theta}_e = T_e - T_{loss:e} - T_c - T_{PTO}$$

Mätningar har utförts i fordon vars motorer styrs av både S6 och S8. I detta kapitel belyses vissa brister i momentrapporteringen och dess tänkbara ursprung. Läsaren som endast är intresserad av noggrannheten hos motor-momentet generellt och en validering av detta kan med fördel gå direkt till kapitel 8.

7.1 Frånkopplad drivlina - S6

Mätningen utförs i ett stillastående fordon där drivlinan är frånkopplad. Fordonet är en Scania R480 med en sexcylindrig motor (DT1217) på 12 liter som ger 480 hk. Fordonet är utrustat med en hydraulisk broms som kan belasta ett EG-kraftuttag med upp till cirka 600 Nm.

Eftersom drivlinan är frånkopplad blir $T_c = 0$ och allt moment ut från motorn går till att accelerera svänghjulet samt driva PTO-lasten. Vid konstant varvtal går därmed allt moment till att driva PTO-lasten. Tyvärr finns ingen momentgivare som mäter momentet på kraftuttaget men då mätningen utförs utan last på kraftuttaget kan man med säkerhet säga att $T_{PTO} = 0$.



Figur 7.1. Motors rotationshastighet och vinkelacceleration vid frångkopplad drivlina utan PTO-last. Motorvarvtalet följer en trapp från 500-1350 RPM.

I mätningen trappas motorvarvtalet från 500-1350 RPM. Med $T_c = T_{PTO} = 0$ bör momentet ut från motorn ($T_e - T_{loss:e}$) vara noll när varvtalet är konstant ($\dot{\theta}_e = 0$) enligt ekvation (5.1). Vid stegen mellan varvtalsnivåerna kommer det att uppstå pikar i momentet ut från motorn. Pikarna är positiva då varvtalet accelererar och negativa när varvtalet retarderar.

7.1.1 Brister i momentrapporteringen

Resultatet från mätningen visar på en bristfällig momentrapportering. I Figur 7.1 visas trappan i varvtalet och pikarna i accelerationen. I Figur 7.2 visas nettomomentet. Detta beräknas genom att subtrahera motors inre förluster samt aggregatförluster från motors indikerade moment och motsvaras således av $(T_e - T_{loss:e})$ i vår notation. Nettomomentet borde som tidigare nämnts vara noll i de intervall då varvtalet är konstant eftersom

det inte finns någon last. Man kan emellertid se att nettomomentet ligger runt 50 Nm vid 500-900 RPM och felet är som störst vid 1350 RPM där nettomomentet ligger runt -77 Nm.

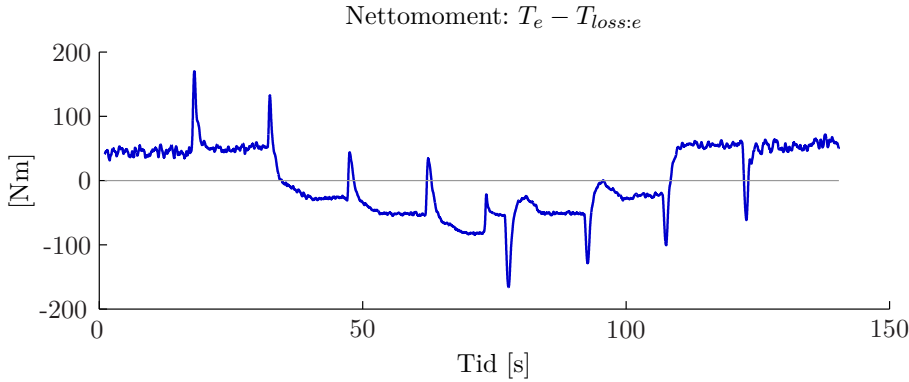


Figure 7.2. Nettomoment vid frånkopplad drivlina utan last. Nettomomentet borde vara noll när varvtalet är konstant vilket det inte är. Det ligger runt 50 Nm vid 500-900 RPM och felet är som störst vid 1350 RPM där nettomomentet ligger runt -77 Nm.

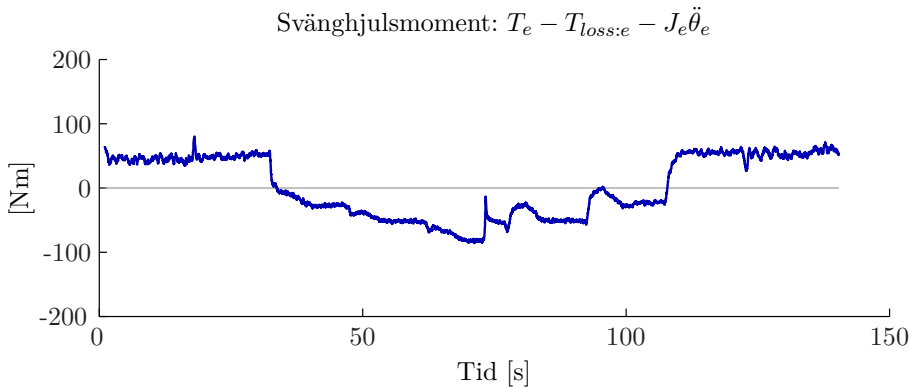


Figure 7.3. Svänghjulsmoment vid frånkopplad drivlina utan last. Till skillnad från nettomomentet har här momentet för acceleration av motor och svänghjul tagits bort. Detta innebär att svänghjulsmomentet motsvarar lastmomentet och alltså borde vara noll hela tiden.

Det moment som egentligen är bättre att titta på i det här sammanhanget är det beräknade momentet på utgående axel från svänghjulet. Skillnaden mot nettomomentet är att man då även räknar bort det moment som krävs för att accelerera motor och svänghjul ($J_e \ddot{\theta}_e$). Svänghjulsmomentet

motsvarar med andra ord lastmomentet och borde vara noll, utan pikar i momentet vid stegen i varvtal. I Figur 7.3 visas detta moment vilket alltså motsvaras av $(T_e - T_{loss:e} - J_e\ddot{\theta}_e)$ i vår notation. På grund av att signalen som beskriver $J_e\ddot{\theta}_e$ inte loggades separat vid mätningarna kommer dock fortsättningen av detta avsnitt att behandla nettomomentet.

För att utreda vad som ligger till grund för det felaktiga nettomomentet studeras delmomenten var för sig (Figur 7.4). Aggregatförlusterna ligger på cirka 1 Nm under hela mätningen. Att aggregatförlusterna ligger så lågt kan inte vara korrekt. Aggregatförlusterna behandlas mer ingående i avsnitt 7.2.1 där också en jämförelse med S8 görs. Det är dock inte aggregatförlusterna som ser ut att förklara felet i nettomomentet (nettomomentet ser ut på liknande sätt även i S8 där aggregatförlusterna ser bättre ut). Om man tittar på de inre förlusterna ser dessa ut att vara proportionella mot varvtalet vilket är väntat. För att kompensera för dessa inre förluster borde även indikerat moment följa en trapp. Så är inte fallet och vid exempelvis steget från 700 till 900 RPM tappar istället det indikerade momentet 42 Nm.

7.1.2 Alternativ förklaring till felaktigt nettomoment

Ett fel i indikerat moment skulle kunna förklaras av att injektorerna inte sprutar in exakt rätt bränslemängd eller att mappningen mellan insprutad bränslemängd och moment inte är korrekt. En alternativ förklaring skulle kunna vara att det vid 500 till 900 RPM finns en aggregatförlust som inte syns i mätningen. Detta förklarar dock inte det negativa nettomomentet mellan 900 till 1350 RPM. Detta skulle i sin tur kunna förklaras med ett för högt värde på de interna förlusterna. Med andra ord skulle ett korrekt indikerat moment och en kombination av fel i aggregat- och interna förluster kunna förklara problemet. I Figur 7.5 visas konstruerade aggregatförluster och inre förluster som tillsammans med det loggade indikerade momentet skulle ge önskat nettomoment. Detta är endast ett exempel på hur det skulle kunna se ut. Trots att aggregatförlusterna ser inkorrekta ut så borde aggregatförluster av den magnitud som ses hos de konstruerade förlusterna ses i mätningen.

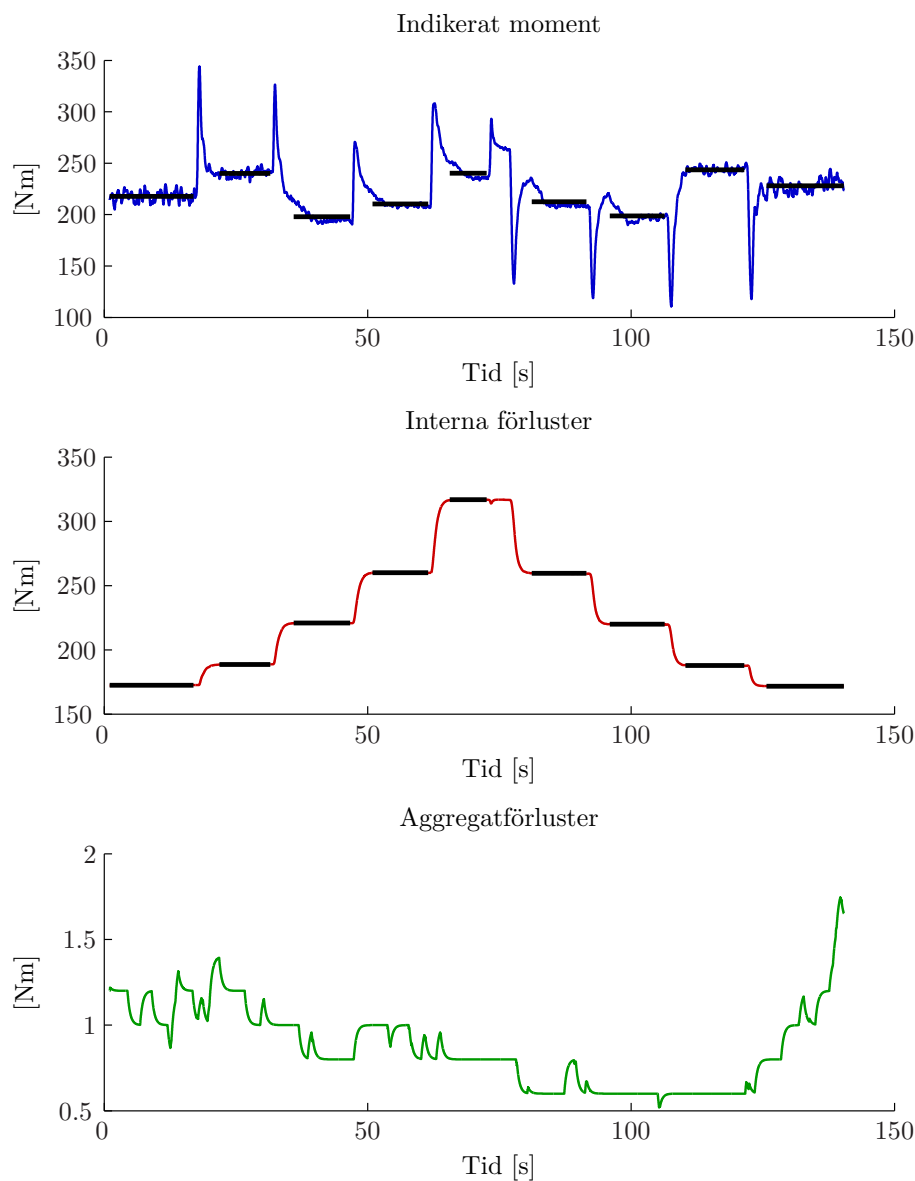
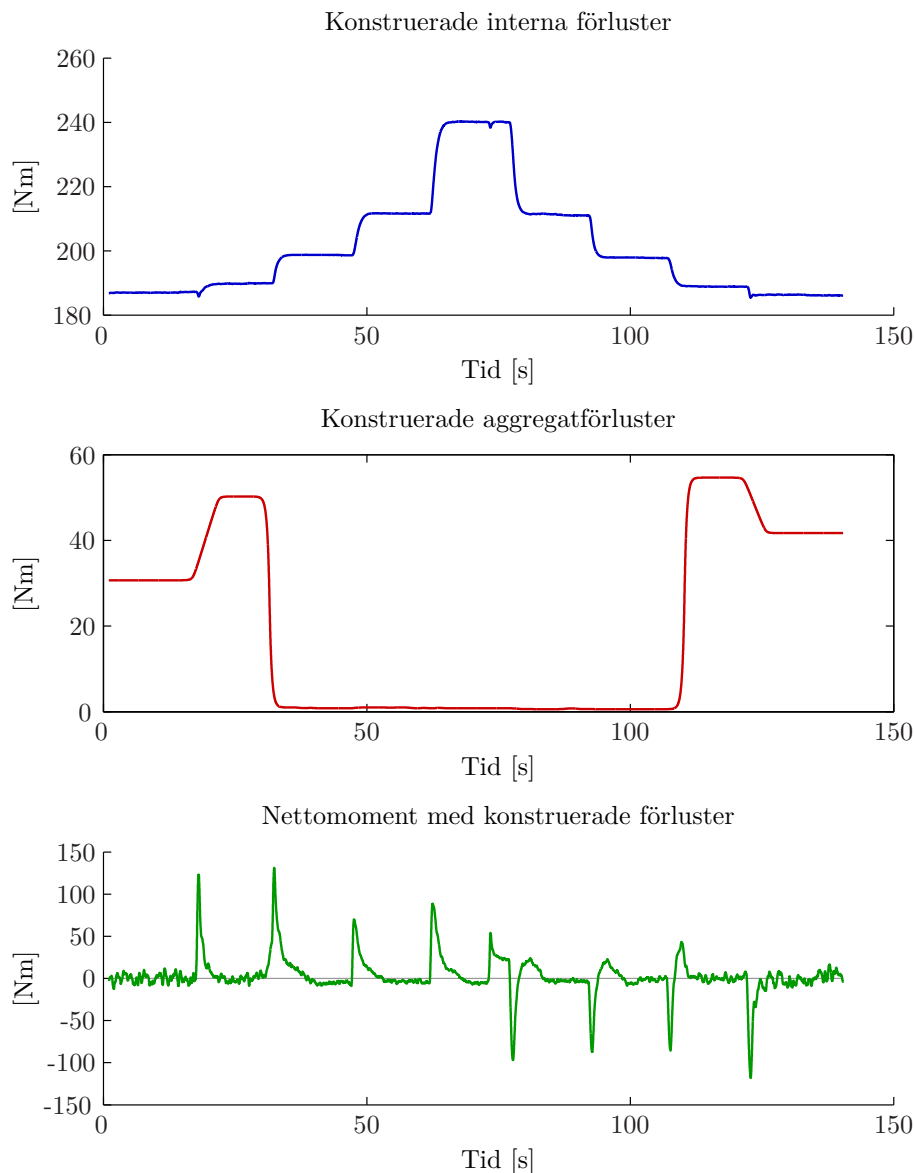


Figure 7.4. Motors indicated torque, internal losses and aggregate losses at disconnected drive shaft without PTO-load. To compensate for the internal losses the indicated torque should also follow a step, at the step from 700 to 900 RPM the indicated torque drops 42 Nm. Aggregate losses are significantly low in this measurement.



Figur 7.5. Konstruerade interna förluster och aggregatförluster samt nettomomentet beräknat med loggat indikerat moment och de konstruerade förlusterna. Att aggregatförlusterna skulle se ut på detta vis är inte omöjligt men verkar osannolikt. I mätdata finns inte minsta indikation på att aggregatförlusterna skulle se ut på det här sättet.

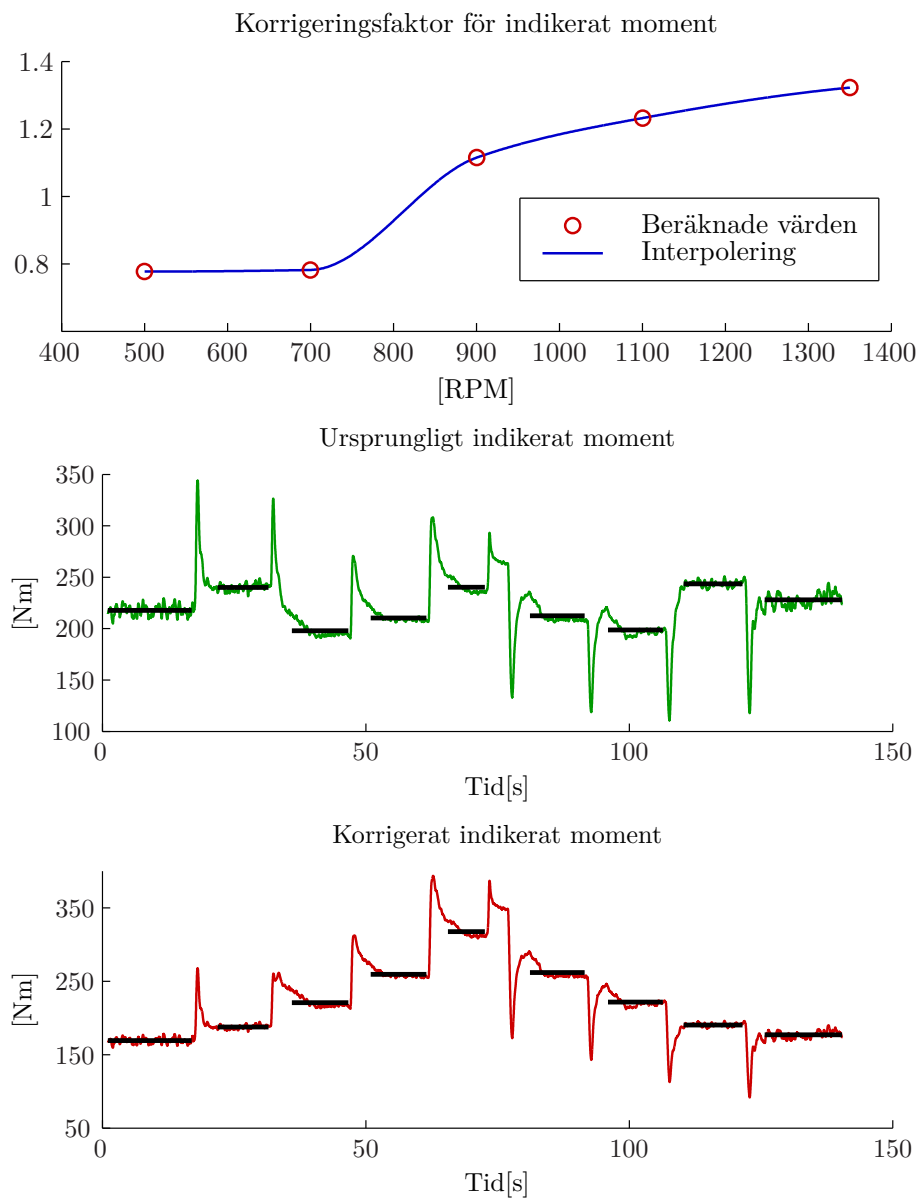
7.1.3 Försök att korrigera indikerat moment

Ett första försök att korrigera indikerat moment så att nettomomentet är noll när varvtalet är konstant görs genom att ta fram en korrigeringsfaktor. Denna korrigeringsfaktor korrigerar indikerat moment med avseende på varvtal. Först medelvärdesbildas indikerat moment och förlusterna i de intervall då varvtalet är konstant. Sedan beräknas korrigeringsfaktorn för vart och ett av varvtalen som kvoten mellan förlusterna och indikerat moment. I Figur 7.6 visas korrigeringsfaktorn med de beräknade värdena och den interpolering mellan dessa som utförs samt skillnaden mellan ursprungligt och korrigerat indikerat moment. I Figur 7.7 visas skillnaden mellan ursprungligt och korrigerat nettomoment. Denna lösning har dock visat sig vara otillräcklig. Korrigeringen är endast gjord med avseende på varvtal och det indikerade momentet beror av betydligt fler faktorer. Det beror även av exempelvis last, injektionstidpunkt och motortemperatur. Nästa avsnitt beskriver ett försök att bringa klarhet i problemet och korrigera källan till problemet.

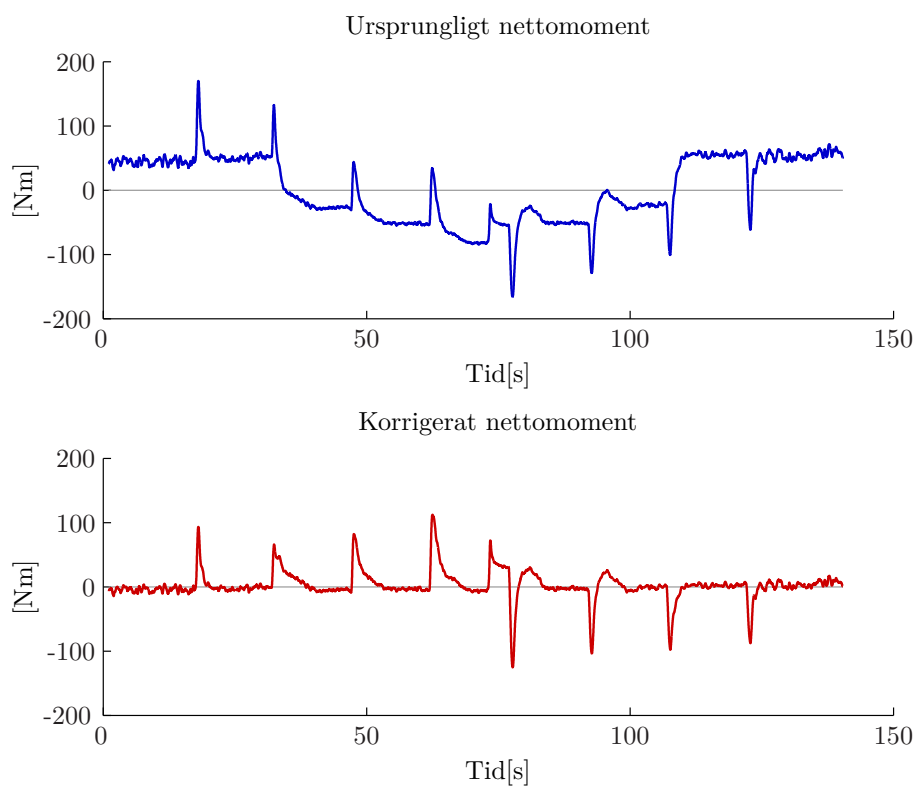
7.1.4 Temperatur- och kalibreringsrelaterade problem

Efter en mer grundlig undersökning av det indikerade momentets ursprung visar det sig att motortemperaturen kan vara problemet. Det indikerade momentet beräknas utifrån en mapp som är kalibrerad för varm motor (80 °C). När mätningarna utfördes lades inget fokus på att motorn skulle hålla denna temperatur. I funktionsspecifikationen för modulen som sköter beräkningen av det indikerade momentet framgår också att mappen kan justeras i lastbil. Detta utförs genom att köra den varma motorn utan last vid konstant varvtal vid de varvtal som utgör brytpunkter i mappen. I dessa punkter ska nettomomentet vara noll och om så inte är fallet kan värdena justeras tills det blir noll.

Nya mätningar utfördes där motorn först värmdes upp till cirka 85 °C. Redan vid 500 RPM kunde man konstatera att nettomomentet var bättre men fortfarande felaktigt. Det låg runt 30 Nm istället för 50 Nm som tidigare. Värdena i mappen justerades därför enligt anvisning. Det måste dock poängteras att denna kalibrering inte var fullständig och inte täckte in alla punkter i mappen. Kalibreringen utfördes endast med olastad motor och följer således endast en av linjerna i mappen. När arbetet var klart hade temperaturen sjunkit till 75 °C och när kalibreringen skulle kontrolleras visade sig denna temperaturförändring ge upphov till ett fel i nettomomentet på cirka 10 Nm vid de låga varvtalen.



Figur 7.6. Korrigeringsfaktor samt ursprungligt och korrigerat indikerat moment. Efter korrigering av det indikerade momentet följer detta en tydlig trapp.



Figur 7.7. Ursprungligt nettomoment samt nettomomentet beräknat med korrigerat indikerat moment. Korrigeringsfaktorn ser ut att fungera i det aktuella fallet men då korrigeringen endast är gjord med avseende på varvtal blir den otillräcklig och fungerar inte för andra körfall.

7.1.5 Slutsats och diskussion

Man kan konstatera att någonting inte stämmer i momentrapporteringen. Det går inte att med säkerhet säga vad som är fel men flera saker pekar på att det är det indikerade momentet. Uppenbarligen är momentrapporteringen känslig för temperaturer. Att de interna förlusterna är känsliga för temperaturen är självklart men detta är också något som man har tagit hänsyn till i friktionsmapparna (se 6.1.1). Mappen för det indikerade momentet tar däremot inte hänsyn till olika temperaturer. Att aggregatförlusterna skulle se ut ungefär som de konstruerade verkar mindre troligt även om det inte är omöjligt. Antag exempelvis att kompressorn är aktiv utan att detta ses i mätningen. En aktiv kompressor beskrivs av ett konstant moment på 40 Nm, vilket är ungefär i rätt storleksordning för felet vid låga varvtal.

Det finns i dagsläget ingen utredning om variationen mellan olika fordon och hur dessa på individnivå skiljer sig från kalibreringarna gjorda i motorprovcell. Sammantaget pekar dock flera faktorer på att det är det indikerade momentet som är felaktigt.

- Mappen för indikerat moment tar inte hänsyn till motortemperaturen, det gör däremot friktionsförlusterna.
- Aggregatförluster i storleksordningen 40 Nm borde ses i mätningen.
- Friktionsförlusterna uppmätta i fordonet skulle behöva skilja sig 77 Nm från kalibreringarna i provcell för att nettomomentet ska bli korrekt vid 1350 RPM (givet de loggade aggregatförlusterna). Under antagande om mer rimliga aggregatförluster på cirka 20-30 Nm skulle avvikelserna hamna på cirka 50 Nm.
- En kombination av de två ovanstående punkterna krävs för att förklara nettomomentets utseende.

En tänkbar lösning på problemet som skulle vara intressant att prova vore att ha olika mappar för det indikerade momentet vid olika motortemperaturer.

Trots den felsökning och nedbrytning som har beskrivits i kapitlet så här långt är det värt att poängtera att det för PTO-estimeringen är oväsentligt var felet i utgående motormoment uppstår. Det som är relevant är det faktum att det finns ett fel och hur stort detta kan vara.

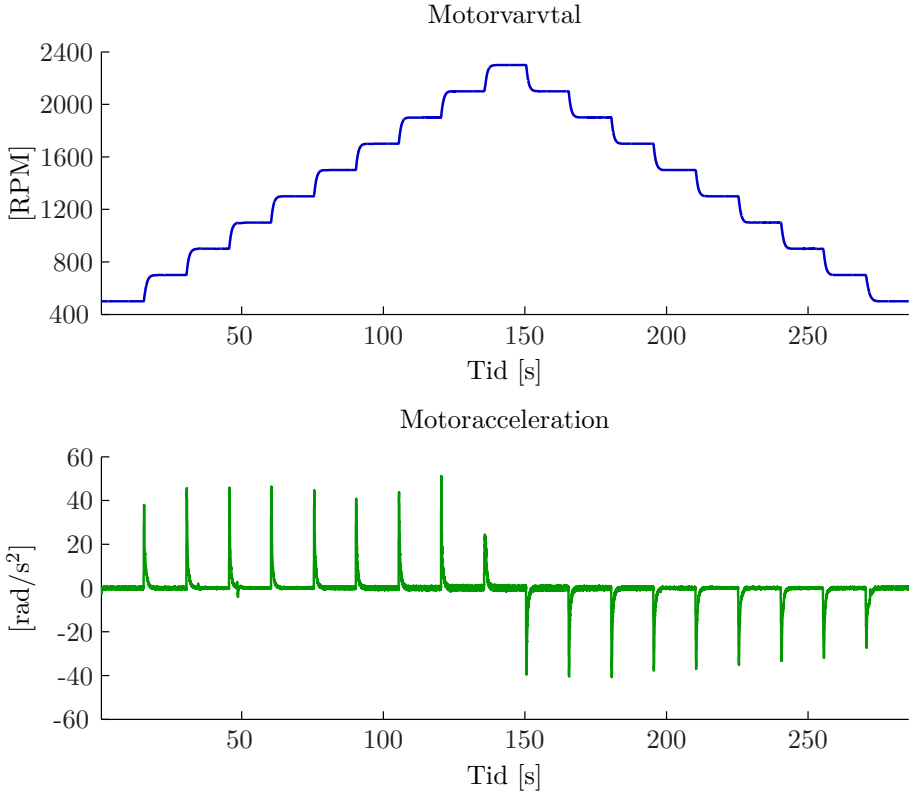
Något som också är viktigt att komma ihåg är att de mätningar som diskuterats hittills har utförts med en äldre generations styrsystem (S6). Anledningen till detta var att endast detta fordon var utrustat med en hydraulbroms på ena kraftuttaget. Fortsättningsvis kommer dock arbetet att inrikta sig på den senaste generationen (S8) för att undvika problem och felkällor som kan finnas i S6 men som är åtgärdade i S8. Ett exempel på en sådan felkälla är aggregatförlusterna där en jämförelse mellan S6 och S8 görs i avsnitt 7.2.1. Tyvärr visar mätningar att exakt samma problematik även finns i S8 och samma typ av fel i svänghjulsmomentet kan ses även där (Figur 7.9).

7.2 Frånkopplad drivlina - S8

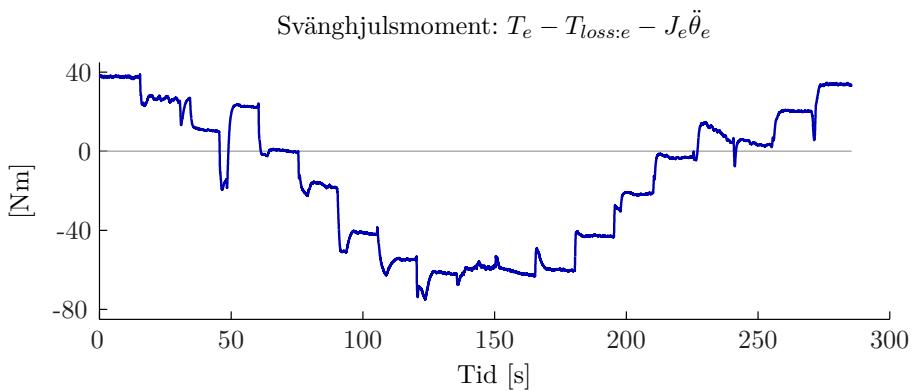
För att kontrollera om samma brister som påvisats i S6 även förekommer i S8 görs motsvarande mätningar i ett sådant fordon. Lastbilen är en Scania R480 med en sexcylindrig motor (DC13110) på 13 liter som ger 480 hk. På samma sätt som tidigare görs mätningar vid stillastående med frånkopplad drivlina och utan last. Den här gången utförs fler steg och en större del av motorns varvtalsspann täcks in. I Figur 7.8 visas trappan i varvtalet och accelerationen och i Figur 7.10 visas momenten. Svänghjulsmomentet visas i Figur 7.9. Man kan snabbt konstatera att samma typ av problem som vid S6 uppstår även här. Svänghjulsmomentet borde vara noll eftersom motorn är olastad. Vid låga varv ligger istället svänghjulsmomentet runt 40 Nm och vid de högsta varvtalen ligger felet på cirka -60 Nm. Förklaringen till detta är troligtvis densamma som för S6.

7.2.1 Aggregatförluster i S6 och S8

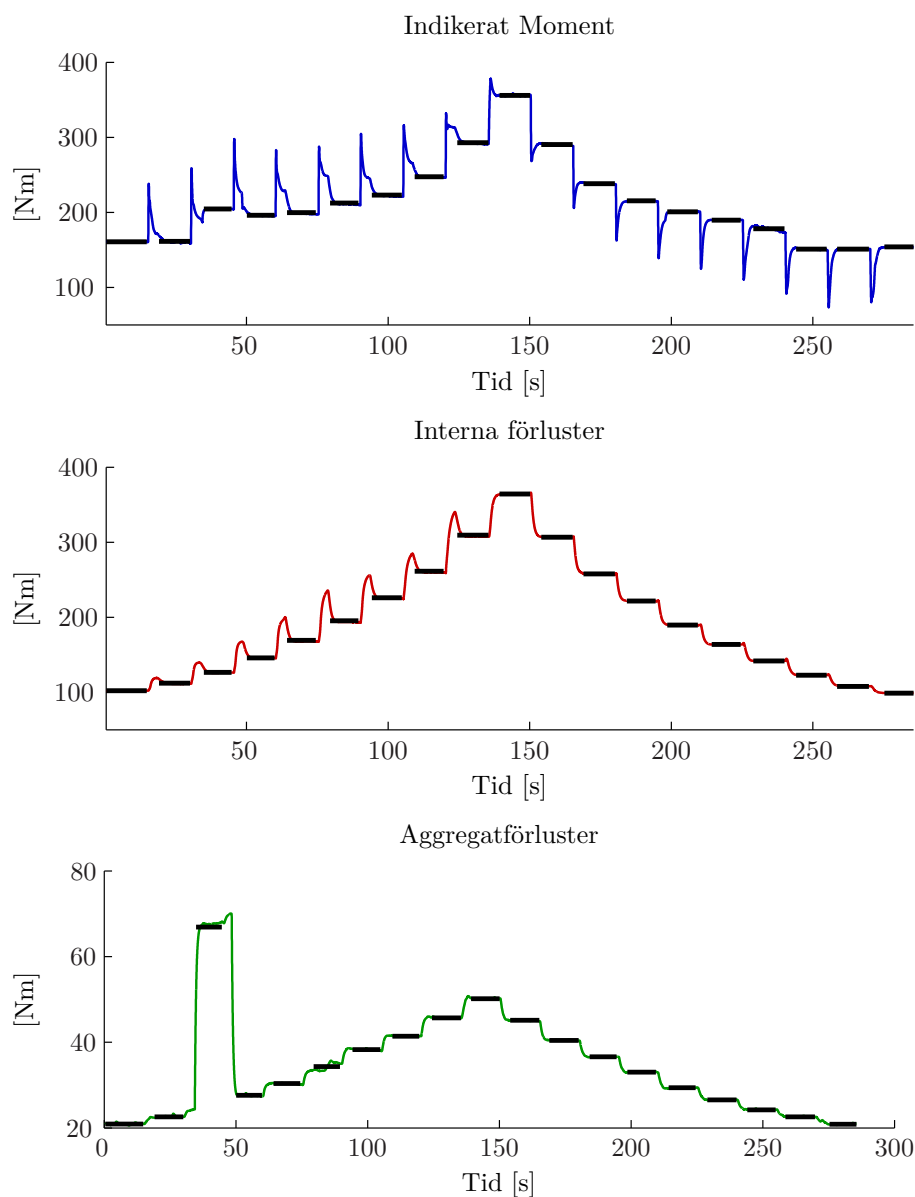
I mätningarna från S6 låg aggregatförlusterna på cirka 1 Nm genom hela mätningen. Då fläktmomentet ingår i förlusterna verkar detta resultat vid en första anblick högst tvivelaktigt, då fläkten borde vara beroende av motorvarvtal. En intressant iakttagelse är därför att aggregatförlusterna i S8 ser betydligt bättre ut. Man kan tydligt se att förlusterna följer trappan i varvtalet. Aggregatförlusterna ligger heller aldrig under 20 Nm vilket verkar mer rimligt. Vid första trappsteget på 900 RPM syns en markant höjning i aggregatförlusterna. Detta var en hörbar förändring i lastbilen som troligtvis berodde på att luftkompressorn aktiverades.



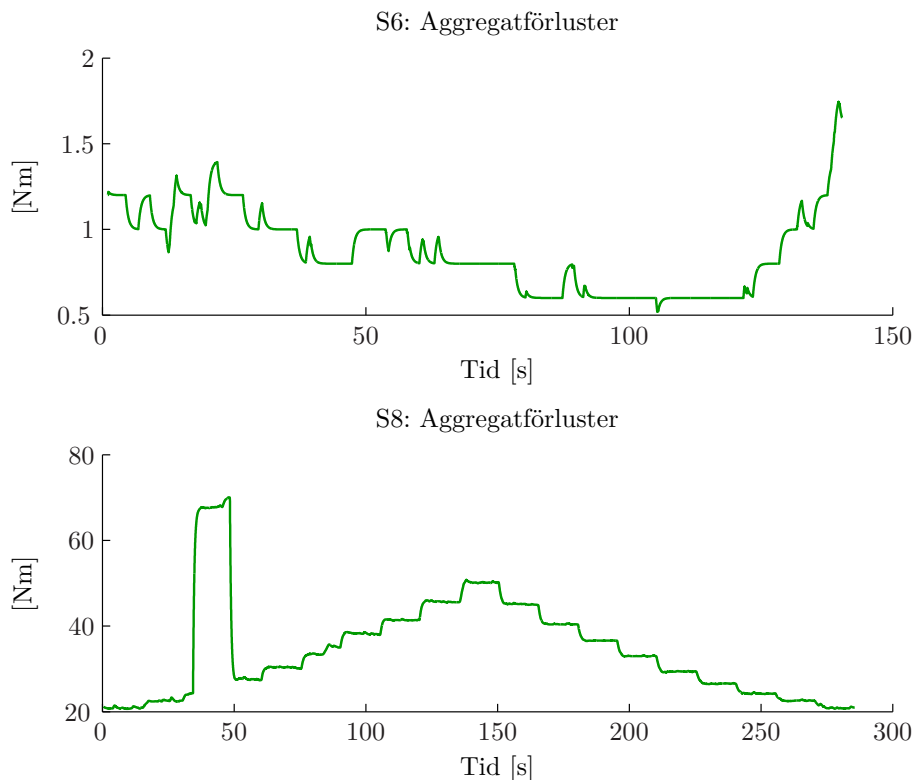
Figur 7.8. Motorns rotationshastighet och vinkelacceleration vid frångkopplad drivlina utan PTO-last. Motorvarvtalet följer en trapp från 500-2300 RPM.



Figur 7.9. Svänghjulsmoment vid frångkopplad drivlina utan last. Svänghjulsmomentet borde vara noll vilket det inte är. Vid låga varv ligger istället svänghjulsmomentet runt 40 Nm och vid de högsta varvtalen ligger felet på cirka -60 Nm.



Figur 7.10. Motorns indikerade moment, interna förluster samt aggregatförluster vid frånkopplad drivlina utan PTO-last. Vid första trappsteget till 900 RPM syns en markant höjning i aggregatförlusterna. Detta var en hörbar förändring i lastbilen som troligtvis berodde på att luftkompressorn aktiverades.



Figur 7.11. Aggregatförluster i S6 och S8 vid fränkopplad drivlina utan last. Varvtalet följer en trapp från 500-1350 RPM (S6) samt 500-2300 RPM (S8). Aggregatförlusterna i S8 ser betydligt rimligare ut än i S6. I S8 ser också fläkten ut att ha triggats till skillnad från S6 då ett tydligt varvvalsberoende kan ses i förlusterna. I S6 ligger förlusterna orimligt lågt.

Vid närmare undersökning visar det sig att fläkten triggas vid 90 °C och detta är troligtvis anledningen till att fläkten inte ser ut att rotera i S6. Vid mätningen i S6 var motorn kall från början och lastbilen stod stilla hela tiden. Vid mätningen i S8 hade däremot andra mätningar utförts precis innan och lastbilen hade kört delar av provbanan. En trolig förklaring är därför att fläkten hade triggats i S8 men inte i S6. Vid "idle" står dock inte fläkten helt still utan roterar med 200 RPM. En fläkt i "idle" tillsammans med övriga inaktiva hjälpaggregat borde definitivt ligga högre än 1 Nm så något är ändå uppenbart fel. Summerar man värdena för inaktiv kompressor och AC-aggregat med värdena för generator och styrservo (se avsnitt 6.1.2) blir summan 24,2 Nm. Detta värde plus momentet för fläkten i "idle" skulle alltså vara det lägsta värdet som aggregatförlusterna kan anta.

7.2.2 Slutsats och diskussion

Samma inkorrekta utseende hos svänghjulsmomentet som tidigare setts i S6 finns även i S8. Svänghjulsmomentet är positivt vid låga varvtal och negativt för högre varvtal i ungefär samma storleksordning i S6 och S8. Någon mätning med varm motor (80°C) eller försök att kalibrera mappen för indikerat moment har inte utförts för S8. Eftersom problematiken av allt att döma ser ut att vara densamma som i S6 gäller samma slutsatser även här (se avsnitt 7.1.5). I kapitel 8 redovisas mätningar utförda i motorprovcell och här valideras också svänghjulsmomentet mot ett uppmätt lastmoment.

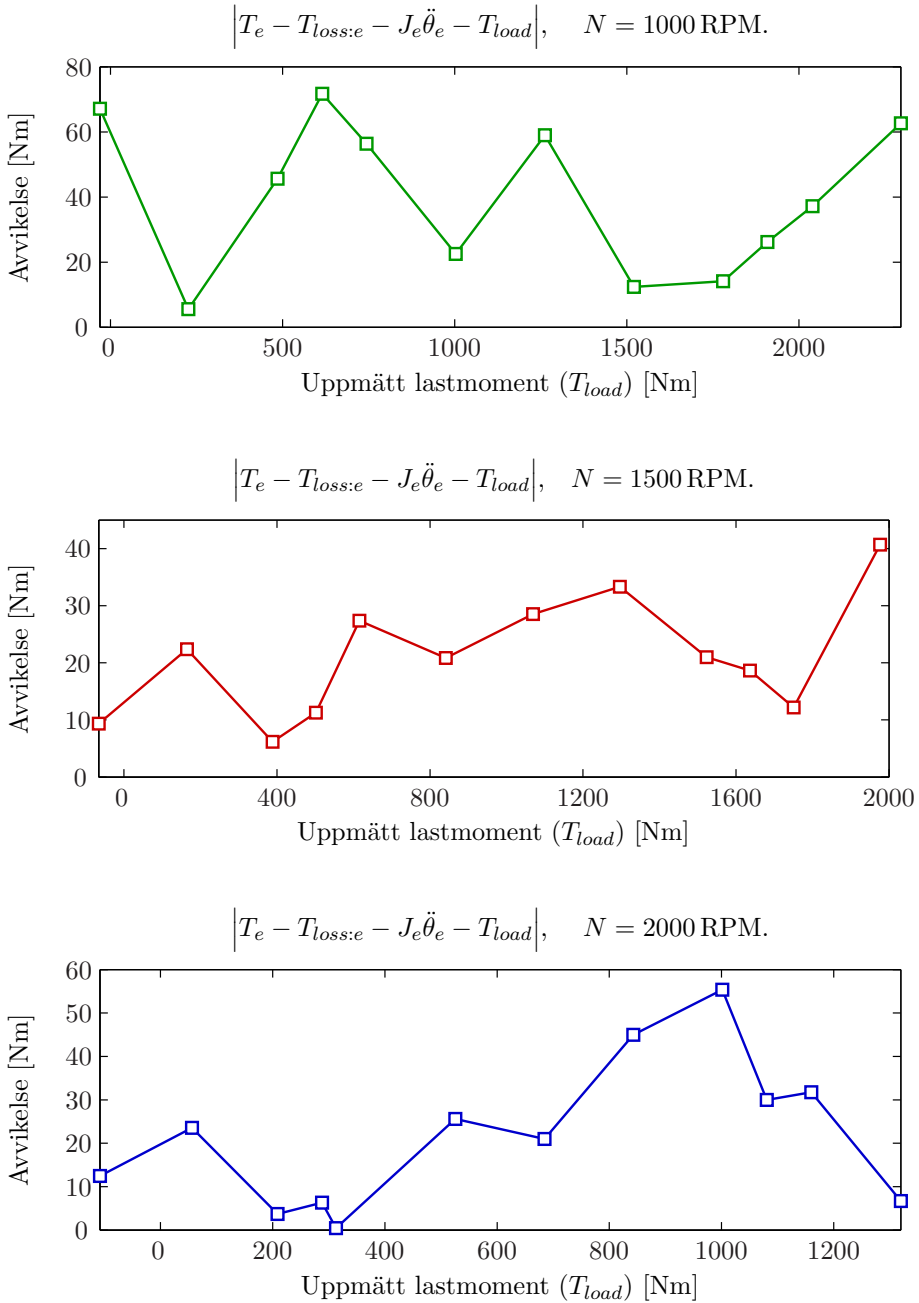
Kapitel 8

Validering av motormoment

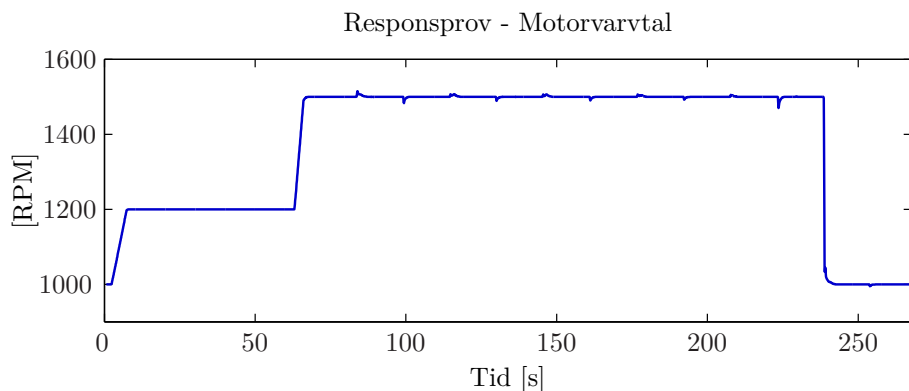
I detta avsnitt undersöks hur väl momentrapporteringen i EMS överensstämmer med uppmätt data i motorprovcell. Mätningarna består av såväl statiska som dynamiska mätningar. De statiska mätningarna är hämtade från mätningar till ”musslor” där motorn körs vid en rad olika varvtal med olika last. De dynamiska mätningarna är hämtade från responsprov. De statiska mätningarna är utförda på en sexcylindrig motor (DC13110) på 13 liter som ger 480 hk och de dynamiska på en sexcylindrig motor (DC13109) på 13 liter som ger 440 hk. Båda dessa motorer styrs med S8.

8.1 Statiska mätningar

Vid de statiska mätningarna har motorn körts i steg om 100 RPM från 600 RPM upp till maximalt varvtal. Motorn belastas med en broms och det bromsande momentet varieras från -460 Nm upp till motorns maxmoment. Vid dessa mätningar mäts lastmomentet i bromsriggen (T_{load}). Detta uppmätta lastmoment kan sedan användas vid en jämförelse med det beräknade. På detta sätt valideras motormomentet stationärt. I Figur 8.1 visas avvikelser mellan dessa för tre olika varvtal.



Figur 8.1. Avvikelse mellan beräknat och uppmätt lastmoment vid motorvarvtalen 1000, 1500 samt 2000 RPM. Medelvärdet för avvikelsen i de punkter som använts vid valideringen är 28 Nm och det maximala felet 72 Nm. Det är svårt att se någon trend i avvikelsen. Den ser exempelvis inte ut att vara beroende av last eller varvtal.



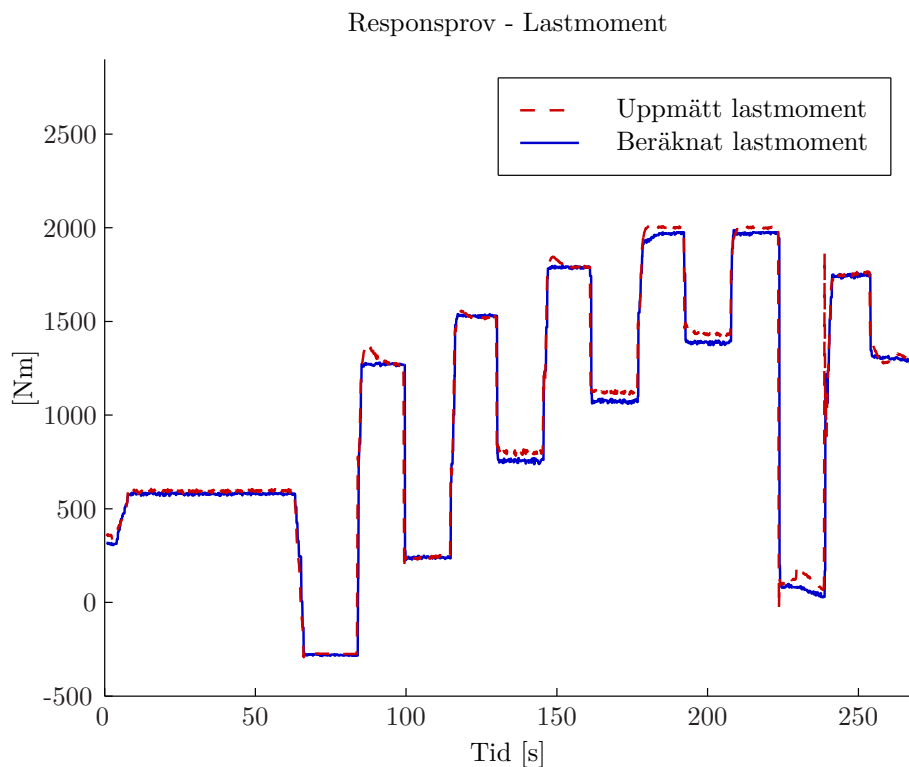
Figur 8.2. Motorvarvtal vid dynamisk validering av svänghjulsmomentet.

Utifrån denna validering styrks resultatet från mätningarna i fordon ytterligare. Medelvärde för avvikelsen i de punkter som använts vid valideringen är 28 Nm och det maximala felet 72 Nm. Här måste man visserligen reservera sig för eventuella mätfel i det uppmätta momentet men då fel i samma storleksordning även förekom vid mätningarna i lastbil styrker detta resultatet. Vid mätningarna i fordon fanns inget lastmoment varför detta med säkerhet kan sägas ha varit noll. Vidare är det svårt att dra några slutsatser kring avvikelsen. Den ser exempelvis inte ut att vara lastberoende vilket hade varit ett tänkbart scenario. Till skillnad från mätningarna i fordon ser avvikelsen inte ut att vara varvtalsberoende.

8.2 Dynamiska mätningar

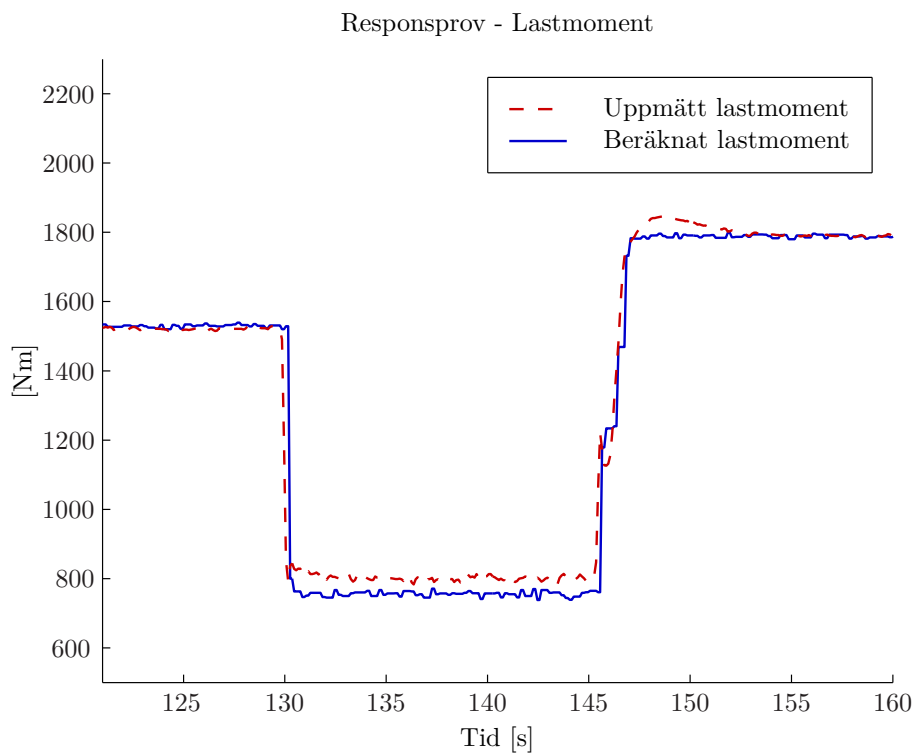
Vid de dynamiska mätningarna har motorn utsatts för steg i lastmoment vid ett antal olika motorvarvtal. I detta avsnitt studeras ett av dessa responsprov. På samma sätt som vid de statiska mätningarna jämförs det beräknade lastmomentet med det uppmätta. I Figur 8.2 visas motorns rotationshastighet och i Figur 8.3 samt 8.4 visas momenten.

Man kan konstatera att utöver det statiska felet förekommer en viss fördröjning vid transienter. I denna mätning är detta mest påtagligt vid de negativa transienterna där det beräknade värdet ligger kvar på tidigare nivå i som mest cirka 0.3 sekunder. Denna fördröjning ger momentant upphov till ett fel som är lika stort som steget. Detta scenario skulle kunna inträffa exempelvis när kompressorn i ett kylaggregat slår ifrån. Detta betraktas



Figur 8.3. Dynamisk validering av svänghjulsmomentet. Man kan tydligt se den stationära avvikelsen mellan beräknat och uppmätt moment. På det stora hela ser ändå det beräknade lastmomentet ut att följa det uppmätta relativt bra.

dock inte som särskilt allvarligt eftersom felet aldrig kommer att vara större än lastmomentets tidigare värde och utan kompensering för PTO-momentet har man fel i denna storleksordning hela tiden. Det som är mest intressant är hur estimeringen hanterar statiska laster eftersom kraftuttaget mestadels är statiskt. På det stora hela ser det beräknade momentet ut att följa det uppmätta relativt bra.



Figur 8.4. Dynamisk validering av svänghjulsmomentet. Tittar man närmare kan man konstatera att det beräknade momentet släpar efter något vilket blir extra tydligt vid skarpa transienter.

Kapitel 9

Känslighetsanalys

För att få en uppfattning om hur stor inverkan som osäkerheterna i systemet har på estimeringen av PTO-lasten utförs i detta kapitel en känslighetsanalys. I den modell som används för att estimeras PTO-momentet ingår en rad parametrar och insignaler som kan avvika från verkligheten i varierad grad. Genom att studera hur en avvikelse i någon av dessa påverkar estimeringen kan man få en uppfattning om estimeringens noggrannhet och robusthet. I kapitel 5 beskrivs en förenklad modell vars struktur ligger till grund för känslighetsanalysen. Störst påverkan kommer från krafter i omgivningen och av den anledningen begränsas analysen till att endast studera dessa. Den ekvation som ligger till grund för känslighetsanalysen är ekvation (5.21). Termerna (9.1)-(9.4) beskriver de termer i (5.21) som kommer att behandlas i känslighetsanalysen.

$$\frac{r_w}{i_t i_f} m g \sin \alpha \quad (9.1)$$

$$\frac{r_w}{i_t i_f} m (c_{r1} - c_{r2} v) \quad (9.2)$$

$$\frac{r_w}{i_t i_f} \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a v^2 \quad (9.3)$$

$$\frac{r_w^2}{i_t^2 i_f^2} m \ddot{\theta}_e \quad (9.4)$$

För att göra resultatet överskådligt kommer de olika termerna att studeras var för sig med avseende på fel i estimerad fordonsmassa, estimerad väglutning, hjulradie samt vindhastighet. Resultaten i analysen ska ställas i proportion till påbyggnadsapplikationernas effektförbrukning och moment



Figur 9.1. I modellen används utväxlingskaraktäristiken från växellådan GRSO905, foto: Stefan Almers

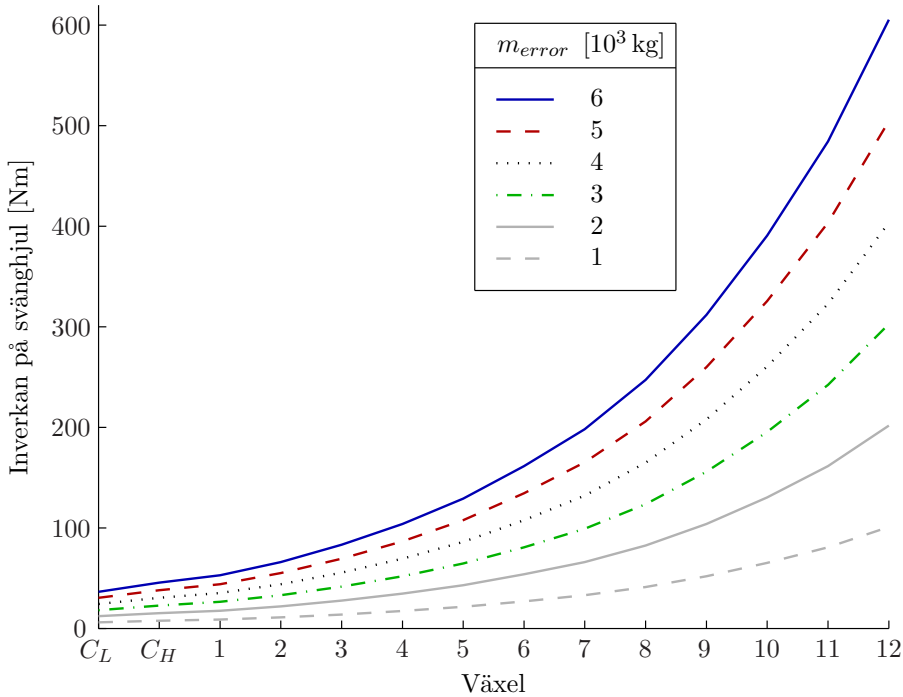
som specificeras i avsnitt 3.4. I Figur 9.1 visas växellådan GRSO905 vars karaktäristik har använts i känslighetsanalysen.

9.1 Fel i skattad fordonsmassa

Fordonsmassan skattas i EMS utifrån drivande moment och fordonsacceleration samt med hjälp av luftfjädringen (om sådan finns). Denna skattning är tyvärr mycket bristfällig. Erfarenheter från lastbil har visat att denna skattning vid ogynnsamma förhållanden kan visa så lågt som 20 ton för ett ekipage med totalvikten 60 ton. Detta ger en tydlig fingervisning om svårigheten att skatta massan på det här sättet. Denna estimering förutsätter också ett korrekt drivande moment från motorn vilket som bekant inte finns tillgängligt när PTO används.

Om luftfjädring finns tillgänglig kan man via lufttrycket skapa sig en bättre uppfattning om massan som vilar på axlarna. Vid gynnsamma förhållanden skulle skattningen då kunna uppnå en noggrannhet på cirka 10 %. Denna siffra är inte verifierad utifrån mätdata utan är endast en grov uppskattning från personliga iakttagelser.

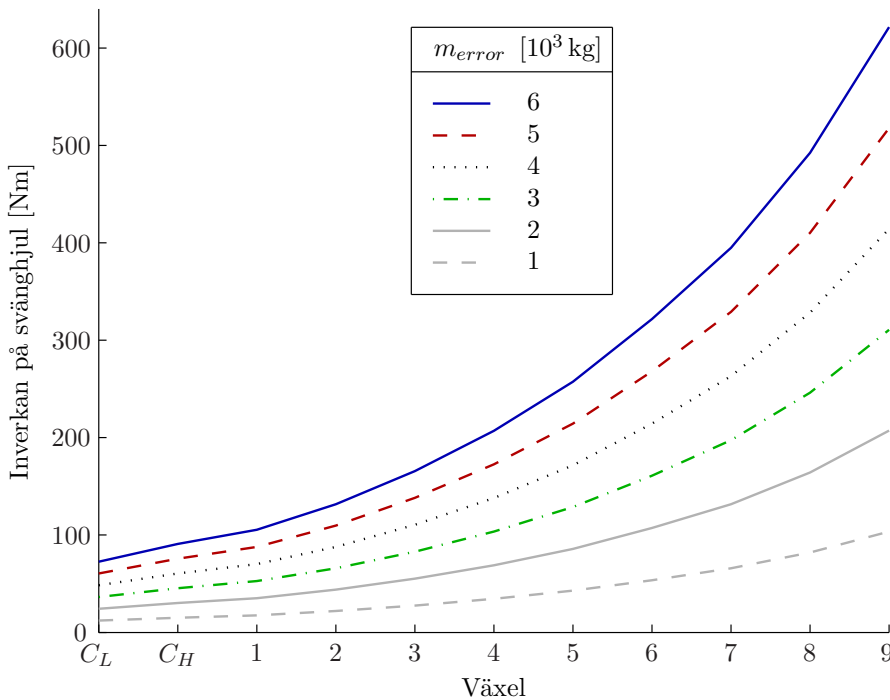
Felaktig massskattning: $\frac{r_w}{u_f} m_{error} g \sin(\alpha)$, $\alpha = 5\%$



Figur 9.2. Inverkan från fel i modellerat lutningsmotstånd på grund av felaktig massskattning som funktion av växel (1-12) vid väglutning $\alpha = 5\%$. Inverkan är väldigt beroende av växelvalet men ett fel på cirka 300Nm ser ut att vara ett rimligt värde för inverkan från denna term vid denna lutning. Om lutningen kommer hastigt i anslutning till plan väg skulle felet kunna bli ännu större.

I OptiCruise (Scanias automatiska växlingssystem) med automatkoppling sker också en estimering av fordonsmassan. Här finns det tillgång till en accelerometer som ger ökad precision hos estimeringen. Denna skattning är bättre än den som utförs i EMS och signalen skickas även på CAN. Trots att noggrannheten på denna skattning generellt är bättre kan felet ändå som mest antas ligga runt cirka 10 % beroende på körfall och adaption. En tänkbar framtida lösning är att EMS frångår sin ordinarie skattning i de fall en accelerometer finns tillgänglig och istället hämtar informationen från CAN.

Felaktig masskattning: $\frac{r_w}{v_f} m_{error} g \sin(\alpha)$, $\alpha = 10\%$

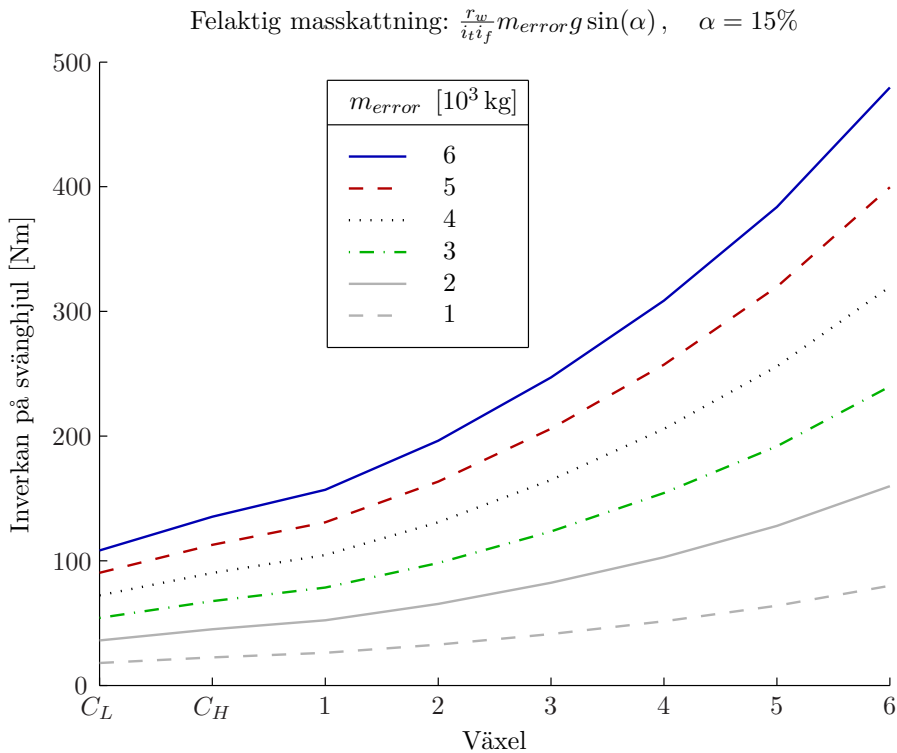


Figur 9.3. Inverkan från fel i modellerat lutningsmotstånd på grund av felaktig masskattning som funktion av växel (1-9) vid väglutning $\alpha = 10\%$. Inverkan är väldigt beroende av växelvalet men ett fel på cirka 300 Nm ser ut att vara ett rimligt värde för inverkan från denna term vid denna lutning. Om lutningen kommer hastigt i anslutning till plan väg skulle felet kunna bli ännu större.

9.1.1 Lutningsmotstånd

Inledningsvis studeras den gravitationsberoende termen till följd av väglutningen, se term (9.1). När vägen lutar kommer en del av gravitationskraften att verka longitudinellt på fordonet. Utöver utväxlingarna beror dess inverkan av tre faktorer; hjulradie (r_w), fordonsmassa (m) samt vägens lutning (α). Till att börja med kommer endast fel i fordonsmassa att beaktas. Fel i väglutning i ovanstående term behandlas i avsnitt 9.2 och fel i hjulradie behandlas i avsnitt 9.4.

Fel i masskattningen undersöks för tre olika lutningar. I den lägre lutningen på 5 % inkluderas samtliga växlar. För de två kraftigare lutningarna på 10 % och 15 % inkluderas endast växlar upp till och med 9 respektive 6. Det är svårt att avgöra ett rimligt växelintervall. Den totala fordonsvikten är här

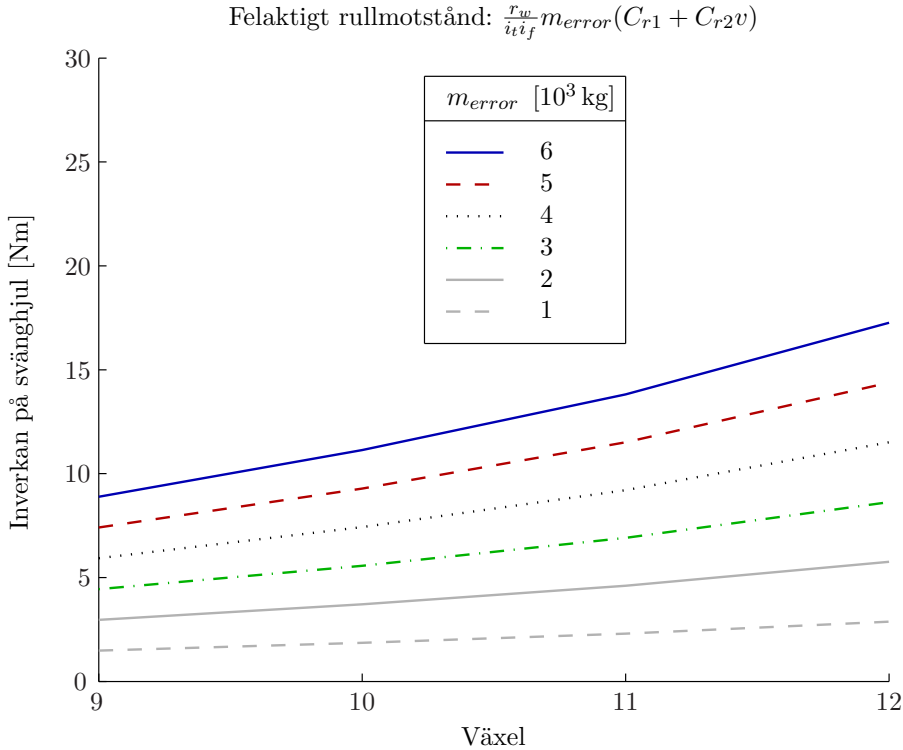


Figur 9.4. Inverkan från fel i modellerat lutningsmotstånd på grund av felaktig masskattning som funktion av växel (1-6) vid väglutning $\alpha = 15\%$. Inverkan är väldigt beroende av växelvalet men ett fel på cirka 200 Nm ser ut att vara ett möjligt värde för inverkan från denna term vid denna lutning. Då lutningen är såpass kraftig som 15% har sannolikt lastbilens hastighet minskat i sådan grad att man kör på de allra lägsta växlar.

ospecificerad och man bör också beakta scenariot där fordonet kommer med hög fart och precis antrar en backe. Felet i masskattningen betecknas m_{error} och beskrivs av $m_{error} = |(m_{EMS} - m)|$, där m_{EMS} är fordonsmassan som är känd av EMS och m den verkliga massan. Resultatet visas i Figur 9.2 - 9.4.

9.1.2 Rullmotstånd

Den term som beskriver rullmotståndets inverkan på svänghjulet ges av term (9.2). För ett givet fel i massa erhålls störst värde på termen vid maximal hastighet. Analysen sker därför vid hastigheten $v = 80 \text{ km/h}$. Resultatet visas i figur 9.5. Fel i hjulradie för samma term behandlas i avsnitt 9.4.



Figur 9.5. Inverkan från fel i modellerat rullmotstånd på grund av felaktig masskattning vid hastigheten $v = 80 \text{ km/h}$. Inverkan ser ut att vara högst marginell jämfört med andra felkällor. Att få fram bra värden på C_{r1} och C_{r2} kan vara mycket svårt men detta är ändå en tydlig indikation på att ett fel i fordonsmassa inte får någon större inverkan via denna term.

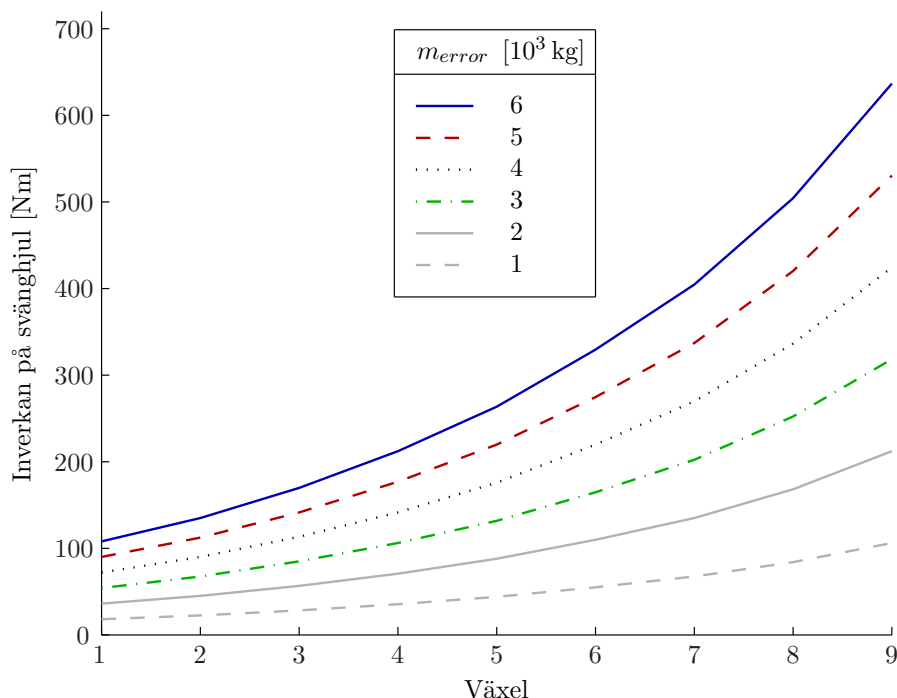
9.1.3 Fordonsacceleration

Det moment som krävs för att accelerera fordonsmassan påverkas av såväl fordonsmassa (m), acceleration ($\ddot{\theta}_e$) som växelval (i_t). I detta avsnitt undersöks hur stor inverkan ett fel i masskattningen har på svänghjulet via termen för fordonsaccelerationen. Det är ofta enklare att relatera till en acceleration för hela fordonet istället för en vinkelacceleration. Med detta som utgångspunkt är det också smidigare att teckna beroendet till $\ddot{\theta}_w$ istället för $\ddot{\theta}_e$. Termen (9.4) kan därför med fördel skrivas om enligt:

$$\frac{r_w^2}{i_t^2 i_f^2} m \ddot{\theta}_e = \frac{r_w^2}{i_t i_f} m \ddot{\theta}_w$$

Undersökningen utförs för accelerationen $\dot{v} = 1 \text{ m/s}^2$. Om denna acceleration hölls konstant skulle detta innebära att fordonet skulle accelerera från 0-80 km/h på 22 sekunder. Accelerationen är naturligtvis inte konstant under ett sådant förlopp i verkligheten och beror dessutom av totala fordonsmassan och väglutningen. Detta värde får betraktas som ett exempel i rimlig storleksordning. Resultatet visas i Figur 9.6.

Felaktig masskattning: $\frac{r_w^2}{u f} m_{error} \ddot{\theta}_w$, $\ddot{\theta}_w \approx 2 \text{ [rad/s}^2] \Rightarrow \dot{v} \approx 1 \text{ [m/s}^2]$



Figur 9.6. Inverkan från fel i modellerat moment för acceleration av fordonsmassan på grund av felaktig masskattning. Inverkan är av betydande storleksordning och ser ut att kunna hamna runt 300 Nm eller större. Om man betraktar fallet där fordonet startar i en kraftig nedförsläp skulle accelerationen kunna bli större än 1 m/s^2 vilket skulle ge ännu större inverkan.

9.1.4 Kommentar

Ett fel i fordonsmassan får en betydande inverkan i termen för lutningsmotståndet. Det kan vara svårt att uttyda ett rimligt värde på dessa fel då de i stor grad beror av vilken växel som används. I fallet med lutnings-

motståndet måste man beakta fallet där man kommer med hög fart och precis antrar en backe. I detta fall kan växelvelet vara högt innan nedväxling. Man kan i alla fall konstatera att felet mycket väl kan hamna i samma storsleksordning som det PTO-moment som ska estimeras.

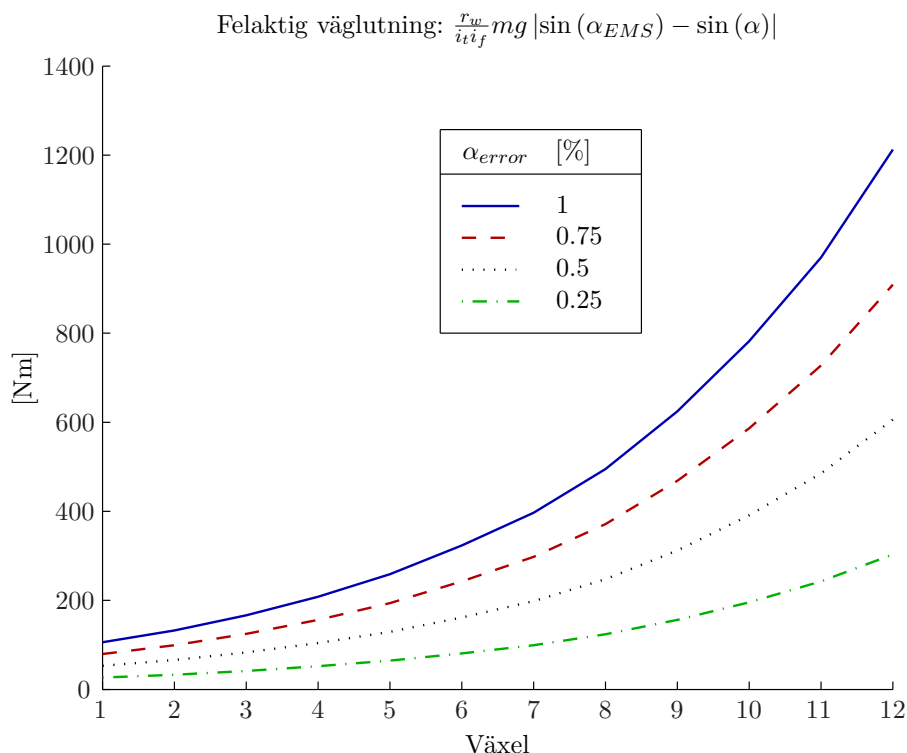
Inverkan via rullmotståndet är relativt liten. Jämfört med exempelvis lutningsmotståndet har rullmotståndet en liten inverkan på systemet och därför påverkar inte ett fel i massan särskilt mycket.

Den term som beskriver inverkan från fordonsaccelerationen kan vara svår att uttyda från Figur 9.6. Accelerationen avtar med ökad hastighet och därmed ökat växelvelet. Det är svårt att säga vid vilken växel som maximal acceleration erhålls. Här spelar också terrängen en stor roll. Som exempel kan nämnas att ett fordon som står stilla i en nedförsbacke på 15 % och börjar rulla fritt utan släpning kommer att ha en acceleration på cirka 1.46 m/s^2 . Ett rimligt värde på detta fel skulle kunna vara 300-400 Nm vilket innebär att det är av samma storleksordning som det PTO-moment som ska estimeras.

9.2 Fel i skattad väglutning

I motorstyrenheten finns ingen mätning av väglutningen från givare. Istället estimeras denna i samma modul som hanterar massskattningen. I likhet med massskattningen är denna mycket bristfällig. I OptiCruise med automatisk koppling finns som tidigare nämnts en accelerometer som används för estimering av fordonsmassa. Denna används även för att skatta väglutningen. Noggrannheten på denna skattning ligger runt cirka 1 % i väglutning beroende på adaption. På samma sätt som för massskattningen är en tänkbar framtida lösning att EMS frångår sin ordinarie skattning i de fall en accelerometer finns tillgänglig och istället hämtar informationen från CAN. Analysen visar dock att även ett fel på 1 % ger stor påverkan i modellen.

Den term i PTO-estimeringen som beskriver väglutningen ges av (9.1). Ett fel i α får störst inverkan när en hög växel används samt vid små värden i väglutning. I regel sammanfaller dessa två. Resultatet visas i Figur 9.7.



Figur 9.7. Inverkan från fel i modellerat lutningsmotstånd som funktion av växel och fel i α_{EMS} . Fordonet färdas på plan väg ($\alpha = 0\%$) med totalvikt $m = 60$ ton. Felet i vinkel ges av $\alpha_{error} = |\alpha_{EMS} - \alpha|$. Detta är den felkälla som ser ut att ge enskilt störst inverkan på PTO-estimeringen. I detta körfall är det fullt möjligt att ligga på växel 12 och felet kan därmed bli hela 1200 Nm.

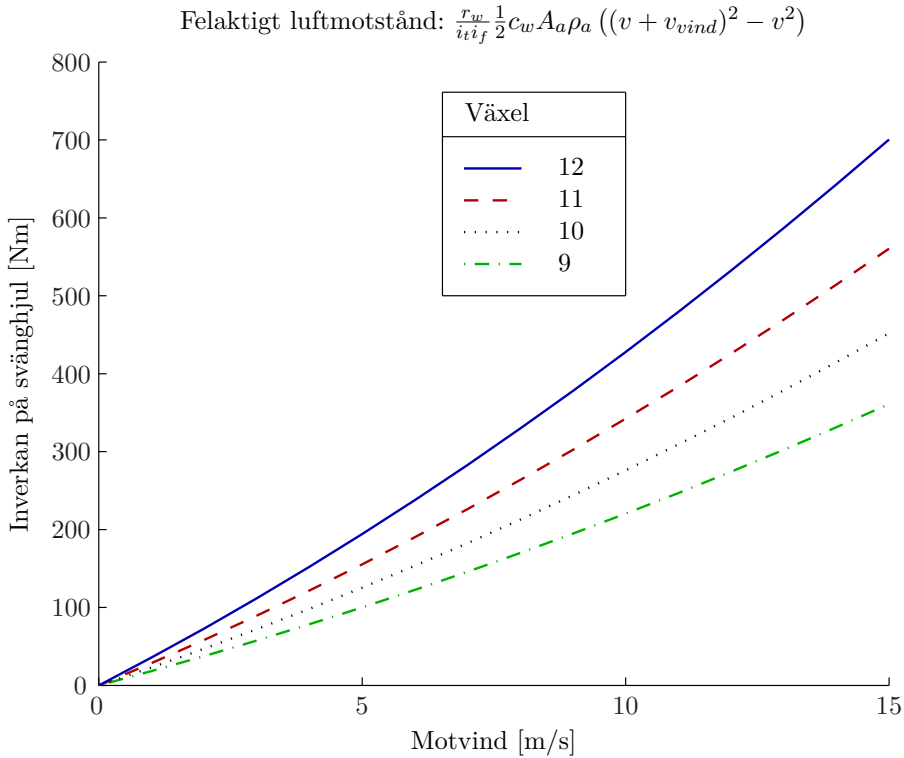
9.2.1 Kommentar

Ett fel i estimerad väglutning är den felkälla som ger upphov till det enskilt största felet av alla felkällor. Här är det tydligt att ett fel på 1 % i väglutning kan ge upphov till ett fel på 1200 Nm, det vill säga mycket större än det PTO-moment som ska estimeras.

9.3 Fel i luftmotstånd

Utöver den fartvind som uppstår till följd av fordonets egen hastighet finns även en betydande inverkan från omgivningen. Luftmotståndets inverkan på PTO-estimeringen ges av termen (9.3). Eftersom luftmotståndet beror

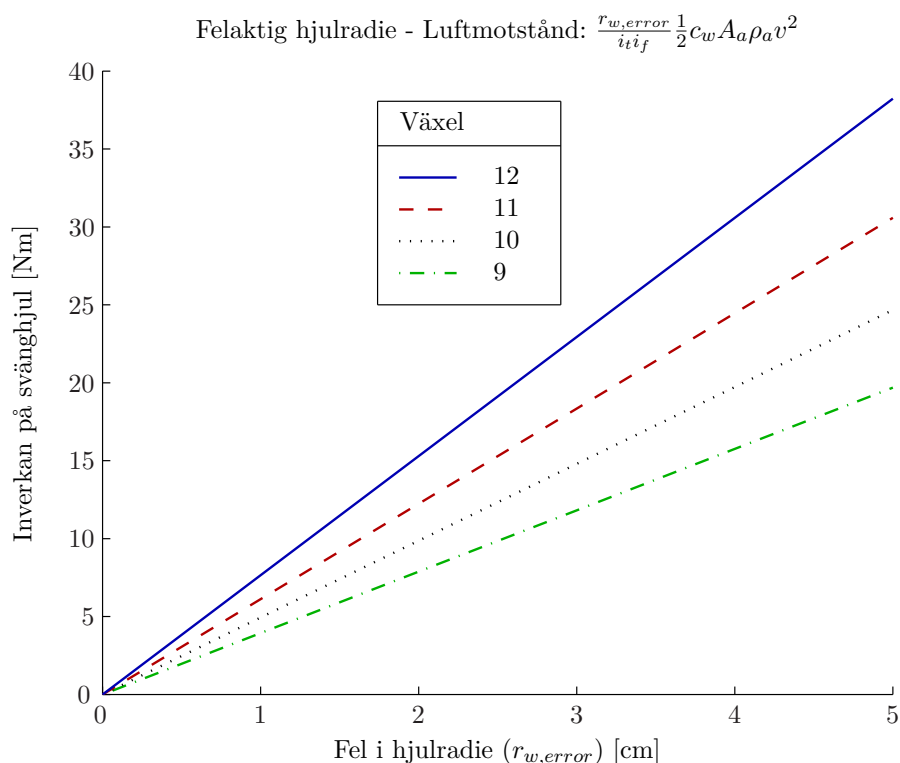
av vindhastigheten relativt fordonet i kvadrat får omgivande vind störst inverkan vid maximal hastighet. Av denna anledning utförs undersökningen för ett fordon som färdas i 80 km/h. Resultatet visas i Figur 9.8.



Figur 9.8. Inverkan från fel i modellerat luftmotstånd på grund av omgivande motvind (v_{vind}) vid fordonshastighet $v = 80$ km/h. Vinden kan vara mycket oberoäknelig och vill det sig illa kan felet mycket väl bli så stort som 600-700 Nm. Detta placerar luftmotståndet bland de mest betydande felkällorna i modellen.

9.3.1 Kommentar

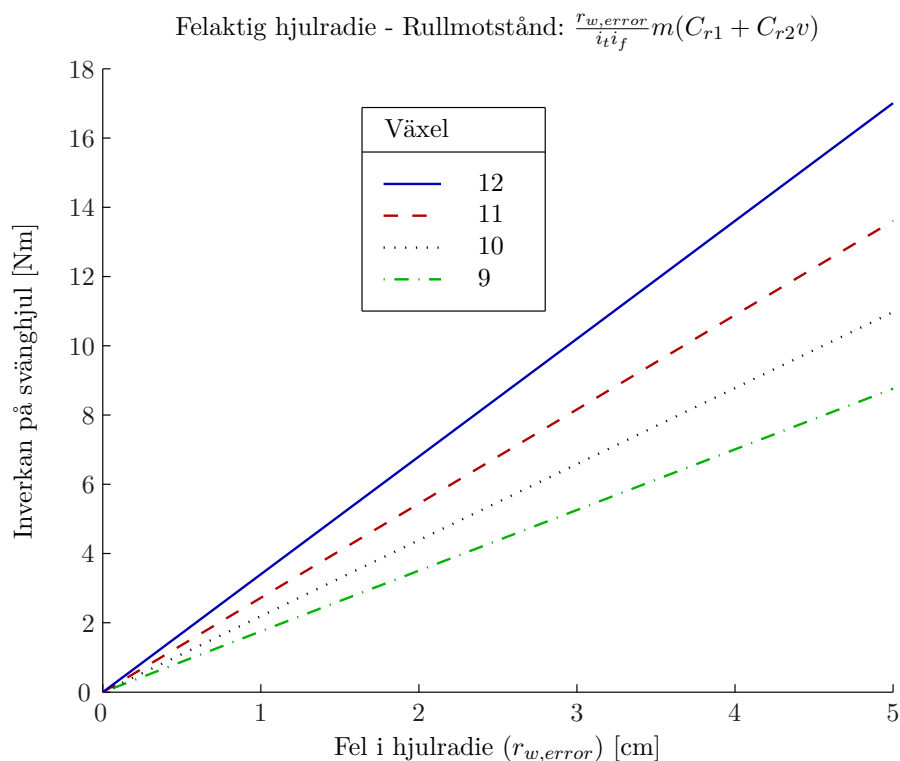
Omgivande vind är en felkälla som är intressant i det avseendet att den i princip är omöjlig att inkludera i modellen i dagsläget. För att få en exakt fartvind relativt fordonet skulle fordonet behöva utrustas med en sensor som mäter detta. En motvind på 15 m/s kan ge upphov till ett fel på 700 Nm. Vinden kan dessutom vara kraftigare än så och komma plötsligt i form av kastvindar.



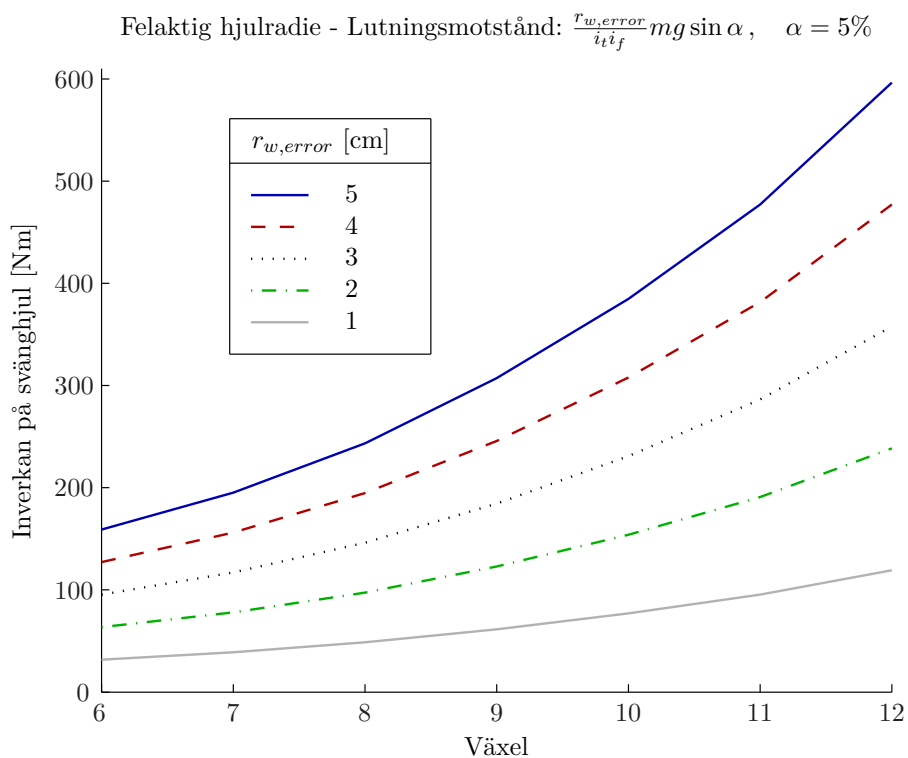
Figur 9.9. Inverkan från fel i modellerat luftmotstånd på grund av felaktig hjulradie. Ett fel i hjulradien ser inte ut att ha någon betydande inverkan via denna term.

9.4 Fel i hjulradie

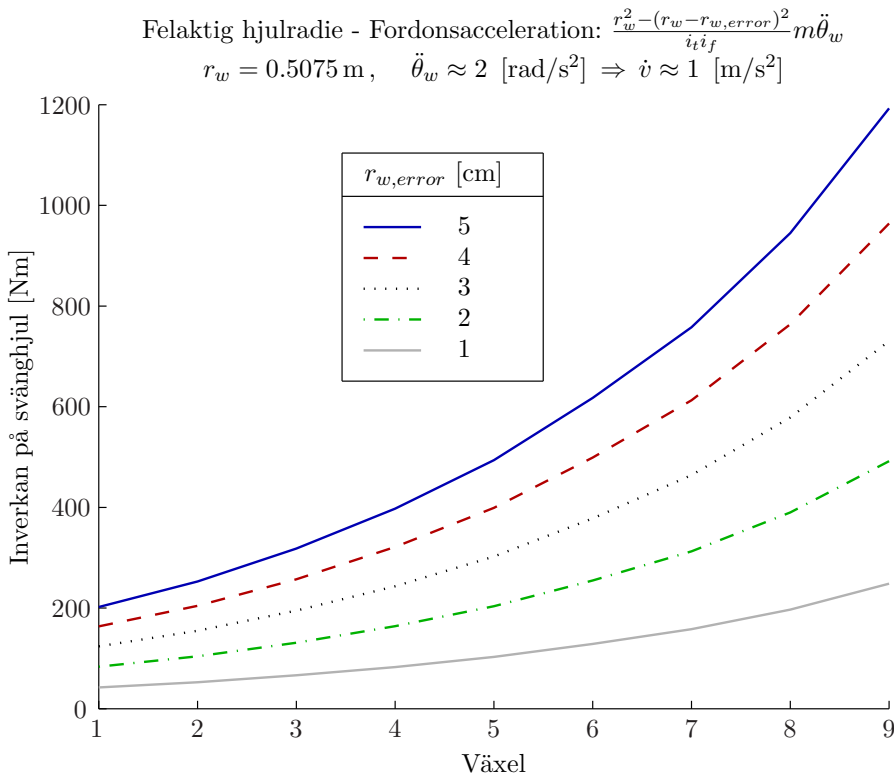
Samtliga yttre krafter som verkar på fordonet ändrar drivlinan i form av moment via hjulradien (r_w). Av denna anledning förekommer r_w som koeficient i samtliga av termerna (9.1)-(9.4). I detta avsnitt undersöks hur en felaktig hjulradie i modellen inverkar på dessa termer. I de termer som inkluderar fordonsmassan (m) eller fordons hastigheten (v) antas massan vara 60 ton och hastigheten 80 km/h. I Figur 9.9-9.12 visas resultatet för termerna för luftmotstånd, rullmotstånd, lutningsmotstånd samt fordonsacceleration.



Figur 9.10. Inverkan från fel i modellerat rullmotstånd på grund av felaktig hjulradie. Ett fel i hjulradien ser inte ut att ha någon betydande inverkan via denna term.



Figur 9.11. Inverkan från fel i modellerat lutningsmotstånd på grund av felaktig hjulradie. Ett fel i hjulradien får stor inverkan via denna term och skulle mycket väl kunna hamna runt 200-300 Nm.



Figur 9.12. Inverkan från fel i modellerad fordonsacceleration på grund av felaktig hjulradie. I denna term får ett fel i hjulradien mycket stor inverkan på PTO-estimeringen. Detta är den enda termen där hjulradien förekommer kvadrerad.

9.4.1 Kommentar

Hjulradien inverkar på samtliga termer. Störst inverkan sker via lutningsmotståndet och fordonsaccelerationen. Jämfört med övriga felkällor är inte hjulradien den mest framträdande men man kan ändå konstatera att ett fel i hjulradie kan få en betydande inverkan på PTO-estimeringen.

9.5 Slutsats

Det är tydligt att påverkan från omgivningen har en mycket stor inverkan på PTO-estimeringen. De mest betydande felen kommer från brister i estimerad fordonsmassa och väglutning.

Den felkälla som till synes har enskilt störst inverkan är ett fel i väglutningen (Figur 9.7). Ett fel på 1 % på en plan väg skulle kunna ge ett fel på cirka 1200 Nm (!). Felet på 1 % är en grov uppskattning av vilken estimering OptiCruise skulle kunna prestera under ogynnsamma förhållanden. Den estimering som finns i EMS idag är sämre än denna vilket gör resultatet förkastligt.

Fordonsmassan ingår i termerna för rullmotstånd, lutningsmotstånd samt fordonsacceleration. Av dessa får en felaktig masskattning störst inverkan i lutningsmotståndet och fordonsaccelerationen. Felet i dessa skulle mycket väl kunna hamna i samma storleksordning som det PTO-moment som ska estimeras. I känslighetsanalysen har endast fel upp till och med 6 ton redovisats vilket skulle motsvara 10 % av maximal vikt hos ett fordon med släp. Den estimering av massan som finns i EMS idag är som tidigare nämnts betydligt sämre än så. Med fel som i värsta fall hamnar i storleksordningen 50 % är det uppenbart att den resulterande PTO-estimeringen skulle bli förkastlig.

En felkälla som är intressant i det avseendet att den i princip är omöjlig att inkludera i modellen i dagsläget är påverkan från omgivande vind. En motvind på 15 m/s kan ge upphov till ett fel på 700 Nm. Vinden kan dessutom vara kraftigare än så och komma plötsligt i form av kastvindar.

Hjulradien förekommer som koefficient i samtliga av de termer som har studerats. Störst inverkan sker via lutningsmotståndet och fordonsaccelerationen, där en felaktig hjulradie kan få betydande inverkan på PTO-estimeringen.

Kapitel 10

Slutsatser och fortsatt arbete

10.1 Slutsatser

Den last som verkar på PTO-kraftuttaget kan i teorin estimeras utifrån Newtons andra lag för motor och svänghjul. Detta är den metod som har behandlats i arbetet. Metoden klarar i dagsläget inte av att på ett robust sätt estimerar lastmomentet med tillräcklig noggrannhet. Detta beror på den osäkerhet som finns i flera av modellens insignaler. En känslighetsanalys av omgivningens inverkan på estimeringen har visat att resultatet blir förkastligt och inte kan tillämpas i praktiken. Till de största felkällorna hör bristfällig väglutning och masskattning. Andra felkällor som exempelvis omgivande vind visar sig också ha en betydande inverkan. Inverkan från fel i dessa faktorer har visat sig ge upphov till fel i PTO-estimeringen som är av större storleksordning än de lastmoment som ska estimeras.

Bland de fordonsinterna felkällorna har momentet ut från motorn undersökts. Utifrån mätningar utförda i motorprovcell och i fordon har det visat sig att detta moment statistiskt kan avvika med upp till cirka 70 Nm från motsvarande uppmätta moment.

10.2 Fortsatt arbete

Att förbättra insignalerna till modellen skulle troligtvis kräva att fordonet utrustas med fler sensorer. Detta är kostsamt och en ytterst tveksam lösning. Den lösning som i slutändan skulle lösa en stor del av problemen med parasitförluster och okända externa laster generellt vore att placera en momentgivare på utgående axel från växellådan. Huruvida detta är praktiskt genomförbart eller ekonomiskt försvarbart gentemot den förbättring detta skulle medföra skulle vara intressant att undersöka. Ett alternativ till detta vore att utrusta kraftuttaget med en momentgivare.

För att undvika svårigheterna som uppstår när drivlinan är sluten skulle det vara intressant att undersöka om man kan samla in användbar information om PTO-lasten vid växlingar. Man skulle då utnyttja det faktum att kopplingen är bruten och därmed undvika inverkan från omgivningen och övriga drivlinan.

Ett annat alternativ vore att överlåta en del av ansvaret på påbyggaren. Påbyggnadsapplikationen borde i de flesta fall ha en relativt god möjlighet att estimeras sitt eget moment. De flesta applikationer drivs hydrauliskt och tryckdifferensen över pumpen är direkt proportionell mot det drivande momentet.

En grundförutsättning för en bra estimering är ett korrekt rapporterat motormoment. Att utreda orsaken till de brister som har belysts och försöka få rätsida på problemen skulle vara mycket värdefullt.

Nomenklatur

I Tabell 10.1 listas den notation som används i rapporten. Terminologin är baserad på engelska beteckningar, därav beteckningar som T (eng. torque) för moment, e (eng. engine) för motor etc. Samtliga storheter anges i SI-enheter om inget annat specificeras.

Tabell 10.1. Nomenklatur

Symbol	Beskrivning	Enhet
F	Kraft	N
T	Moment	Nm
J	Tröhetsmoment	$\frac{\text{m}^2\text{kg}}{\text{rad}}$
θ	Vinkel	rad
$\dot{\theta}$	Vinkelhastighet	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
$\ddot{\theta}$	Vinkelacceleration	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
i	Utväxling	-
ρ	Densitet	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
A_a	Frontarea	m^2
m	Massa	kg
g	Tyngdacceleration	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
N	Motorvarvtal	$\frac{\text{varv}}{\text{s}}$
p	Tryck	Pa
q	Flöde	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
v	Hastighet	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
c_w	Luftmotståndskoefficient	-
c_r	Rullmotståndskoefficient	-
b	Friktionskoefficient	-
α	Väglutning	rad
r_w	Hjulradie	m

Litteraturförteckning

- [1] Volvo Truck Corporation. *Kraftuttag och hydraulpumpar - Användningsområden och beräkningshandledning*. Version 08, 2007. Tillgänglig: [http://productinfo.vtc.volvo.se/files/pdf/lo/Power%20Take-off%20\(PTO\)_Swe_08_580115.pdf](http://productinfo.vtc.volvo.se/files/pdf/lo/Power%20Take-off%20(PTO)_Swe_08_580115.pdf) [URL] (2011-04-16).
- [2] Scania CV AB. *Power take-offs*. Tillgänglig: <http://bodybuilderhomepage.scania.com> > Bodywork information > Power take-offs [URL] (2011-04-16).
- [3] Olsson, Olof & Rydberg, Karl-Erik. *Kompendium i hydraulik*. Linköpings Tekniska Högskola, institutionen för konstruktions- & produktionsteknik, 1993.
- [4] Axelsson, Daniel & Laghamn, Andreas. *Heavy truck bodyworks and their affect on engine control*. Examensarbete, Linköpings Universitet, 2006.
- [5] Scania CV AB. Funktionsspecifikationer för moduler som hanterar moment i EMS. Interna dokument vid Scania CV AB, skyddade av sekretess.
- [6] Pettersson, Magnus. *Driveline Modeling and Control*. Doktorsavhandling, Linköpings Universitet, 1997. Tillgänglig: <http://www.vehicular.isy.liu.se/Publications/PhD/97-484-MP.pdf> [URL] (2011-04-16).

