

Institutionen för systemteknik

Department of Electrical Engineering

Examensarbete

Prestandaförbättring på en semiaktiv dämpare genom förbättrad reglering

Examensarbete utfört i Fordonssystem
vid Tekniska högskolan vid Linköpings universitet
av

Daniel Kvaldén
Andreas Johansson

LiTH-ISY-EX--11/4469--SE

Linköping 2011



Linköpings universitet
TEKNISKA HÖGSKOLAN

Prestandaförbättring på en semiaktiv dämpare genom förbättrad reglering

Examensarbete utfört i Fordonssystem
vid Tekniska högskolan i Linköping
av

Daniel Kvaldén
Andreas Johansson

LiTH-ISY-EX--11/4469--SE

Handledare: **Andreas Myklebust**
isy, Linköpings universitet
Atsushi Ishii
Öhlins Racing AB

Examinator: **Jan Åslund**
isy, Linköpings universitet

Linköping, 9 juni, 2011

	Avdelning, Institution Division, Department Division of Automatic Control Department of Electrical Engineering Linköpings universitet SE-581 83 Linköping, Sweden	Datum Date 2011-06-09				
Språk Language ☒ Svenska/Swedish ☐ Engelska/English ☐ _____	Rapporttyp Report category ☐ Licentiatavhandling ☒ Examensarbete ☐ C-uppsats ☐ D-uppsats ☐ övrig rapport ☐ _____	ISBN _____ ISRN LiTH-isy-ex--11/4469--SE Serietitel och serienummer ISSN Title of series, numbering _____				
URL för elektronisk version http://www.control.isy.liu.se http://www.ep.liu.se						
<table border="0"> <tr> <td style="vertical-align: top;">Titel Title</td> <td> Prestandaförbättring på en semiaktiv dämpare genom förbättrad reglering Increased performance on a semiactive hydraulic damper due to improved control </td> </tr> <tr> <td style="vertical-align: top;">Författare Author</td> <td> Daniel Kvaldén, Andreas Johansson </td> </tr> </table>			Titel Title	Prestandaförbättring på en semiaktiv dämpare genom förbättrad reglering Increased performance on a semiactive hydraulic damper due to improved control	Författare Author	Daniel Kvaldén, Andreas Johansson
Titel Title	Prestandaförbättring på en semiaktiv dämpare genom förbättrad reglering Increased performance on a semiactive hydraulic damper due to improved control					
Författare Author	Daniel Kvaldén, Andreas Johansson					
Sammanfattning Abstract Hydraulic shock absorbers have been a central component of both cars and motorcycles for a long time. The shock absorbers affect the vehicle's <i>comfort</i>, <i>traction</i> and <i>handling</i>. These different properties often require completely different types of damping and with ordinary passive dampers, the result is often a compromise of all these. The compromises have led to the development of a shock absorber with adjustable damper characteristics which is meant to replace passive shock absorbers. <i>Öhlins Racing</i> are currently selling a semi-active damper system called CES, Continously controlled Electronic Suspension, in which the damper characteristics is controlled by a pressure and flow compensated CES valve. The CES valve current is controlled by an ECU, Electronic Control Unit, which is mounted on the vehicle. The opportunities to improve vehicle features are great but the control of the hydraulic damper is critical for performance. The master thesis is based on experimental lab tests to improve the damper performance by improving the control of the system. It turns out that the current control system is suffering from time delay when estimating the speed, therefore a large part of the thesis focuses on minimising the time delay. The results show that when the velocity is estimated with a Kalman filter, which takes into account both the shock absorbers position and acceleration, the time delay gets almost completely eliminated. The elimination of the time delay is found to improve performance significantly. To further increase the performance of the damping system, an acceleration feed-forward is introduced.						
Nyckelord Keywords Kalmanfilter, Framkoppling						

Abstract

Hydraulic shock absorbers have been a central component of both cars and motorcycles for a long time. The shock absorbers affect the vehicle's *comfort*, *traction* and *handling*. These different properties often require completely different types of damping and with ordinary passive dampers, the result is often a compromise of all these. The compromises have led to the development of a shock absorber with adjustable damper characteristics which is meant to replace passive shock absorbers. *Öhlins Racing* are currently selling a semi-active damper system called CES, Continuously controlled Electronic Suspension, in which the damper characteristics is controlled by a pressure and flow compensated CES valve. The CES valve current is controlled by an ECU, Electronic Control Unit, which is mounted on the vehicle. The opportunities to improve vehicle features are great but the control of the hydraulic damper is critical for performance.

The master thesis is based on experimental lab tests to improve the damper performance by improving the control of the system. It turns out that the current control system is suffering from time delay when estimating the speed, therefore a large part of the thesis focuses on minimising the time delay.

The results show that when the velocity is estimated with a Kalman filter, which takes into account both the shock absorbers position and acceleration, the time delay gets almost completely eliminated. The elimination of the time delay is found to improve performance significantly. To further increase the performance of the damping system, an acceleration feed-forward is introduced.

Sammanfattning

Hydrauliska stötdämpare har länge varit en central komponent på både bilar och motorcyklar. Stötdämpare påverkar fordonets *komfort*, *väghållning* och *köreegenskaper*. Dessa olika egenskaper kräver ofta helt olika typer av dämpning och med vanliga passiva dämpare blir resultatet ofta en kompromiss av samtliga dessa. Kompromisserna har lett till utvecklingen av en stötdämpare med ställbar dämparkarakteristik som är tänkt att ersätta passiva dämpare. *Öhlins Racing* säljer idag ett semiaktivt stötdämparsystem som kallas CES, Continously controlled Electronic Suspension, där dämparkarakteristiken styrs av en tryck- och flödeskompenserad CES-ventil. CES-ventilen är strömstyrd via en ECU, Electronic Control Unit, som monteras på fordonet. Möjligheterna att förbättra fordonens egenskaper är stora men regleringen av dämparen är kritisk för prestandan.

Examesarbetet syftar till att via experimentella laborationstester förbättra dämparens prestanda genom att förbättra styrningen av systemet. Det visar sig att den nuvarande reglersystemet lider av en tidsfördröjning, varför en stor del av examensarbetet fokuserar på att minimera detta.

Resultaten visar att då hastigheten skattas med ett Kalmanfilter, som tar hänsyn till både dämparens position och acceleration, kan tidsfördröjningar nästan helt elimineras. Elimineringen av tidsfördröjning visar sig förbättra prestandan avsevärt. För att ytterligare öka prestandan hos systemet introduceras även en accelerationsframkoppling.

Tack

Vi skulle vilja rikta ett stort tack till alla på *Öhlins Racing AB* som gett oss möjligheten att få göra samt hjälpt oss genomföra examensarbetet hos er. Särskilt tack till alla på *R & D Mechatronics* med Atsushi i spetsen som varit vårt bollplank under hela arbetet.

Vi skulle även vilja tacka Jan Åslund och Andreas Myklebust som under examensarbetet bidragit med värdefull hjälp från *Linköpings Universitet*.

Innehåll

Beteckningar	1
1 Inledning	3
1.1 Bakgrund	3
1.2 Problembeskrivning	4
1.3 Tidigare arbeten	5
1.4 Syfte och målsättning	5
1.5 Avgränsningar	5
2 Systembeskrivning	7
2.1 CES-dämparen	7
2.2 CES-ventilen	9
2.3 Arbetsområde	10
2.4 Dynamometer	11
2.5 Externa givare	12
3 Teori	15
3.1 Öppen styrning	15
3.2 Återkopplad styrning	16
3.3 Framkoppling	17
3.4 Kalmanfilter	17
4 Metod	19
4.1 Experimetell arbetsgång	19
4.2 Test	20
4.2.1 Olika testcykler	20
4.2.2 Referensmoder	23
5 Reglerprinciper	25
5.1 Skattning av hastighet	25
5.1.1 Kalmanfiltrering	26
5.1.2 Implementering på motorcykel	29
5.2 Statisk modell för öppen styrning	33
5.3 Accelerationsframkoppling	34
5.4 Utvecklad styrning	39

5.5	Implementering i olika CES-system	39
5.6	Förkastade idéer	40
5.7	Kraftåterkoppling	41
6	Resultat	43
6.1	Skattning av hastighet	43
6.2	Framkoppling	45
6.3	Implementering i olika CES-system	49
6.4	Begränsningar	51
6.4.1	Svårt att reglera vid låga hastigheter	51
6.4.2	Svårt att reglera vid höga frekvenser	52
6.4.3	Svarstid i hydraulventilen	52
6.5	Förkastade idéer	54
6.6	Kraftåterkoppling	54
7	Diskussion och förslag på vidare arbete	57
	Litteraturförteckning	59
A	Tillståndsstorlek	61
B	Begränsningar	62
B.1	Svårt reglera vid låga hastigheter	62
B.2	Reglerbar oljevolym	65

Beteckningar

Beteckning	Namn	Enhet
p	Dämparens position	[m]
v	Dämparens hastighet	[m/s]
a	Dämparens acceleration	[m/s ²]
r	Referenssignal	[−]
u	Styrsignal	[−]
e	Reglerfelet	[−]
i	Styrström	[A]
i_{ref}	Strömreferens	[A]

Kapitel 1

Inledning

Kapitlet tjänar till att ge läsaren en bild av examensarbetets syfte, mål och förväntade resultat.

1.1 Bakgrund

Alla bilar och motorcyklar som tillverkas idag har någon typ av stötdämpare. Stötdämparna påverkar fordonets komfort, väghållning och säkerhet. Ofta kräver dessa egenskaper olika typer av dämpning, fjäder och inställningar. Med vanliga passiva dämpare blir resultatet ofta en kompromiss av samtliga egenskaper. Därför är det intressant att införa styrbara dämpare. De styrbara dämparna kan delas upp i två grupper, *aktiva och semiaktiva dämpare*.

En aktiv dämpare kan, likt en hydraulisk aktuator, både föra bort och tillföra energi för att kunna styra dämparens rörelse och kraft. Nackdelen är att aktiva dämpare är energikrävande, arbetsområdet kan vara begränsat och de är ofta komplicerade.

Semiaktiva dämpare är en bra kompromiss mellan passiva och aktiva dämpare. I semiaktiva dämpare kan energi endast bortföras, men dom är mer energieffektiva än aktiva dämparsystem samt kan tekniskt göras väldigt lika passiva dämpare. Till exempel genom att byta ut vissa passiva ventiler i dämparen mot kontinuerligt styrbara ventiler.

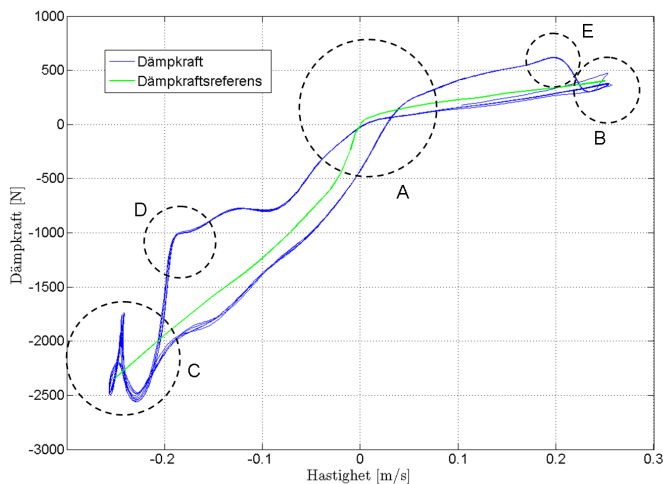
Öhlins Racing har under lång tid utvecklat passiva stötdämpare för fordonsbranschen och har sedan 80-talet utvecklat semiaktiva dämpare där en elektriskt styrd hydraulventil används för att styra dämpningen. Systemet kallas för CES, Continuously controlled Electronic Suspension, se *figur 1.1*.



Figur 1.1. En CES-dämpare.

1.2 Problembeskrivning

Dämpkraften i CES-systemet är en kraftigt olinjär funktion av styrström och hastighet. Existerande reglering kan ibland vara för oexakt för att fungera tillfredsställande, se *figur 1.2* för exempel på detta.



Figur 1.2. Dämpkraft som funktion av hastighet för en CES-dämpare. Ett exempel för att visa på hur dämparens reglering kan brista. Målet är att dämpkraften ska följa referensen med större noggrannhet.

Målet är att dämpkraften ska följa den givna referensen i så stor utsträckning som möjligt. Detta innebär att dämpkraften ska vara så låg som möjligt runt "nollan", vid A i *figur 1.2*, samt att den ska följa referensen och ligga på rätt dämpkraftsnivå

ända ut i ändpunkterna vid B och C. Det är även önskvärt att detta sker utan att kurvan svänger för mycket eller innehåller "skarpa hörn" som vid D och E i *figur 1.2* då även detta har stor inverkan på fordonets körkänsla.

Med prestandan hos en dämpare menas dämparens förmåga att följa en given referens i fråga om kraftnivå och hysteres.

1.3 Tidigare arbeten

Tidigare examensarbeten har inriktats mot att försöka skapa en modell av dämparens beteende. Med en bra modell skulle styrstrategin "Internal Modeling Control"[1] kunna användas, vilket är en metod där en återkoppling görs från skattade värden. De metoder som använts är fysikaliska beräkningsmodeller[2] och så kallad "Black box"-modellering med NARX-modeller[3].

Dessa modeller har dock inte lyckats fullt ut. Flera modeller har fångat dynamiken för specifika testfall men klarar t.ex inte av att hastigheten ändras. Andra modeller har bedömts vara för oexakta samt för komplexa. Modellerna blir svåra att skapa då dämparen beter sig väldigt annorlunda för olika svängningsfrekvenser och olika hastigheter. Orsaker till detta kan vara att delar i dämparen som inte är styvva i kombination med hydraulventilens egenskaper resulterar i olinjärt beteende hos stötdämparen.

1.4 Syfte och målsättning

Examensarbetet syftar till att ge en arbetsmetod för hur prestandan hos ett CES-system kan förbättras. Detta skall ske genom att experimentella tester ger en ökad förståelse för hur dämparen fungerar och reagerar på olika sätt att styra den. Resultaten skall sedan användas till att öka styrprecisionen på regleringen. Målet är att ta fram en arbetsmetod som kan användas för hur styrningen av CES-system skall göras. Detta för att kunna bygga CES-system med hög styrprecision för flera olika dämpartyper. En ökad styrprecision hos stötdämparen gör det möjligt att använda olika övergripande styrstrategier för att förbättra fordonets beteende. Till exempel kan olika minimeringskriterier användas för att optimera greppet mellan vägbana och däck eller minska den dämpade massans vertikala rörelse[4]. Det ena ur säkerhetssynpunkt och det andra ur komfortsynpunkt.

1.5 Avgränsningar

För att begränsa analysen infördes tidigt några avgränsningar. Dels valdes att inte titta närmare på den reglerloop som styr PWM¹-signalen till CES-ventilen. D.v.s den reglerloop som säkerställer att den ström som begärs verkligen ställs ut till ventilen.

¹Pulse Width Modulated, spänningen är en fyrkantsvåg över ventilen. Där bredden på fyrkantsvågorna regleras för att rätt ström skall ges.

Att minimera antalet sensorer som behövs för att styra systemet var också en avgränsning. Sensorer är dyra och tar plats på en produkt som redan är utrymmesbegränsad.

Primärt är examensarbetet inriktat mot tester i en testtrigg. Tester på en motorcykel kommer alltså endast ske om tid och möjlighet till detta ges. Detta medför såklart begränsningar då en testtrigg aldrig helt kan återspegla de resultat som kunde uppnåts i en verklig applikation.

Kapitel 2

Systembeskrivning

Funktionen hos en hydraulisk dämpare kan beskrivas med ett kraft-hastighets diagram. Ett typiskt hastighet-kraft diagram kan ses i *figur 1.2*. Hastighetsaxeln representerar den hastighet med vilken dämparen antingen komprimeras eller dras isär.

2.1 CES-dämparen

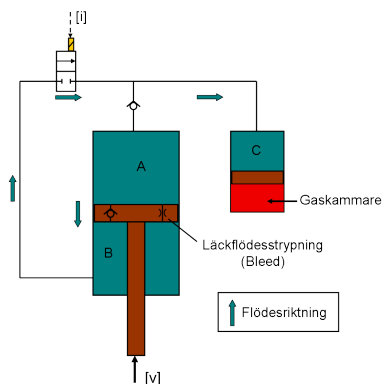
En stötdämpare har till uppgift att absorbera energi som kan påverka fordonets köregenskaper. Detta görs genom att dämparen ger en kraft som är motriktad dess hastighet. Generellt har dämpare hastighet som insignal och kraft som utsignal. Öhlins CES-dämpare har dock ytterligare en insignal; styrströmmen till hydraulventilen, se *figur 2.1*.



Figur 2.1. Systembeskrivning av dämpare där styrström och hastighet är insignaler och kraften är utsignal.

Dämparens funktion kan delas upp i två delar; kompressions- och returslag, hastigheten definieras som positiv för kompressionsslag. Uppbyggnaden är sådan att en hydraulventil styr funktionen för både kompression och retur. Hydraulventilen styrs i sin tur av en regulator som är implementerad i en ECU, Electronic control unit, se *figur 2.6*.

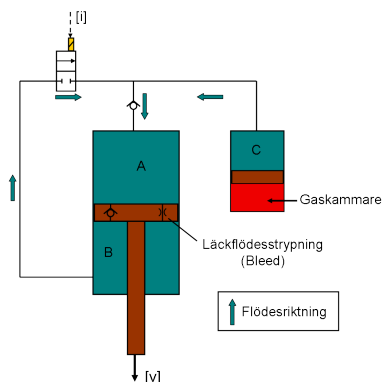
Kompression



Figur 2.2. Skiss av oljeflödet vid kompressionsslag.

När dämparen komprimeras kommer trycket att öka i kammare A, se *figur 2.2*. Oljan tillåts strömma mellan kammare A och B genom en backventil, och därmed kommer trycket i kammare A och B vara väldigt lika. Då volymminskningen i kammare A är större än volymökningen i kammare B, eftersom kolvstången pressas in i dämparen, måste en del av oljan dräneras via CES-ventilen och därmed går det att styra trycket i dämparens högtryckssida. Trycket tillsammans med den areaskillnad som finns på kolven ger en kraft som verkar motriktad hastigheten.

Retur



Figur 2.3. Skiss av oljeflödet vid returslag.

När dämparen dras isär kommer trycket i kammare B att öka, samtidigt som flöde mellan kammare A och C tillåts via en backventil, se *figur 2.3*. För att inte

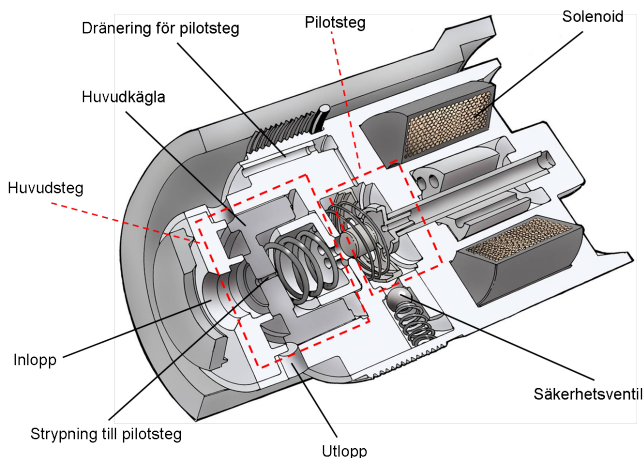
kolven skall stanna styrs flödet från kammare B med CES-ventilen, och därmed tryckskillnaden över kolven.

Noterbart är att flödesriktningen över CES-ventilen alltid är densamma, detta har gett upphov till namnet *Uniflow* för den här dämpartypen. Under examensarbetet har tillgång till två olika CES-system funnits, *A* och *B*. System *A* har använts under utvecklingsarbetet och system *B* har använts till att undersöka om de styrstrategier som tagits fram går att tillämpa på andra CES-system.

Observera strypningarna kallade "läckflödesstrypning", även kallat "bleed", i figur 2.2 och 2.3. Dessa strypningar har till funktion att leda oljeflöde då dämparen rör sig med väldigt låg hastighet, ungefär 0 - 0.05 m/s, beroende på strypningarnas storlek. Vid så låga hastigheter är inte tryckskillnaden mellan kamrarna i dämparen tillräckligt stor för att CES-ventilen ska öppna sig. Detta kan medföra att kraften som genereras för låga hastigheter blir högre än önskvärt.

2.2 CES-ventilen

CES-ventilen är en tryck- och flödeskompenserad ventil som styr tryckfallet mellan dämparens hög- och lågtrycksida. Tryckfallets storlek kan således styras genom att justera strömmen till ventilen.



Figur 2.4. Schematisk bild över CES-ventilen.

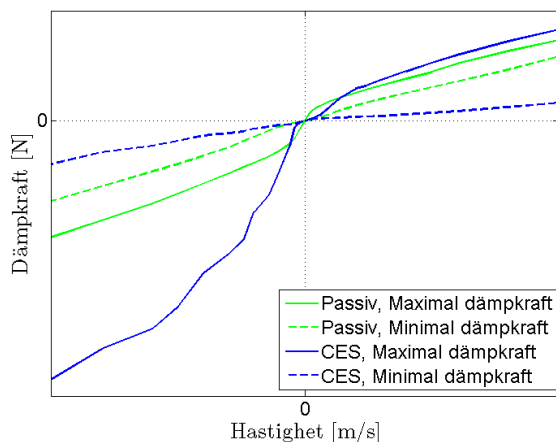
Ventilen är en tvåstegsventil, det vill säga att den har ett huvudsteg och ett pilotsteg, se figur 2.4. Huvudsteget har till uppgift att strypa flödet från inlopp till utlopp, i princip allt flöde går via huvudsteget. För att ventilen ska ha ett liknande beteende för flera olika trycknivåer används ett pilotsteg som använder trycket i inloppet till att styra huvudsteget.

I huvudkäglan finns en liten strypningen som tillåter ett flöde in i pilotsteget där solenoiden styr en liten strypning och därmed trycket i pilotsteget. En låg styrström gör att strypningen som styrs av solenoiden är mycket öppen, vilket leder till att trycket på baksidan av huvudkäglan är lågt. Det leder till att det krävs ett lägre tryck i inloppet för att öppna huvudsteget. En hög styrström gör att strypningen som styrs av solenoiden är lite öppen, vilket leder till att ett högre tryck kan byggas upp bakom huvudkäglan. Det leder till att ett högre tryck krävs i inloppet för att öppna huvudsteget. För dämparen innebär detta att en hög styrström till ventilen ger styv dämpare och vice versa.

Ventilen innehåller en säkerhetsventil även kallad "failsafe", som i likhet med en tryckbegränsningsventil, upprätthåller trycket i systemet och därmed en dämpande kraft även om strömmen till ventilen bryts. Detta eftersom det innebär en säkerhetsrisk att helt plötsligt bli helt utan dämpning i fordonet.

2.3 Arbetsområde

En vital skillnad mellan CES-dämparen och en passiv dämpare är dess arbetsområde, se figur 2.5, samt deras möjligheter att variera detta.



Figur 2.5. Jämförelse av externt justerbara arbetsområden för CES-dämpare A och en passiv dämpare. I figuren kan man tydligt se att CES-dämparen har betydligt större spann mellan högsta och lägsta dämpkraft än den passiva dämparen, både vid kompressions- och returslag. Notera att figuren endast beskriver en typ av grov inställning för den passiva dämparen.

När karakteristiken/inställningen på en passiv dämpare ska justeras, finns det två olika sätt att göra detta. Det första alternativet är att grovt justera dämparens inställning. Detta görs genom att montera isär dämparen för att kunna byta delar av innanmätet och på så vis påverka lutningen på dämpkraftskurvan. Alternativ två innebär i stället en finjustering av inställningen, detta kan ofta göras

externt utan att montera isär dämparen men innebär endast en mindre förändring av dämpkraften. Denna typ av finjustering erbjuds heller inte på alla dämpartyper.

I figur 2.5 ses mätdata från en passiv dämpare med en typ av grov inställning, vilken sedan har finjusterats mellan dess maximala och minimala dämpkraft. Den passiva dämparen är tänkt att ersättas av den CES-dämpare som examensarbetet bygger på. Så det blir naturligt att jämföra mycket av mätresultaten från CES-dämparen med just denna dämpare.

På en CES-dämpare fungerar det inte likadant. Fördelen med en CES-dämpare är att den har ett väldigt stort externt justerbart arbetsområde¹. Dämparens arbetsområde bestäms av CES-ventilens arbetsområde och hur den är konfigurerad. Detta ger alltså CES-dämparen möjligheten att efterlikna en mängd olika dämpartyper genom att endast reglera strömmen till CES-ventilen.

Som nämns i avsnitt 1.1 är inställningen på en dämpare alltid en kompromiss av komfort, väghållning och säkerhet. Detta innebär att en vanlig passiv dämpare anpassas, konstrueras och optimeras efter dess huvudsakliga användningsområde, exempelvis komfort. Problemet som uppstår är att när den passiva dämparen är anpassad för komfort kan den inte anpassas för väghållning utan att byta ut vissa komponenter. En CES-dämpare skulle kunna förprogrammeras för olika moder som t.ex *komfort*, *normal* eller *sport*, så länge de ligger innanför dämparens arbetsområde, se avsnitt 4.2.2.

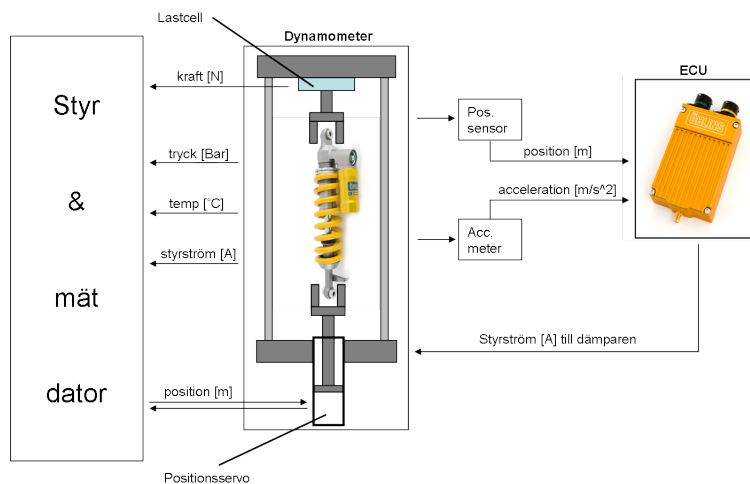
2.4 Dynamometer

Den labbutrustning som använts är en dynamometer, se figur 2.6. Dynamometer-riggen består av en stel ram där dämparen spänns upp mellan ett toppfäste och ett hydrauliskt positionsservo. I toppfästet sitter en lastcell som mäter kraften som dämparen ger då positionsservot aktueras vertikalt. Positionsservot styrs och är återkopplat via en dator för att följa en förutbestämd banprofil. Positionsservots lägesgivare gör det möjligt att mäta dämparens position. I testriggen kan även temperatur, styrström och tryck mätas, dessa används dock inte i arbetet.

Till dynamometern kan olika testcykler att köra dämparen med definieras. Då de flesta dynotester som genomförs på Öhlins är avsedda för passiva dämpare är även de flesta standardcyklerna avsedda för detta, vilket innebär att de saknar ström som insignal. Ett extern spänningsaggregat ansluts därför till ECU-enheten för att försörja solenoiden.

Det är önskvärt att testcyklerna efterliknar de cykler som uppstår om dämparen användes på en motorcykel som kördes på väg. Detta eftersom det inte är intressant att reglera något som inte ska användas. I ett tidigt stadie är det dock smidigt att förenkla dessa cykler till sinusrörelser med varierande amplitud och frekvenser då dessa ligger ganska nära en verklig cykel. Även olika typer av ramper och stegsvar

¹Arbetsområdet för CES-dämparen ses i figur 2.5.



Figur 2.6. Schematisk skiss av dynamoterriggen och hur den kommunicerar med ECU-enheten. Styrdatoren mäter kraft och position från inbyggda sensorer i dynamometern, dämparen utrustas med en separat positionsgivare och accelerometer för att förse ECU'n med information om tillstånd.

kan vara intressant att testa.

2.5 Externa givare

Under testerna utrustades dämparen med en lägesgivare samt en accelerometer. Detta för att i så stor utsträckning som möjligt vara oberoende av de i dynamometern inbyggda sensorerna och i stället efterlikna ett system som kan monteras på en motorcykel.

Samtliga givare är analoga och ger en mätsignal på 0-5V. De analoga signalerna omvandlas sedan till en digital signal via en A/D omvandlare. De digitala signalerna kan då användas som insignal till reglersystemet i ECU'n.

Lägesgivaren är en linjär potentiometer med en slaglängd på 100 mm. Den är externt monterad på dämparen för att mäta dämparens position. Dämparens hastighet önskas som insignal till reglersystemet, eftersom det är hastigheten som bestämmer vilken dämpkraft som fås ut. Genom att derivera lägesgivarens mätsignal fås dämparens hastighet.

Accelerometern används för att mäta accelerationen på dämparen. Accelerationen har ofta stor inverkan på hydrauliska system och därför kan det vara intressant att mäta denna. När tester görs i dynamometern är accelerometern monterad direkt på dämparens rörliga del. Om accelerometrar används när tester görs på en motorcykel kan det vara nödvändigt att montera en accelerometer i varje ände av dämparen. Som mätsignal tas skillnaden mellan accelerometersignalerna för att vara säkra på att det är dämparens tillstånd som mäts och oönskade accelerationer tas bort. Dessutom undviks störningar som uppstår på grund av att accelerometrar är känsliga för att tiltas, vilket kommer bli fallet om den monteras på en motorcykel.

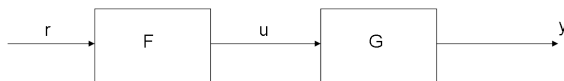
Kapitel 3

Teori

Kapitlet innehåller korta teoretiska beskrivningar av öppen och återkopplad styrning, framkoppling och Kalmanfilter.

3.1 Öppen styrning

Antag att ett system, G , skall styras med avseende på en utsignal, y . Om tillräcklig kunskap om systemet finns kan styrsignalen, u , beräknas utan att ta hänsyn till systemets nuvarande tillstånd. Detta kallas öppen styrning. Öppen styrning använder alltså inte y för att beräkna en styrsignal, vilket kräver att någon typ av modell, F , finns för att systemet skall styras på ett önskat sätt, se figur 3.1.



Figur 3.1. Schematisk bild över öppen styrning.

Önskvärt vore att modellen är inversen av systemet

$$F = G^{-1} \quad (3.1)$$

Det skulle ge en utsignal som är lika med referenssignalen,

$$Y = GFR = GG^{-1}R = R \quad (3.2)$$

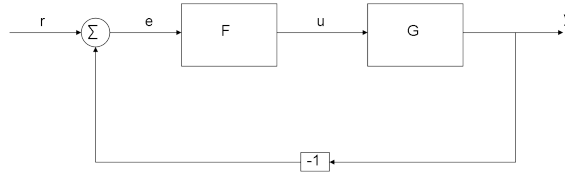
Dock uppstår ofta problem när G ska modelleras, om systemet är för komplext kan viktiga transienter missas. Dessutom kan det vara svårt att implementera inversen av ett system om det leder rena deriveringar av referenssignalen. En modell kan vara uppbyggd på flera olika sätt, till exempel en överföringsfunktion eller en uppslagstabell.

Fördelarna med öppen styrning är en minskad känslighet för mätfel, samt att

systemet kan ges snabba förändringar i referenssignal utan att introducera ett reglerfel. Nackdelarna är att det krävs en bra modell av systemet för att kunna styra exakt och att styrningen inte tar hänsyn till icke mätbara störningar som påverkar systemet.

3.2 Återkopplad styrning

Vid styrning av ett system, G , med avseende på en utsignal, y , är det ofta önskvärt att jämföra utsignalen y med dess önskade värde, r . Då fås ett reglerfel, e , vilket kan användas till att justera styrsignalen. Detta kallas återkopplad styrning, se figur 3.2, och är speciellt bra där kunskapen om systemet är begränsad, störningar måste beaktas eller en hög noggrannhet krävs.



Figur 3.2. Schematisk bild över ett återkopplat system.

P-regulator Den enklaste regulatoren, F , är en proportionell regulator, där reglerfelet endast förstärks med en konstant, K_p .

$$u_p = K_p e = K_p (r - y) \quad (3.3)$$

Proportionella regulatorer kräver ett statiskt reglerfel finns för kunna ställa ut en styrsignal, se ekvation 3.3, och därmed blir sällan det önskade tillståndet exakt lika referensvärdet.

I-regulator För att kunna ta bort statiska reglerfel kan en integrerande regulator användas, även kallat I-del.

$$u_i = K_i \int e dt \quad (3.4)$$

Denna integrerar reglerfelet, e , så att en styrsignal ställs ut även om reglerfelet är noll. En I-del kan med fördel kombineras med en P-regulator för att öka snabbheten då en I-del kräver att ett reglerfel finns en kort tid för att rätt styrsignal skall hinna integreras fram. Nackdelen med en integrerande regulator är att den kan introducera svängningar i systemet.

D-regulator För att minska oscillationer vid insvängningsförlopp kan en deriverande regulator införas.

$$u_D = K_D \frac{de}{dt} \quad (3.5)$$

Om reglerfelet deriveras fås ett mått på hur snabbt det går mot noll, detta kan användas för att minska styrsignalen om reglerfelet snabbt närmar sig noll. Det ger en mjukare insvängning.

Denna bör kombineras med en P-regulator eller I-regulator då den endast ställer ut styrsignal då reglerfelet förändras, och därmed krävs någon annan regulator som börjar reglera.

PID-regulator De olika delarna kan kombineras till en PID-regulator, vilken rätt inställd är snabb, har inget statiskt reglerfel och en mjuk insvängning. Styrsignalen blir;

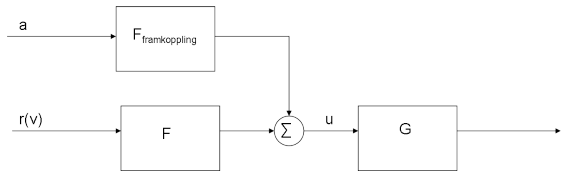
$$u_{PID} = \left(K_P e + K_i \int e dt + K_D \frac{de}{dt} \right) \quad (3.6)$$

Fördelar med återkopplad styrning är att det inte krävs någon större kunskap om systemet för att kunna styra det. Det kompenserar för störningar som kan påverka systemet. Nackdelarna är att det krävs sensorer för att kunna mäta utsignaler.

3.3 Framkoppling

Framkoppling kan användas både vid återkopplad och öppen styrning. Det används främst för att öka hastigheten hos systemet som regleras eller för att dämpa ut mätbara störningar.

För att öka snabbheten i ett system kan något extra tillstånd, eller referenssignalen, mätas och låta påverka styrsignalen. Till exempel i stötdämparen är referenssignalen baserad på dämparens hastighet, men beteendet påverkas starkt av dess acceleration. Därför kan accelerationen framkopplas för att justera styrsignalen.



Figur 3.3. Exempel på hur framkoppling kan se ut vid ett öppet system.

3.4 Kalmanfilter

Teorin bakom Kalmanfilter är hämtad från [5]. Antag att ett system kan beskrivas på tillståndsform, se ekvation 3.7.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Nv_1 \\ y &= Cx + Du + v_2 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Där x är systemets tillstånd, u är insignaler till systemet, v_1 är processtörningar och v_2 är mätstörningar. Om inte alla tillstånd kan mätas kan en observatör skapas för att skatta tillstånden. Detta görs genom att simulera tillstånden och återkoppla med de mätbara signalerna.

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K(y - C\hat{x} - Du) \quad (3.8)$$

Där K är en designparameter och för att beskriva hur denna påverkar skattningen bildas skattningsfelet:

$$\tilde{x} = x - \hat{x} \quad (3.9)$$

Ekvation 3.7 och 3.8 används för att skriva om ekvation 3.9. Detta ger:

$$\dot{\tilde{x}} = (A - KC)\tilde{x} + Nv_1 - Kv_2 \quad (3.10)$$

Där syns att K påverkar skattningen av tillstånd på två sätt. Dels hur snabbt effekten av gamla fel påverkar skattningen genom att påverka egenvärdena i matrisen $A - KC$. K påverkar även hur stora genomslag mätfel får genom termen $-Kv_2$. Med hjälp av ekvation 3.10 och satsen om tillståndsstorlek¹ kan K beräknas. Om $[v_1 \ v_2]^T$ är vitt brus med intensitet $\begin{bmatrix} R_1 & R_{12} \\ R_{12}^T & R_2 \end{bmatrix}$ kommer $Nv_1 - Kv_2$ också att vara vitt brus, men intensiteten skrivs om till

$$R = NR_1N^T + KR_2K^T - NR_{12}K^T - KR_{12}N^T \quad (3.11)$$

Skattningsfelets kovariansmatris, P , är då lösningen till

$$(A - KC)P + P(A - KC)^T + NR_1N^T + KR_2K^T - NR_{12}K^T - KR_{12}N^T = 0 \quad (3.12)$$

För att få den optimala observatören väljs designparametern K så att P minimeras. Detta kan göras med hjälp av programvaran Matlab.

¹Se appendix A

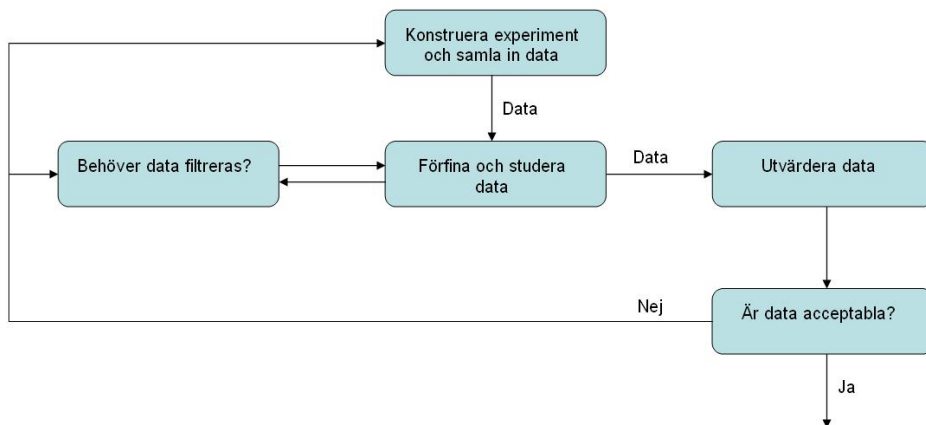
Kapitel 4

Metod

Kapitlet handlar om hur arbetet har organiserats samt hur tester har utförts för att få fram användbar data.

4.1 Experimentell arbetsgång

Som beskrivs i avsnitt 1.3 har tidigare examensarbeten inom området varit inriktade mot att skapa modeller av dämparen. Dessa modeller har dock inte lyckats fullt ut och därför är detta examensarbetet mer inriktat mot en "trial and error" metod för att på experimentell väg försöka förbättra dämparens prestanda. Eftersom väldigt många experiment genomförts var det viktigt att ha en bra arbetsgång [6], se figur 4.1.



Figur 4.1. Schematisk skiss över experimentell arbetsgång[6].

Inför varje test är det viktigt att vara väl förberedd. Testerna ska planeras och

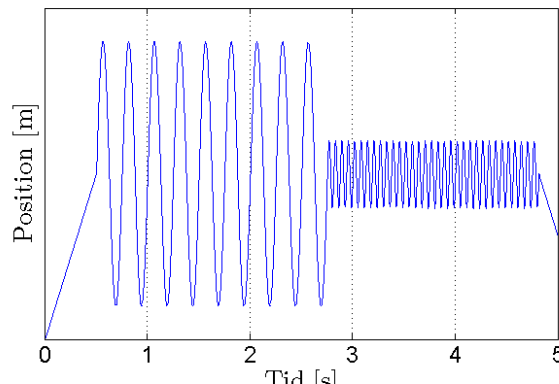
utformas så att de genererar den information som testet var avsett för. För att säkerställa detta måste resultatet av testerna följas upp och analyseras så att nödvändiga justeringar kan göras till nästa test.

4.2 Test

Det traditionella sättet att analysera en stötdämpares funktion, karakteristik och prestanda på är att testa dämparen i en dynamometer. Dynotesterna genererar en mängd data som används vid analys av dämparen. Dock är det viktigt att planera och anpassa testerna noga så att de verkligen genererar de data som testet var avsett för. I fallet med dynotester handlar dessa förberedelser främst om vilken typ av testcykler som dämparen ska utsättas för.

4.2.1 Olika testcykler

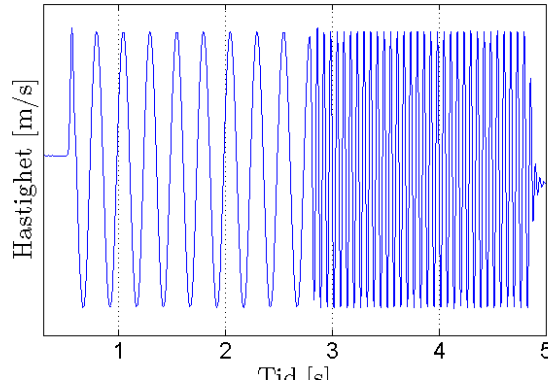
Då en stötdämpare används på en bil eller motorcykel kan dess kompressions- samt retrurrörelse i stort sett beskrivas av en sinusrörelse med varierande amplitud och frekvens, se figur 4.2 - 4.3. Notera att med benämningen 8 Hz, 0.25 m/s menas svängningens frekvens samt maximala hastighets amplitud.



Figur 4.2. Positionen som funktion av tiden för en sinuskurva med frekvenserna 4 Hz samt 16 Hz. Figuren representerar den position som positionsservot i dynamometern hade under ett test med de två frekvenserna i följd.

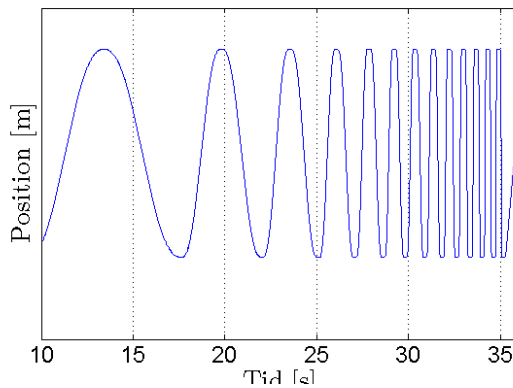
Sinusrörelser är särskilt lämpliga att använda vid dynamiska test av stötdämpare, dels för att de speglar en verklig applikation på ett bra sätt samt att de utsätter dämparen för en varierande hastighet i både kompressions- och retrurriktning. Detta gör det möjligt att se hur strömregleringen och kraften i dämparen beter sig när dämparens hastighet passerar "nollan", vilket är ett kritiskt område eftersom det är svårt att reglera kraften i dämparen då flödet är lågt och CES-ventilen i princip inte påverkar systemet¹. I en sinusrörelse varierar hastigheten under hela

¹Läs mer om svårigheter vid låga hastigheter i avsnitt 6.4.2.

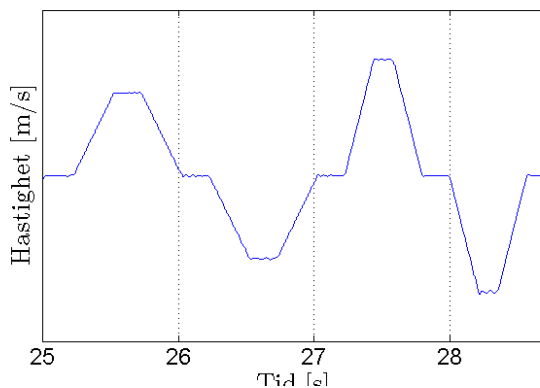


Figur 4.3. Hastigheten som funktion av tiden för en sinuskurva med frekvenserna 4 Hz samt 16 Hz. Figuren representerar den hastighet som positionsservot i dynamometern hade under ett test med de två frekvenserna i följd.

testcykeln, detta innebär att även accelerationen varierar under hela cykeln. Alternativet till sinusrörelser är ramp- och stegsvarstester. Ramptester innebär att man, till skillnad från sinustesterna, ökar hastigheten med en konstant acceleration upp till ett visst värde och sedan minskar hastigheten på samma sätt, se figur 4.4 - 4.5. Ramptester kan vara intressanta om man vill se hur kraften förändras i dämparen utan påverkan från stora förändringar i accelerationen.



Figur 4.4. Positionen som funktion av tiden för en rampkörning. Figuren representerar den position som positionsservot i dynamometern hade under ett ramptest.



Figur 4.5. Hastigheten som funktion av tiden för en rampkörning. Figuren representerar den hastighet som positionsservot i dynamometern hade under ett ramptest.

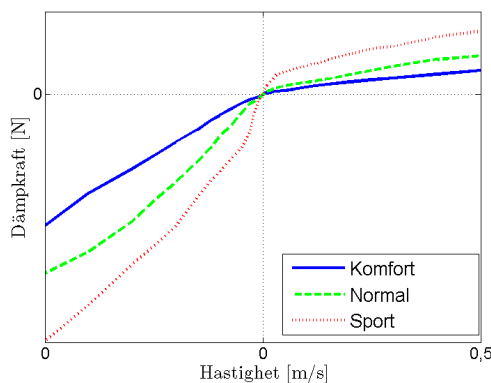
Ett stegsvarstest innebär att hastigheten snabbt ändras från t.ex ett lågt värde till ett högre värde. Detta test kan vara intressant för att ta reda på hur kraften beter sig vid snabba förändringar i hastighet.

4.2.2 Referensmoder

För att kunna validera resultaten av testerna skapas en referenskurva i ett F-v diagram som mätningarna skall efterlikna.

Som nämns i avsnitt 2.3 kan olika moder för hur dämpkraften ska variera med hastigheten skapas, se *figur 4.6*. I de tester som genomförts har moderna *Komfort*, *Normal* och *Sport* använts.

Dessa moder fanns redan definierade hos Öhlins och ska motsvara vad som anses vara lämpliga dämpkrafter vid de tre olika typerna av användningsområden. *Komfort* läget beskriver en mjuk dämpning som gör att ojämnheter i vägbanan inte skapar obehag för föraren. *Sport* är en dämpning som används till att öka greppet, där säkerheten är sekundär, till exempel vid racing. *Normal* är ett mellanting till de två tidigare och motsvarar ungefär vad som skulle användas i ett fordon på vanlig väg.



Figur 4.6. Grafen visar olika referensmoder som använts under testerna. Moderna *komfort*, *normal* och *sport* representerar olika kraftnivåer som används för att skapa en strömreferens till reglersystemet. Dessa moder är anpassade för CES-dämpare A.

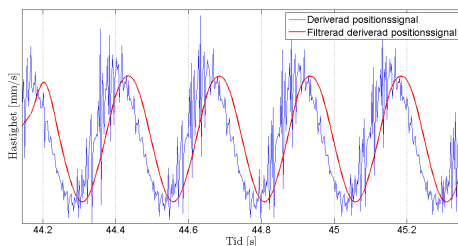
Kapitel 5

Reglerprinciper

Kapitlet beskriver de olika delarna av styrsystemet för ett CES-system. Allt från befintlig styrning, hur hastigheten skattas samt till hur en framkoppling för minskad hysteres tagits fram.

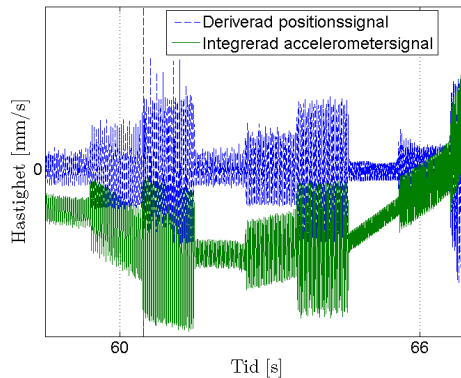
5.1 Skattning av hastighet

För att kunna styra stötdämparen som en funktion av kraft-hastighet krävs vetenskap om vad hastigheten är i varje ögonblick. Detta kan göras genom att mäta dämparens position och derivera denna. Positionssignalen måste dock filtreras för att kunna deriveras. Filtreningen ger upphov till en tidsfördröjning som måste minimeras för att kunna reglera snabba svängningar, se figur 5.1.



Figur 5.1. Illustrerar tidsförskjutning som uppkommer då dämparens position mäts och sedan deriveras jämfört med att positionssignalen deriveras direkt utan filtrering. Denna tidsfördröjning ställer till stora bekymmer vid reglering av dämparen. Hastigheten är en sinuskurva med frekvens 4 Hz och amplitud 0,25 m/s.

För att motverka tidsförskjutningen kan dämparens acceleration mätas och integreras. Acceleratorsignalen behöver inte filtreras då en integrator fungerar ungefär som ett låpassfilter. Det är dock väldigt svårt att kalibrera en accelerometer tillräckligt exakt för att inte få problem med att den skattade hastigheten får ett fel som ökar med tiden, så kallad drift, se figur 5.2. Accelerometersignalen har även andra felkällor, till exempel kan felet variera med en förändrad temperatur. Drift uppstår på grund av att en integral tar hänsyn till alla gamla värden, och om dessa alltid är lite för låga kommer den integrerande signalen att driva mot lägre värden, och vice versa.



Figur 5.2. Jämförelse mellan deriverad positionssignal och hastighet som är skattad genom integrering av accelerometersignal. Figuren visar drift av den skattade hastigheten, vilket uppstår om accelerometersignalen har ett konstant fel.

5.1.1 Kalmanfiltrering

Det är därmed intressant att använda både position och acceleration för att skatta hastigheten. Det sker med hjälp av ett Kalmanfilter¹. För att kunna använda ett Kalmanfilter krävs en tillståndsmodell av det system som ska observeras. Då sambanden mellan position, hastighet och acceleration är tydliga kan ett enkelt system skapas.

Position och hastighet väljs som tillstånd, se figur 5.3

$$\begin{aligned} x_1 &= \text{Position} \\ x_2 &= \text{Hastighet} \end{aligned} \quad (5.1)$$

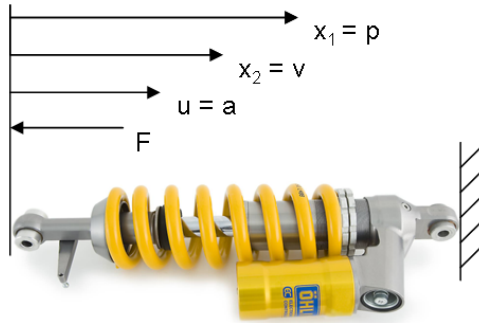
och accelerationen ses som en insignal

$$u = \text{Acceleration} \quad (5.2)$$

Detta ger tillståndsförändringarna

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= u \end{aligned} \quad (5.3)$$

¹Se avsnitt 3.4 för teorin bakom Kalmanfilter



Figur 5.3. Illustrering av dämparen och hur dess tillstånd väljs. Position och hastighet ses som tillstånd och accelerationen som en insignal. Positiva riktningar definieras enligt pilarna. Noterbart är att dämpkraften definieras som motriktad hastigheten.

Då givare och signaler kan innehålla en viss felkälla antas att ett visst fel, v_1 , påverkar båda tillstånden. De mätsignaler som finns är position, $y_1 = x_1$, och acceleration, $y_2 = u$, och där antas ett visst mätbrus, v_2 , påverka båda signalerna. Det färdiga systemet blir då

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} u + v_1 \\ y &= \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} u + v_2 \end{aligned} \quad (5.4)$$

För att vara säker på att detta system kan skatta tillstånden krävs att det är observerbart. Detta undersöks genom att undersöka observerbarhetsmatrisens, $\mathcal{O}$, rang².

$$\mathcal{O}(A, C) = \begin{bmatrix} C \\ CA \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Systemet är observerbart och en observatör kan skapas enligt avsnitt 3.4. Det görs med hjälp av kommandot `kalman` i Matlab. Det finns ett antal olika designparametrar i denna observatör;

- Kovariansmatrisen för det brus, v_1 , som påverkar tillstånden.

$$Q = E(v_1 v_1^T) \quad (5.6)$$

- Kovariansmatrisen för det brus, v_2 , som påverkar mätsignalerna.

$$R = E(v_2 v_2^T) \quad (5.7)$$

²Se sats 3.2 i [5]

- Hur de olika felen, v_1 och v_2 , är korskopplade.

$$N = E(v_1 v_2^T) \quad (5.8)$$

För enkelhetens skull antas att felen inte är korskopplade, det vill säga $N = 0$. Sedan antas att det är samma fel som påverkar båda tillstånden, x_1 och x_2 . Det leder till att Q är en skalär. Mätfelen, v_2 som påverkar mätningarna antas vara två olika då det är olika sensorer, olika skalningar och upplösning. Därmed kan v_2 antas vara en kolumnvektor med två rader. Det leder till att R är en 2×2 -matris. För att minska ner antalet designparametrar ytterligare antas att det inte finns någon korskoppling mellan de olika mätfelen. Därmed blir R ;

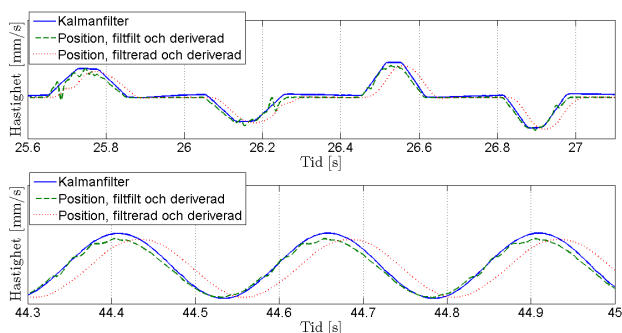
$$R = \begin{pmatrix} E(v_{2,1}^2) & 0 \\ 0 & E(v_{2,2}^2) \end{pmatrix} \quad (5.9)$$

$E(v_{2,1}^2)$ är variansen hos felet som påverkar mätning av dämparens position, $E(v_{2,2}^2)$ är då motsvarande för mätning av dämparens acceleration. Därmed borde det bli mer intuitivt att bestämma dessa och storleksförhållandet dem emellan. För enkelhetens skull kommer en förenklad benämning att användas.

$$\begin{aligned} R_1 &= E(v_1^2) \\ R_{2,1} &= E(v_{2,1}^2) \\ R_{2,2} &= E(v_{2,2}^2) \end{aligned} \quad (5.10)$$

Hur de olika förenklingarna påverkar resultatet är svårt att peka på. Dock kan konstateras att så få designparametrar som möjligt är att föredra, utan att tappa noggrannhet i skattningen. Det visar sig att dessa förenklingar fungerar väl så länge dämparen används i testtrigg, se *figur 5.4*. Mer om hur Kalmanfiltret används på motorcykel i *avsnitt 5.1.2*.

För att kunna designa Kalmanfiltret krävs ofiltrerad mätdata från dämparen. Detta erhålls genom att spela in berörda kanaler och skicka på ECU:ns CAN-bus till en logger. Därefter används Matlab/Simulink och den mätdata som loggats för att designa filtret så att hastigheten skattas på ett bra sätt, se *figur 5.4*. Fördelen med ett kalmanfilter är tydlig då skillnaden i skattning mellan kalmanfilter och deriverad position jämförs, se *figur 5.4*. Resultat från testkörningar för olika sätt att skatta hastigheten kan ses i kapitel 6.



Figur 5.4. Figuren visar skillnad mellan olika skattningar av hastighet. Den övre grafen visar för olika stegsvar och den nedre för ett sinustest. Intressant att jämföra är tidsförskjutningar och amplitud. Positionen är körd genom *filtfilter* med ett lågpasfilter och därefter deriverad, denna antas efterlikna verklig hastighet bäst. "Position, filtrerad och deriverad" är en lågpasfiltrering och efterföljande derivering av positionen. Noterbart är skillnaden i tidsfördröjning mellan kalmanfiltret och "Position, filtrerad och deriverad".

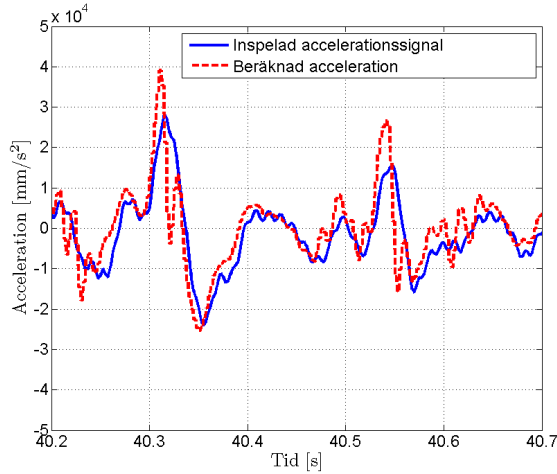
5.1.2 Implementering på motorcykel

Det är möjligt att implementera kalmanfiltret i en testtrigg, men hur kommer det att bli då det ska användas på en motorcykel? Det är ett par saker som är annorlunda.

1. Dämparen kan luta kraftigt då den är monterad på motorcykel. Hur påverkar det mätningen av acceleration? Går det att se lutningen som ett mätfel?
2. I testtrigg är dämparen fast inspänd i ena änden, hur påverkar det accelerationssignalen om endast en accelerometer används? Går även detta att se som ett mätfel om accelerometern är monterad på den ofjädrade massan. Det kan fungera då det är den ofjädrade massan som ger upphov till de flesta rörelserna hos dämparen. Eller krävs det flera accelerometrar?
3. Hur påverkar vibrationer i motorcykel de olika mätsignalerna? Kan de tillföra extra brus och störningar?

För att svara på detta krävs mätdata som spelats in på en motorcykel. När tester genomförs i testtrigg är positionen och därmed hastigheten och accelerationen välkänd. Det är inte fallet när dämparen monteras på en motorcykel. Därmed antas positionssensorns signal är rätt. För att ta fram en analytisk hastighet körs den inspelade positionen genom kommandot *filtfilter* i *Matlab* för att undvika störningarna som mätbrus ger, filtret som används är ett *Butterworth*-lågpassfilter med ordning 8 och brytfrekvensen 40 Hz. Därefter kan positionen deriveras för att ta fram hastighet och acceleration. Dessa tillstånd antas vara de verkliga tillstånden och kommer att refereras till som beräknade. *Filtfilter* är ett kommando som filtrerar en vektor med värden en gång, därefter vänds vektorn och den filtreras en gång till, och därmed elimineras tidsfördröjningar. För att göra detta krävs alltså

att alla mätvärden finns tillgängliga och kan alltså inte göras kontinuerligt under drift på en motorcykel, utan endast i analysyfte. Av någon anledning uppträder



Figur 5.5. Skillanden mellan en accelerationssignal från testkörning med en motorcykel och en filtrerad och två gånger deriverad position från samma tillfälle. Filtreringen är gjord med kommandot *filtfilt* och ett lågpasfilter. Den beräknade accelerationen är tänkt som "ideal" acceleration då dämparen lutar kraftigt och ett mätfel kan uppträda i den uppmätta accelerationen. Dämparen är utrustad med en accelerometer.

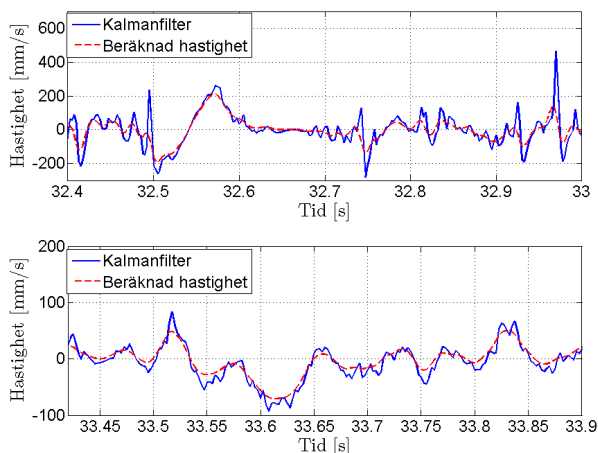
en tidsförskjutning då accelerationen mäts på en motorcykel, se figur 5.5. Detta ställer till bekymmer då inte skattningen av hastighet blir lika bra som vid körning i testrigg. Skillnaden mellan graferna i figur 5.5 antas vara en kombination av 1–3 i listan ovan. De problem som uppstår på grund av att accelerometersignalen missar gör att tillståndsmodeller i kalmanfiltret justeras lite. Då accelerationen är lite fel antas att felet v_1 har två komponenter som påverkar tillstånden separat, det ger större möjlighet att justera inverkan från de olika mätsignalerna. För att minska antalet justeringsparametrar antas att endast positionen ses som en utsignal, det vill säga $y = x_1 + v_2$. Detta ger tre olika varianser att justera, samt hur de olika felen påverkar tillstånden. Den nya tillståndsmodellen blir, med det faktum att accelerationen har ett stort fel,

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} u + \begin{pmatrix} 0.01 & 0 \\ 0 & 100 \end{pmatrix} v_1 \\ y &= \begin{pmatrix} 1 & 0 \end{pmatrix} x + v_2 \end{aligned} \quad (5.11)$$

Med dessa förändringar finns framförallt tre stycken designparametrar.

$$R = E(v_1 v_1^T) = \begin{pmatrix} R_{1,1} & 0 \\ 0 & R_{1,2} \end{pmatrix} \quad (5.12)$$

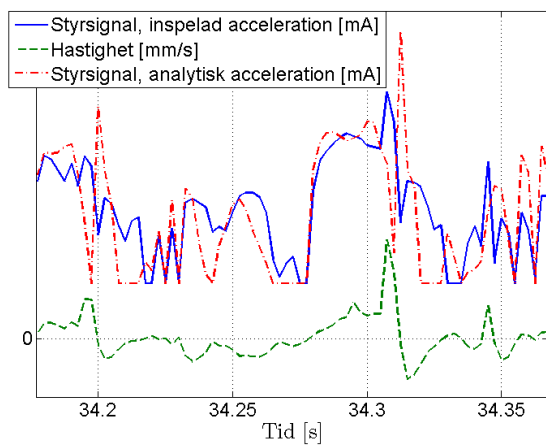
$$R_2 = E(v_2 v_2^T) \quad (5.13)$$



Figur 5.6. Visar på hur skattningen av hastigheten blir på en motorcykel. Den skattade hastigheten jämförs med en beräknad hastighet. Kalmanfiltret är designat för att minimera tidsfördröjningar utan att införa alltför mycket brus. Beräknad hastighet är positionen körd genom *filtfilt* med ett lågpasfilter och därefter deriverad.

På grund av att inte accelerometersignalen stämmer riktigt överens med den beräknade accelerationen måste kalmanfiltret lita mycket på positionssignalen för att minimera tidsfördröjningar. Resultat enligt figur 5.6. Det blir dåligt då det införs mer brus än nödvändigt. Om större vikt läggs på accelerometersignalen kommer samma tidsfördröjning som finns i accelerationen att uppstå för hastigheten, men med ett i övrigt bra beteende.

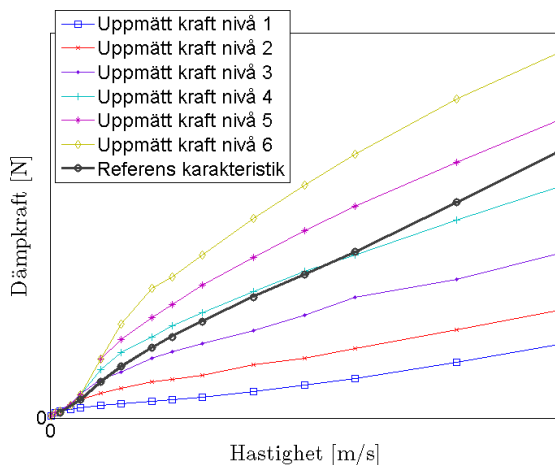
Problem kan även uppstå då accelerationen ska framkopplas. Hur mycket påverkas framkopplingen av de fel som finns i accelerometersignalen? Det är något som är svårt att mäta utan måste istället utvärderas av testförare. Detta då det inte är praktiskt genomförbart att mäta kraften under körning med motorcykel. Genom att beräkna styrsignalerna med en beräknad och uppmätt acceleration kan den skillnad som uppstår på grund av tidsfördröjningen i accelerometersignalen visas, se figur 5.7. Där kan ses att när inspelad acceleration används blir inte styrsignalen riktigt rätt, detta är dock något som får analyseras av testförare.



Figur 5.7. Jämförelse av styrsignaler, där styrsignalerna beräknats med en accelerometersignal som är inspelad på en motorcykel samt en beräknad acceleration för samma tillfälle. Beräknad acceleration är positionen körd genom *filtfilt* med ett lågpasfilter och därefter deriverad två gånger.

5.2 Statisk modell för öppen styrning

En statisk modell för öppen styrning av systemet där dämparens hastighet är insignal och en strömreferens är utsignal används. En återkopplad PID-regulator³ reglerar styrströmmen genom hydraulventilens magnetpole.



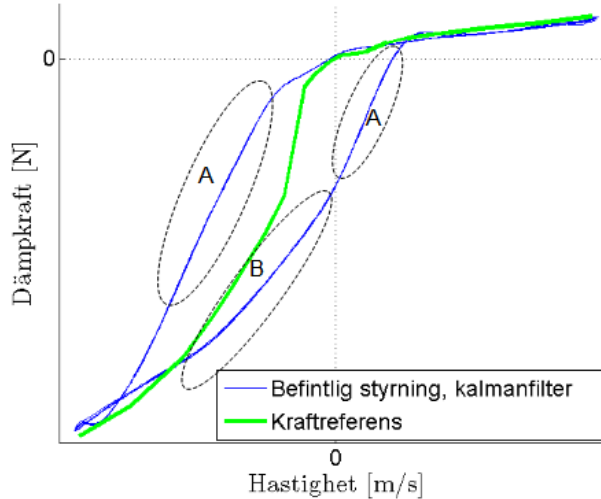
Figur 5.8. Dämpkraft som funktion av hastighet, för kompressionsslag. En referenstabell ger rätt dämpnivå för dämparen. De olika nivåerna är olika konstanta styrströmmar där 1 är lägst.

En viss önskad karakteristik bestäms, till exempel genomförs samma test med passiv dämpare, med en viss inställning, och används till att skapa en referenstabell, se figur 5.8. Problem kan uppstå då en statisk referenstabell inte tar hänsyn till dynamiska förlopp.

³För en beskrivning av PID-regulator, se avsnitt 3.2.

5.3 Accelerationsframkoppling

Tester visar att dämparen har mycket hysteres, se *figur 5.9*, även om beteendet blir bättre med en bättre skattning av hastigheten.

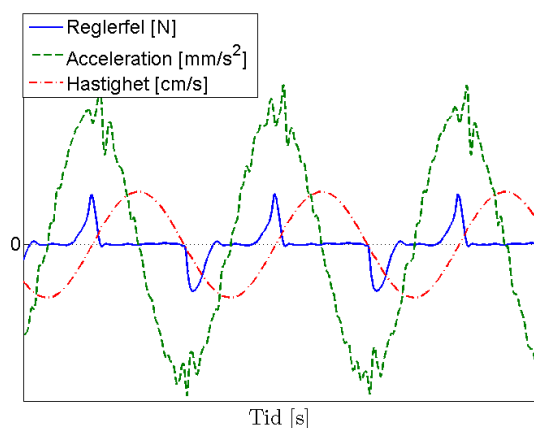


Figur 5.9. Dämpkraft som funktion av hastighet. Dämparens hysteres är påtaglig för returslag, *A* markerar där kraften bör vara högre och *B* markerar där kraften bör vara lägre. Strömnivån motsvarar "sport"-läge. Sinustest med frekvensen 4 Hz och hastigheten 0.25 m/s. Både *A* och *B* inträffar under ett returslag. Detta då strömnivån var låg för kompressionsslag och ingen hysteres uppstod.

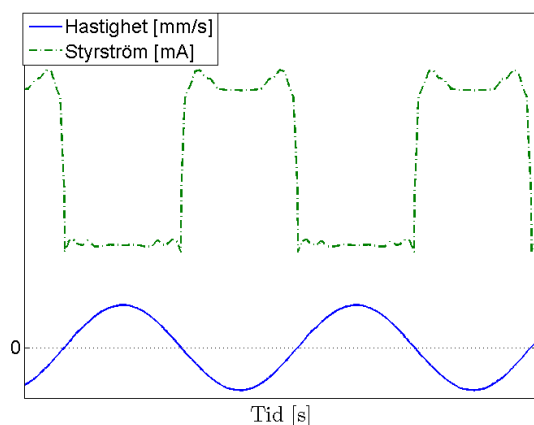
Önskvärt vore om dämparen, till beloppet, gav mer kraft då hastighet och acceleration är likriktade, det vill säga $\text{sign}(a) = \text{sign}(v)$, *A* i *figur 5.9*, samt att dämparen, till beloppet, gav mindre kraft då hastighet och acceleration är motriktade, $\text{sign}(a) \neq \text{sign}(v)$, *B* i *figur 5.9*, för att den genererade kraften skall närma sig referensen, se *figur 5.9* och *5.10*. Detta löses genom att öka styrströmmen där kraften bör vara högre samt minska styrströmmen där kraften bör vara lägre. De områden där strömmen skall förändras är sådana där accelerationen inverkar. Därför kan det vara intressant att framkoppla accelerationen. Den enklaste versionen av framkoppling är en proportionell förstärkning, dock med olika tecken för returslag och kompressionsslag för att följa resonemanget ovan, se *figur 5.12*.

$$\begin{aligned} i_{ff,comp} &= K_{ff} \cdot a \\ i_{ff,reb} &= -K_{ff} \cdot a \end{aligned} \quad (5.14)$$

De strömkurvor som används vid utveckling av framkopplingen har en låg strömnivå för kompressionsslag, vilket ger mycket lägre hysteres än en hög strömnivå, se *figur 5.11*. Detta gör att framkopplingen endast behöver användas på returslagen, och därmed blir det lättare att utvärdera resultaten, och se vilka resultat som



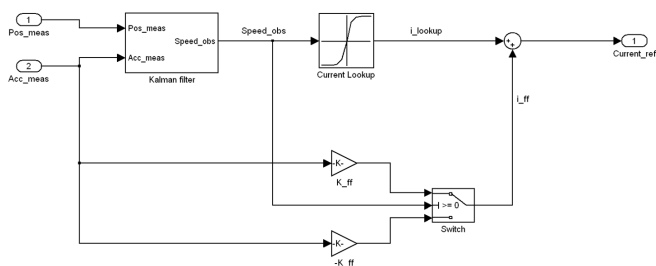
Figur 5.10. Visar på att reglerfelet är som störst då accelerationen är stor och minskar då accelerationen minskar. Det syns främst på returslag, detta då strömnivån är låg för kompressionslag, vilket ger mindre hysteres.



Figur 5.11. Visar på skillnader i strömnivå som finns för kompressionslag och returslag. Simulering för sinustest med hastighet 0.25 m/s och frekvens 4 Hz, och strömnivå *Sport*.

kommer från framkoppling på returslagen.

En proportionell framkoppling gör att dämparen får ett bra beteende. Dock krävs olika förstärkningar för olika svängningsfrekvenser. Detta skulle kunna lösas genom att anta att dämparen alltid utsätts för en sinuskurva, och därmed skatta svängningsfrekvensen. Det kan göras genom att mäta tiden mellan nollgenomgångar för hastigheten. Antag att tiden mellan två nollgenomgångar är halva periodtiden så



Figur 5.12. Visar styrsystemet med framkoppling.

kan frekvensen räknas ut. Detta visade sig dock svårt att implementera på ett bra sätt samt att en sådan skattning missar då dämparen får andra hastighetsprofiler, till exempel ett stegsvar. Därför valdes att inte använda en skattning av frekvens.

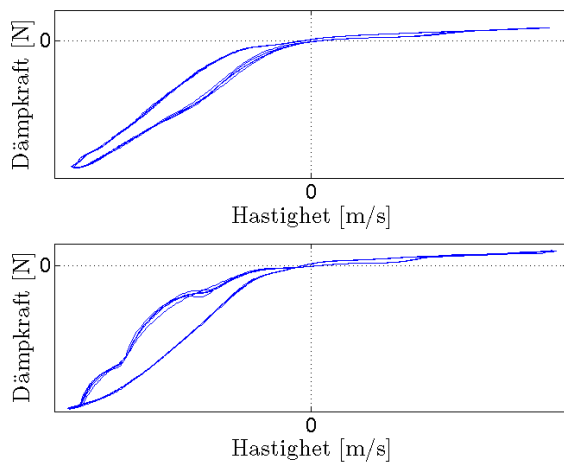
Antag att då hastigheten är hög så är frekvensen hög. Detta bör stämma då det endast finns en begränsad slaglängd. För att dämparen ska kunna utsättas för höga hastigheter krävs alltså att de inte uppstår under alltför lång tid. Med detta antagande kan framkopplingen göras beroende av hastigheten, $K_{ff} = f(v)$, och borde därmed påverka olika frekvenser.

När en integrerande framkoppling testades gjordes upptäckten att förstärkningen borde vara hög nära noll och mindre för högre hastigheter. Det leder till att framkopplingen inte ökar kraften för mycket vid max amplitud vid sinustest. Vilket även leder till att kraften inte minskar för fort då dämparen retarderar, se figur 5.13. Implementeringen av detta görs med hjälp av en uppslagstabell, vilket även gör det lätt att justera de olika värdena, se figur 5.14.

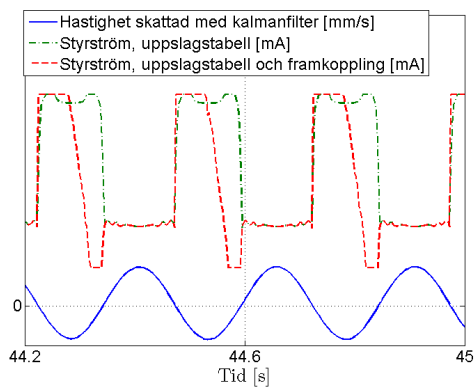
För att öka antalet designparametrar i framkopplingen kan förstärkningen delas upp i fyra delar, se figur 5.15.

1. $v > 0$ och $\text{sign}(a) = \text{sign}(v)$
2. $v > 0$ och $\text{sign}(a) \neq \text{sign}(v)$
3. $v < 0$ och $\text{sign}(a) = \text{sign}(v)$
4. $v < 0$ och $\text{sign}(a) \neq \text{sign}(v)$

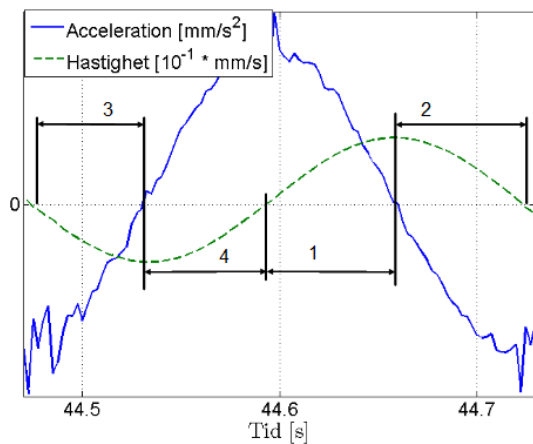
Detta leder till att framkopplingen kan justeras mer exakt beroende på vilket betedande stötdämparen har. Olika CES-system kan generera kraft olika fort, beroende på hur dämparen är designad. Exempel på hur detta användes finns i avsnitt 5.5. Exempel på hur framkopplingen delas upp i olika delar ses i figur 5.16.



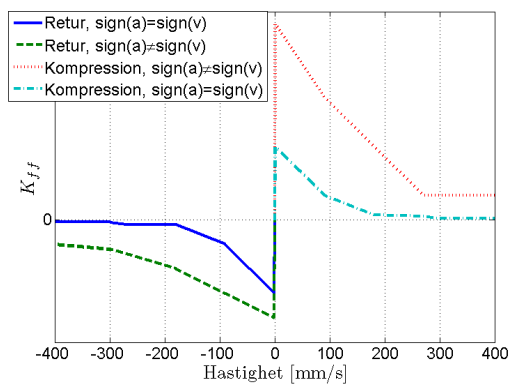
Figur 5.13. Visar två sinustester, båda med frekvensen 4 Hz. Den övre har en max hastighet på 0.1 m/s och den nedre 0.25 m/s. Framkoppling av accelerationen med en konstant, K_{ff} . Visar på hur en förstärkning som får ett bra beteende för en låg hastighet gör att kraften avtar för snabbt då dämparen retarderar vid den högre hastigheten, se *A* i nedre grafen.



Figur 5.14. Styrström som funktion av tid. Ett exempel på hur accelerationsframkoppling påverkar styrströmmen. *Framkoppling enligt ekvation 5.14.*

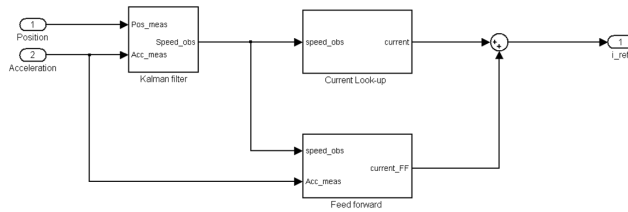


Figur 5.15. Illustrerar de olika områden där framkopplingen kan ställas in separat.



Figur 5.16. Beskriver hur framkopplingen är hastighetsberoende och uppdelad i fyra delar.

5.4 Utvecklad styrning



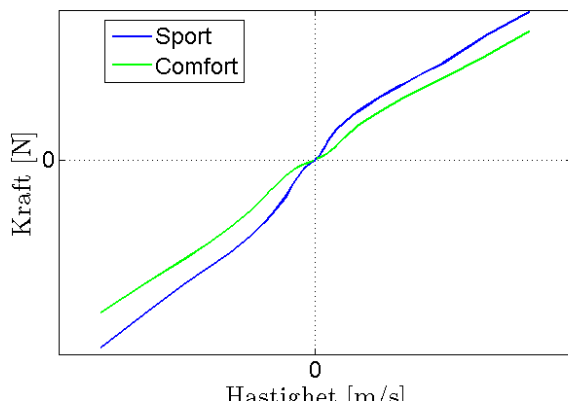
Figur 5.17. Illustrerar hur styrsystemet utvecklats för att minska hysteresen i CES-system.

För att få ett bra beteende på *Öhlins Racing*:s CES-system krävs att hastigheten skattas på ett bra sätt, till exempel med ett Kalmanfilter, se avsnitt 5.1.1. Accelerationen framkopplas för att hantera dynamiken i dämparen, se avsnitt 5.3. Referenstabellen finns kvar för att styra statiska beteenden. Hela styrsystemet kan ses i figur 5.17. För resultat se kapitel 6.

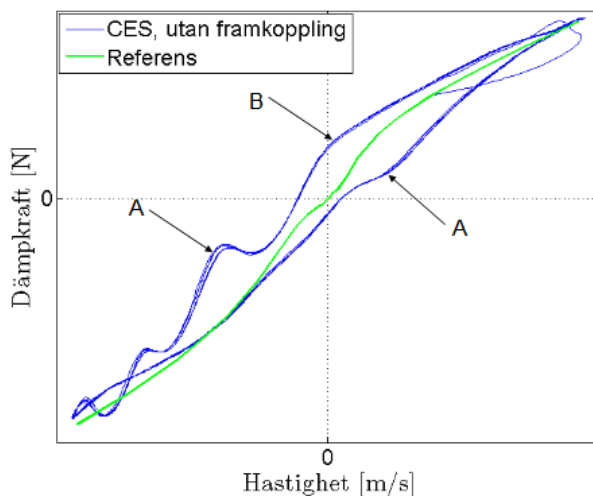
5.5 Implementering i olika CES-system

Avsnittet beskriver arbetsgången för att få ett CES-system med bra dynamik. Arbetet med utvecklingen av styrsystem är gjort på CES-dämpare A. De teorier som tagits fram testas på CES-dämpare B, detta för att validera att styrningen fungerar för olika CES-system. Arbetsgången kan användas då CES-dämparen är tänkt att styras med ett antal olika karakteristikor, till exempel *Sport* och *Komfort*.

1. Bestäm olika karakteristikor för dämparen. Till exempel olika inställningar för en passiv dämpare, se figur 5.18.
2. Skapa en statisk referenstabell.
3. Genomför tester för att undersöka dämparens dynamik. Detta görs helst med sinustester för ett antal olika hastigheter och frekvenser.
4. Beroende på dämparens dynamik då den endast styrs med en statisk modell justeras accelerationsframkopplingen för att styra dynamiken i dämparen och därmed minska hysteresen. A i figur 5.19 visar på de områden där strömmen bör bli större, då kraften bör vara större. B i figur 5.19 visar på de områden där strömmen bör bli mindre, då dämparen genererar för mycket kraft. Denna dämparen styrs med en hastighetsberoende förstärkning som är uppdelad i fyra olika områden, se avsnitt 6.3 för resultat. Förstärkningarna kan bestämmas genom att experimentella tester justera så att ett bra beteende fås. Om förstärkningarna är lika för flera hastigheter kan de ersättas med en konstant förstärkning.



Figur 5.18. Resultatet från en rampkörning med en passiv dämpare. Resultatet används till att skapa referenserna *Sport* och *Comfort*.



Figur 5.19. Test av dämparens dynamik. Sinustest, 4 Hz, hastigheten 0.25 m/s och strömnivån är *Sport*. Styrningen är endast gjord med modellen för öppen styrning, alltså utan accelerationsframkoppling. *A* visar där dämparen genererar för lite kraft och *B* visar där dämparen genererar för mycket kraft i förhållande till referensen.

5.6 Förkastade idéer

Under arbetet med att minska hysteresen i stöddämparen användes ett par olika metoder som förkastades.

Ett tydligt samband som syntes tidigt var att dämparen inte ger tillräckligt med

kraft då den accelereras och för mycket kraft då den decelereras. Detta gav upphov till idén att multiplicera den styrström som beräknas i modellen för öppen styrning med en konstant, k . Där $k > 1$ då $\text{sign}(v) = \text{sign}(a)$ och $k < 1$ då $\text{sign}(v) \neq \text{sign}(a)$. Denna metod fungerade dåligt, då den har en tendens att inducera svängningar i testriggen. Svängningarna uppstod då dämparen fick ett stort hopp i styrsignal. Därmed uppstod tanken att en mjuk övergång mellan att öka styrströmmen till att minska styrströmmen skulle ta bort svängningarna. Om kraften kan minskas då $\text{sign}(v) \neq \text{sign}(a)$ så borde hysteresen minskas betänkligt. En mjuk övergång borde inträffa om en signal integreras. Därför gjordes förstärkningen, k , om till en integral som verkar då området $\text{sign}(v) \neq \text{sign}(a)$ nås.

$$i_{ref,adjust} = i_{ref} \left(1 - \int k_i dt \right) \quad (5.15)$$

Likt en enkel framkoppling fungerar detta endast för enstaka hastigheter och frekvenser. För de andra så minskar inte strömmen tillräckligt eller så minskar den för mycket. För att motverka detta så gjordes k_i till en funktion av hastighet. Önskvärt verkade att en större konstant var bra för låga hastigheter och en lägre konstant för höga hastigheter. Därmed valdes en funktion som är stor för låga hastigheter och en som är liten för höga hastigheter.

$$k_i = k (v_{max} - v) \quad (5.16)$$

Där k och v_{max} är designparametrar. Detta system fungerade förhållandevis bra. Ett problem är att integralen ofta introducerade svängningar i systemet, något som inte är önskvärt. Det kommer kanske inte inträffa på en motorcykel då en dynamometer forcerar rörelsen, något som inte görs i verklig applikation. Dock kan de självsängningar som uppträder komma att ge konstiga beteenden på en motorcykel. Även det faktum att integralen tar sån stor hänsyn till gamla värden ledde till beslutet att skrota denna idé. Det är styrprincipen med integraler som gav idén om att göra en hastighetsberoende framkoppling.

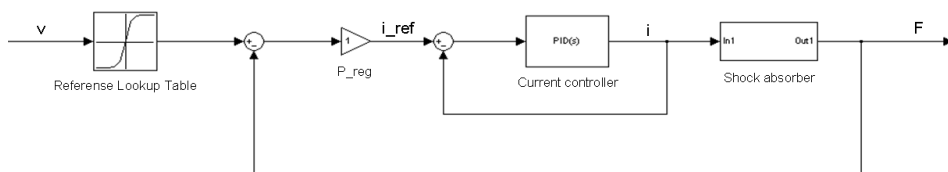
Resultat från denna metod finns i *avsnitt 6.5*.

5.7 Kraftåterkoppling

Under inledningen av examensarbetet gjordes en del dynotester där kraften som uppmättes i lastcellen återkopplades till reglersystemet, *se figur 5.20*. Eftersom det i nuläget inte finns något bra sätt att kontinuerligt mäta dämpkraften på en motorcykel så kunde kraftåterkopplingen endast testas i dynamometern.

Målet med kraftåterkopplingen var att försöka skapa en reglering som fick kraften att följa referensen så bra som möjligt. Om detta lyckades skulle strömmen kunna loggas och dess beteende vid olika kritiska punkter skulle kunna användas som underlag för det fortsatta arbetet.

För att kunna använda ett återkopplat system krävs en referens, vilken skapades med en uppslagstabell där hastighet är insignal och önskad kraft är utsignal. För



Figur 5.20. Enkel skiss av kraftåterkopplingen med hastighet som insignal. Vid testerna skattades hastigheten genom att filtrera och derivera positionen.

att göra regleringen så enkel som möjligt användes en P-regulator⁴. P-regulatorn ger den önskade strömmen genom ventilen, och en separat återkoppling styr att den verkliga strömmen blir rätt.

Resultat av kraftåterkoppling kan ses i *avsnitt 6.6*. Slutsatserna är att det är otroligt svårt att implementera en återkoppling av kraften. En begränsad tid lades på kraftåterkopplingen då målet inte var att lösa detta problem då det inte är aktuellt att implementera på en motorcykel inom kort. Dock erhöles lärdomen att det är viktigt att mäta rätt signaler.

⁴Se avsnitt 3.2 för teori bakom P-regulatorer.

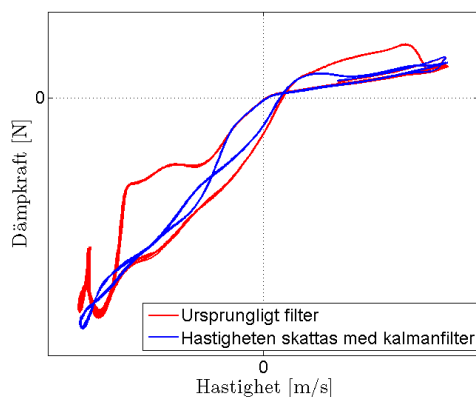
Kapitel 6

Resultat

Kapitlet innehåller resultat som uppnåtts under examensarbetet. Hur mycket bättre blev dämparen av att hastigheten skattas mer exakt? Hur stor förbättring gör en accelerationsframkoppling? Vilken styrprecision har systemet? Går resultatet att använda på andra CES-system? Det är exempel på frågeställningar som besvaras.

6.1 Skattning av hastighet

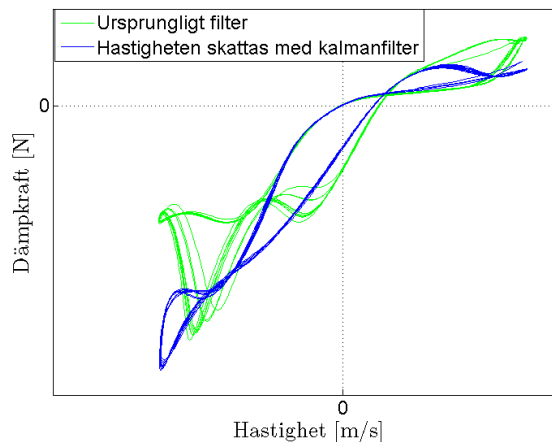
För att kunna förbättra prestandan på dämparen krävs att hastigheten skattas på ett bra sätt i fråga om tidsförskjutning och amplitud, detta kan göras med ett kalmanfilter. Efter parameterjustering fås en skattning av hastigheten, vilken fungerar tillfredsställande för applikationen samt ger en bättre uppskattning än tidigare resultat.



Figur 6.1. I F-v grafen ses minskningen av den hysteres som uppstår då hastigheten skattas med ett kalmanfilter i stället för att skattas med en lågpasfiltrering följt av en derivering. Testet är gjort för en hastighet på 0.25 m/s med en frekvens på 4 Hz.

Enligt figur 5.4 fås en mycket bättre uppfattning om hastigheten, vilket ger testresultat enligt figur 6.1 - 6.3. Jämförelsen mellan de olika sätten att skatta hastighet visar en klar förbättring med Kalmanfilter. En opassande signalfiltrering följt av en derivering visar tydligt att tidsfördröjningen gör så att ECU:n en kort stund försöker styra ström för ett kompressionsslag en bit in på returslaget och vice versa, *A* i figur 6.1.

I figur 6.1 blir resultatet väldigt mycket bättre bara av att hastigheten skattas på ett bättre sätt. Dock kan noteras att dämparen körs i *Normal*-läge, vilket ger en förhållandevis låg strömnivå, samt att en 4 Hz sinuskurva är relativt långsam. Vid sinustest med 8 Hz är beteendet sämre igen, se figur 6.2.

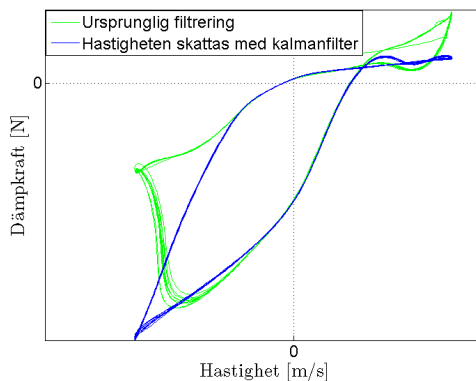


Figur 6.2. I F-v grafen ses minskningen av hysteres som uppstår då hastigheten skattas med ett kalmanfilter i stället för att skattas med en lågpasfiltrering följt av en derivering. Testet är gjort för en hastighet på 0.25 m/s med en frekvens på 8 Hz.

Skattningen av hastighet skulle troligen kunna göras på lite andra sätt, till exempel kan den tillståndsmodell som skapas användas till att skapa en observatör som återkopplar mätvärden utan att ta hänsyn till brus och felkällor. Att det blev just kalmanfilter beror på att den tar hand om mätbrus och kan korrigera för fel i mätningar. Dämparen skulle kunna få bra prestanda enbart med hjälp av en förbättrad hastighetsskattning och en bättre referenstabell. Dock finns det risk att referenstabell kan bli stor och klumpig att skapa. Troligen blir det smidigare att styra dynamiken med en accelerationsframkoppling.

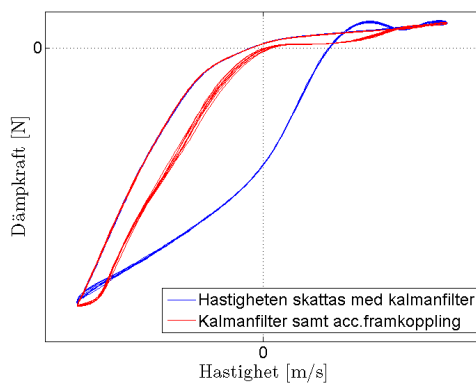
6.2 Framkoppling

Genom att införa en bättre skattning av hastighet förbättras prestandan avsevärt för vissa körfall. Det finns dock områden som inte förbättras lika mycket, se figur 6.3.

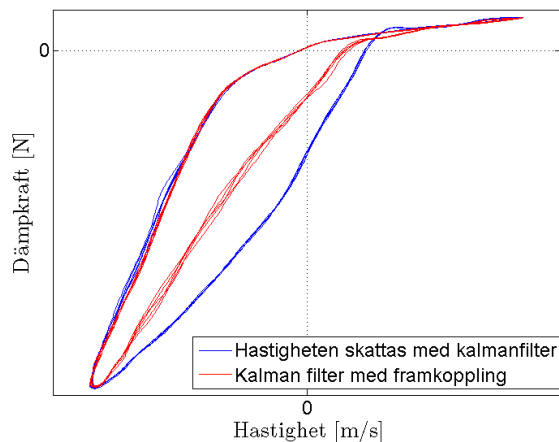


Figur 6.3. I F-v grafen ses hur hysteresen minskar då hastigheten skattas med ett kalmanfilter i stället för att skattas med en lågpasfiltrering följt av en derivering. Testet är gjort för en hastighet på 0.25 m/s med en frekvens på 8 Hz och körläge sport.

För att minska hysteresen installeras en framkoppling som är hastighetsberoende. Därmed förbättras prestandan avsevärt, se figur 6.4 - 6.5.

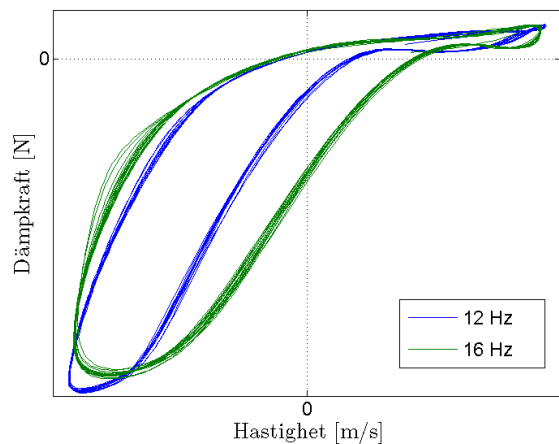


Figur 6.4. I F-v grafen ses hur hysteresen minskar då regleringen utökas ytterligare med en accelerationsframkoppling. Testet är gjort för en hastighet på 0.25 m/s med en frekvens på 8 Hz och körläge sport.



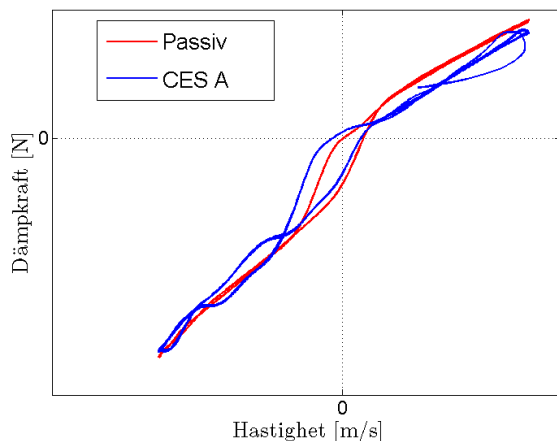
Figur 6.5. I F-v grafen ses hur hysteresen minskar då regleringen utökas ytterligare med en accelerationsframkoppling. Testet är gjort för en hastighet på 0.1 m/s med en frekvens på 4 Hz och körläge sport.

Sinustester upp till 8 – 10 Hz går att få till på ett bra sätt, men frekvenser över detta är väldigt svårt att reglera, se figur 6.6. Det beror på att svarstiden i hydraulventilen får betydelse samt att rörelsen på kolven är väldigt liten, läs mer om detta i avsnitt 6.4.

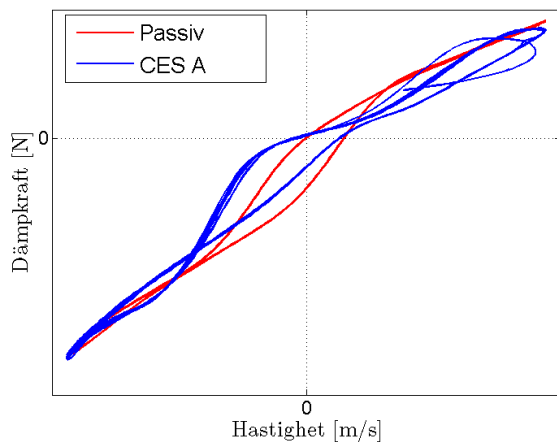


Figur 6.6. Grafen visar hur regleringen brister för höga frekvenser, i detta fall 12 Hz och 16 Hz vid 2.5 m/s. Här börjar CES-ventilens svarstid vara en stor del av ett slag och därmed påverkar det prestandan väldigt mycket.

Den utvidgning av styrsystemet, framkoppling och kalmanfilter, som gjorts minskar tydligt hysteresen i systemet, men frågan är då hur bra är prestandan? Detta testas genom att följa samma arbetsgång som i *avsnitt 5.5*. Dämparna som används är en passiv dämpare, vilken fungerar som referens, samt CES-dämpare A. Resultat för detta finns i *figur 6.7 - 6.8*.



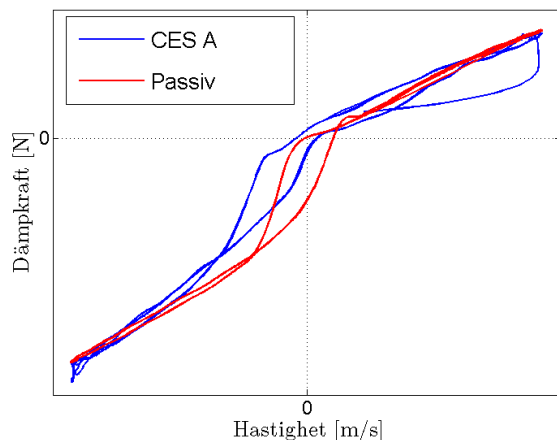
Figur 6.7. I figuren ses resultatet av en sinuskörning, 4 Hz och 0.25 m/s. Här ses att en CES-dämpare kan ställas in så att den fungerar i stort sett lika bra som en vanlig passiv dämpare.



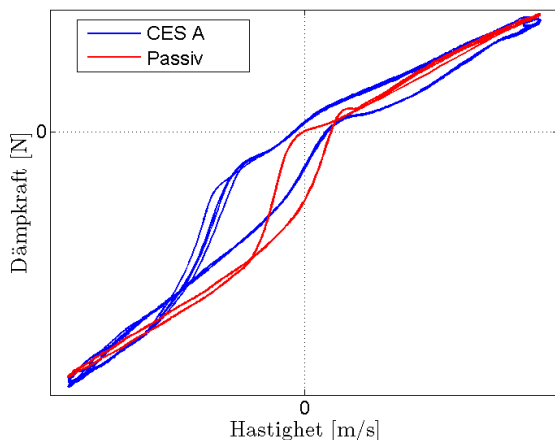
Figur 6.8. I figuren ses resultatet av en sinuskörning, 8 Hz och 0.25 m/s. Här ses att en CES-dämpare kan ställas in så att den fungerar i stort sett lika bra som en vanlig passiv dämpare.

CES-systemet genererar konsekvent lägre kraft vid kompressionsslag, skillnaden

är dock väldigt liten och därför justerades inte detta. För returslag gäller att kraften från CES-systemet ligger väldigt nära den från referensdämparen. *Uniflow*-dämparen uppvisar ungefär lika mycket hysteres som referensdämparen upp till 8 Hz, sen hinner den inte med. Noterbart är att nära noll i hastighet vid vissa körningar är hysteresen mindre för CES-systemet än för den passiva dämparen, se figur 6.9 - 6.10.



Figur 6.9. I figuren ses resultatet av en sinuskörning, 2 Hz och 0.1 m/s. Här ses att en CES-dämpare kan ställas in så att den fungerar i stort sett lika bra som en vanlig passiv dämpare. Notera att beteendet nära noll i hastighet är bättre för CES A-dämparen än för referensdämparen.



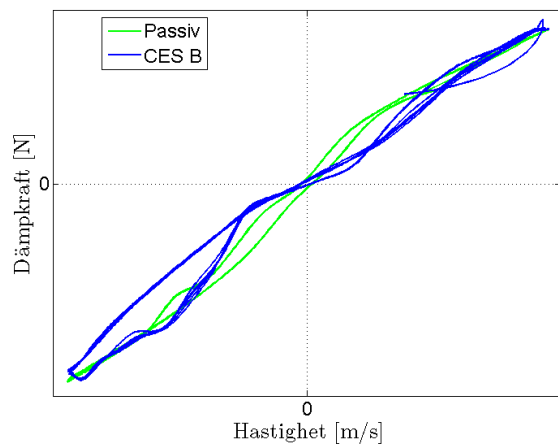
Figur 6.10. I figuren ses resultatet av en sinuskörning, 4 Hz och 0.1 m/s. Här ses att en CES-dämpare kan ställas in så att den fungerar i stort sett lika bra som en vanlig passiv dämpare. Notera att beteendet nära noll i hastighet är bättre för CES A-dämparen än för referensdämparen.

6.3 Implementering i olika CES-system

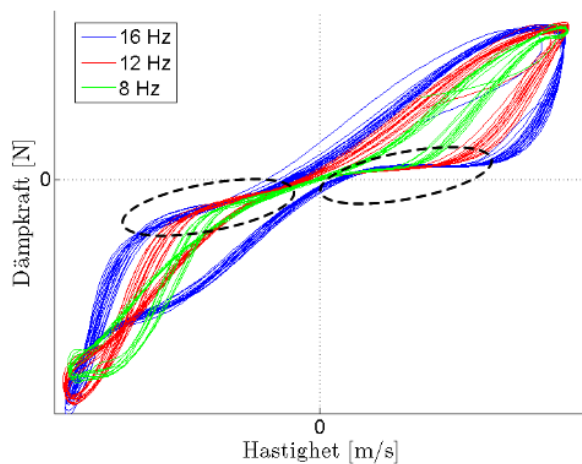
Resultatet i detta avsnitt visar hur väl de kunskaper som tagits fram stämmer för olika CES-system. Tidigare resultat i kapitlet grundar sig på tester gjorda med CES-dämpare A. Testerna i detta avsnitt är gjorda med CES-dämpare B för att validera att styrningen fungerar för flera dämpartyper.

Testkörningar med dämpare B visar på att en framkoppling borde användas för att förbättra dynamiken, se figur 5.19. Samma struktur på framkopplingen används som för tester med dämpare A. Endast de numeriska värdena på förstärkningarna justeras. Resultatet av framkopplingen kan ses i figur 6.11.

Det går att implementera styrprinciperna på olika CES-system. Dock har hydraulventilen en svarstid som märks väldigt tydligt. Svarstiden gör att kraften som genereras kommer först efter ett litet tag. Detta syns tydligt när sinustester med olika frekvens jämförs, se figur 6.12.



Figur 6.11. Resultat av implementation av styrsystem på CES-dämpare *B*. Sinustest där frekvensen är 4 Hz och hastigheten 0.25 m/s.



Figur 6.12. Resultat av implementation av styrsystem på CES-dämpare *B*. Sinustest där frekvensen varierar mellan 8, 12, 16 Hz och hastigheten 0.25 m/s. Inringat är de problem som uppstår inialt vid ett kompressions- eller returslag.

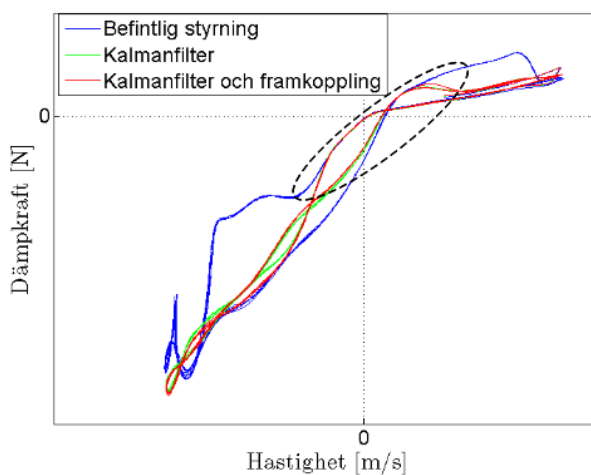
6.4 Begränsningar

Det vore självklart önskvärt att lyckas få till en reglering som gjorde att dämpkraften följde referensen helt perfekt. Dock är detta väldigt svårt och det beror främst på följande faktorer.

- Svårt att reglera vid låga hastigheter
- Svårt att reglera vid höga frekvenser
- Svarstiden i CES-ventilen

6.4.1 Svårt att reglera vid låga hastigheter

I de tester som genomförts ses i F-v-diagramen att oavsett vilken typ av reglering som används så erhålls i princip samma resultat för låga hastigheter. Exempel på detta ses i *figur 6.13* samt om man jämför *figurerna B.1, B.2, B.3, B.4 i appendix B*. Att de inringade områdena kring origo i diagramen är väldigt lika varandra vid väldigt olika typer av tester, tyder på att detta område är väldigt svårt att reglera. Det vill säga att då hastigheten är låg kan inte grafens utseende påverkas nämnvärt.

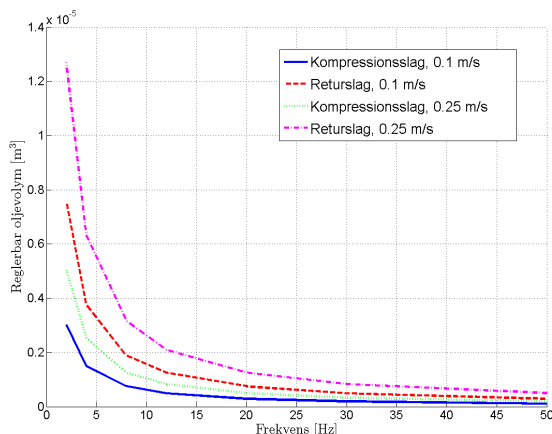


Figur 6.13. Figuren visar att det inringade området ser i princip likadant ut oavsett vilken typ av reglering som används. I detta fall jämförs den tidigare regleringen med körningar med det nya kalman filtret och accelerationsframkoppling. Figuren är resultatet av en sinuskörning vid 4 Hz med hastigheten 0.25 m/s.

Anledningen till detta är att vid så låga hastigheter är det lättare för flödet att gå genom läckflödesstryppningarna än genom CES-ventilen, se figur 2.2 samt 2.3. Vilket styrker att området kring origo har begränsad reglerbarhet, eftersom det krävs ett flöde genom CES-ventilen för att kunna styra kraften i dämparen. Detta beteendet kring origo kan även ses då tester görs med olika nivåer av konstant ström till CES-ventilen, se figur B.5.

6.4.2 Svårt att reglera vid höga frekvenser

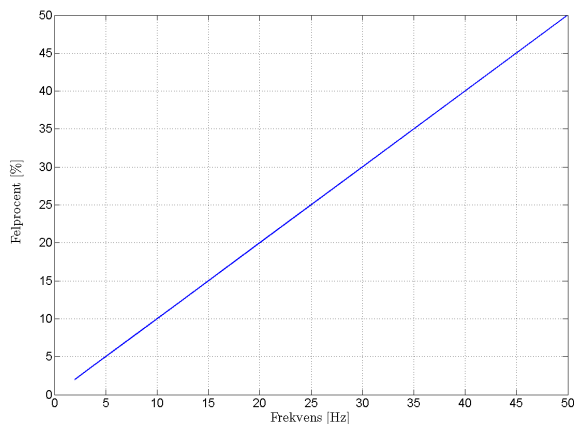
Testresultaten visar att regleringen fungerar bra upp till frekvenser på 8 Hz för att vid 12 Hz och uppåt fungera sämre och sämre allt eftersom frekvensen ökar, se figur 6.6. Detta beror till största del på att när frekvensen ökar så minskas dämparens slaglängd och därmed den oljevolym som passerar ventilen, se figur 6.14. Som nämnt tidigare är möjligheten att styra flödet genom ventilen nyckeln till att kunna styra kraften i dämparen.



Figur 6.14. Figuren visar hur den oljevolym som passerar CES-ventilen varierar med frekvensen, vid kompressions- respektive returslag. Noterbart är att kurvorna är som brantast upp till ca. 12 Hz för att sedan plana ut, vilket tyder på att över ca. 12 Hz krävs en mycket noggrannare reglering för att uppnå bra resultat. För beräkningar, se appendix B.2, ekvation B.1, B.2 och B.3.

6.4.3 Svarstid i hydraulventilen

CES-ventilen har en svarstid på ungefär 5 ms, vilken vid höga frekvenser bidrar till en stor procentuell tidsförskjutning i regleringen, se figur 6.15. Resultatet blir att även då hastigheten har passerat området där läckflödesstryppningen spelar stor roll kan det dröja innan kraften i dämparen byggs upp, se A i figur 6.12. Det faktum att problem med svarstiden syns tydligare vid tester med dämpare B än

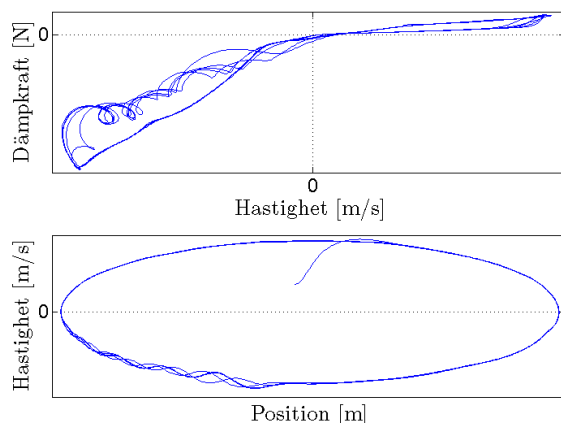


Figur 6.15. Figuren visar hur stor del CES-ventilens svarstid på 5 ms inverkar på ett kompressions- eller returslag. Exempel ur figur: Vid 20 Hz motsvarar 5 ms 20 % av tiden för ett kompressions- eller returslag. Detta medför att signalen från reglersystemet kommer när 20 % av kompressions- eller returslagsrörelsen redan genomförs.

dämpare A kan bero på att någon del av mekaniken i dämparen inte fungerar som planerat.

6.5 Förkastade idéer

Tanken att öka eller minska styrströmmen med en förstärkning, k , har en tendens att introducera svängningar i testtriggen, se figur 6.16.



Figur 6.16. Visar de problem med svängningar i testtriggen som uppstod då styrströmmen varierades med en konstant, k .

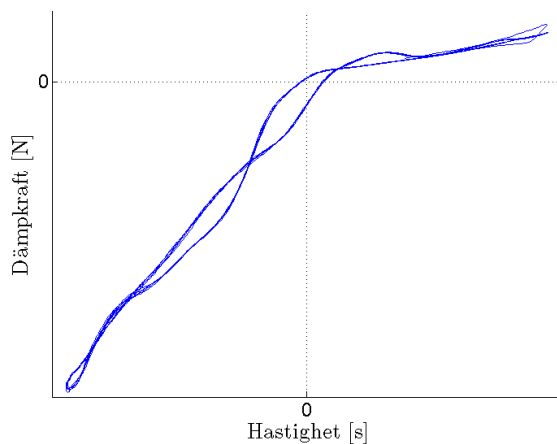
För att motverka svängningar infördes en integrerande minskning av styrströmmen. Detta gav bra resultat för olika hastigheter och frekvenser, beroende på förstärkningen, k_i , se ekvation 5.15 och figur 6.17 för resultat. Dock finns fortfarande problem med att systemet introducerar svängningar i testtriggen för vissa frekvenser.

Det faktum att en integrerande framkoppling främst tar hänsyn till "gammal" data gör att det inte känns riktigt aktuellt att försöka implementera på en applikation där insignalen, vägen, kan betraktas som brus.

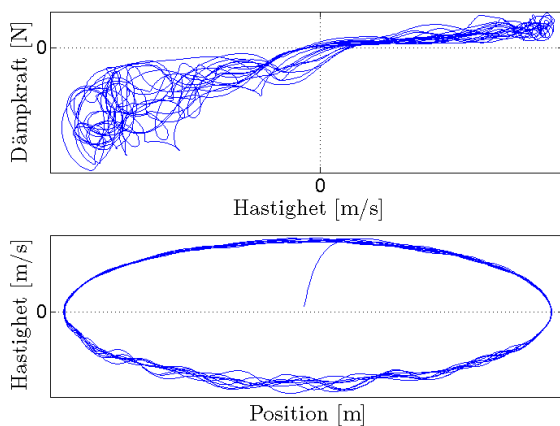
6.6 Kraftåterkoppling

Tester med att återkoppla kraften gav en viktig lärdom. Vikten av att mäta rätt! Eftersom testtriggen är ett återkopplat reglersystem och dämparen, för dessa test, också är ett återkopplat system fås någon typ av självsvängning mellan de två systemen, se figur 6.18. Detta beror antagligen även på att i dynamometern så är rörelsen påtvingad, vilket inte är fallet på en motorcykel.

Detta försökte åtgärdas genom att minska förstärkningen, K_p , vilket dock inte gav något bättre resultat. En del av problemen kan även bero på att mätning av position och kraft via testtriggen inte fungerade speciellt bra och inte var enkelt att åtgärda. Detta kan ha gett upphov till att tidsfördröjningar har erhållits. Vilket i så fall kan ha bidragit till att öka problemen med självsvängningar.



Figur 6.17. Resultat för framkoppling som integreras. Sinustest med frekvens 4 Hz och 0.25 m/s. Det är tydligt att det fungerar att integrera en framkoppling i testrigg.



Figur 6.18. Visar på de problem som uppstod vid kraftåterkoppling. P-v-grafen skall inte ha några svängningar, då fungerar testriggen som planerat.

Kraftåterkopplingen las på hyllan utan att bli löst då det ansågs kosta mer tid än det sparar för att lösa problemet med öppen styrning.

Kapitel 7

Diskussion och förslag på vidare arbete

Målet med examensarbetet var att via experimentella tester förbättra prestandan hos CES-dämparen. Vi kan konstatera att resultatet har blivit lyckat. Hysteresen minskades kraftigt då hastigheten skattades med ett kalmanfilter. När sedan en accelerationsfrankoppling lades till detta förbättrades resultatet ytterligare. Men resultaten visar även att det finns en del kvar att göra.

Exempelvis har det varit stora problem med frekvenser från 12 Hz och uppåt. Problem vid höga frekvenser beskrivs i resultatet och beror detta till stor del på att CES-ventilen har en svarstid på ca. 5 ms som gör att systemet blir för långsamt vid höga frekvenser. Detta i kombination med att slaglängden på dämparen minskar mycket vid höga frekvenser så att den reglerbara oljevolymen genom ventilen blir liten, gör att det blir svårt att reglera dämpkraften med större noggrannhet.

Resultaten visar även på att området kring "nollan" i F-v diagramen var svårt att reglera. Detta antas bero på att det dämparen är utrustat med läckflödesstryppningar som ska minska den kraft som behövs för att initiera en rörelse på dämparen. Vid de låga hastigheterna kring "nollan" går flödet helt enkelt genom läckflödesstryppningarna i stället för genom CES-ventilen.

Även de backventiler som används har en viss svarstid och ett visst beteende som påverkar dynamiken i dämparen. Detta kan påverka området kring noll mycket, dock har justering av dessa inte ingått i detta examensarbete.

Vad kan man då göra för att åtgärda detta? Den första tanken är att om man kan minska svarstiden på ventilen så har man mycket att hämta på de högre frekvenserna. Eftersom det verkar fullt möjligt att konstruera ett kalmanfilter som med väldigt hög noggrannhet skattar hastigheten i systemet är det endast svarstiderna i övriga systemet som fortfarande ger tidsförskjutningar. I ett system som är så snabbt som CES-systemet, är varje millisekund viktig. För att lösa svårig-

heterna att reglera vid låga hastigheter behöver man antagligen lägga tid på att undersöka hur mekaniska delar av dämparen kan förbättras för att ge önskat beteende.

Vidare kan kalmanfiltret utvecklas genom att öka samplingsfrekvensen. Det borde göra att skattningen kan bli mer exakt. Det är dock något som får undersökas mer noggrant.

För att vara säker på att framkopplingen fungerar på en motorcykel kan det vara önskvärt att utrusta dämparen med två accelerometrar, även om det går att skatta hastigheten med en accelerometer. Om uppmätt acceleration inte stämmer tillräckligt väl överens med verklig acceleration kommer framkopplingen troligen att missa och reglera på fel område. En annan fördel som fås av att använda två accelerometrar är att oönskade vibrationer kan försvinna om de uppstår i båda accelerometrarna.

En tänkbar fortsättning för utvecklingen av dämparens styrsystem är att utveckla framkopplingen så den blir en tabell som tar hänsyn till fler variabler, till exempel frekvens.

Resultatet av examensarbetet har gett en klar ökning av CES-systemets prestanda för frekvenser upp till 12 Hz. Detta medför att den kraft som önskas i dämparen stämmer överens med den som faktiskt ställs ut i mycket större utsträckning. När det finns en säkerhet i vad kraften kommer att vara förbättras förutsättningarna för att olika övergripande styrstrategier ska kunna tillämpas.

Litteraturförteckning

- [1] Industriell reglerteknik, Kurskompendium. Institutionen för systemteknik, ISY, Linköpings Universitet. 23 December 2008.
- [2] R. Loman. Modellering och simulering av en semiaktiv motorcykeldämpare. Examensarbete MMK 2010:22 MDA 360. Industriell teknik och management, KTH. 26 Februari 2010.
- [3] J. Söderberg. Black-box modeling of a semi-active motorcycle damper. Examensarbete XR-EE-RT 2011:001. Electrical Engineering, KTH. Februari 2011.
- [4] J. Y. Wong. Theory of Ground Vehicles. John Wiley & Sons Inc, 3:e utgåvan, 2001.
- [5] L. Ljung och T. Glad. Reglerteori, Flervariabla och olinjära metoder. Studentlitteratur, 2:a utgåvan, 2003.
- [6] L. Ljung och T. Glad. Modellbygge och simulering. Studentlitteratur, 2:a utgåvan, 2004.

Bilaga A

Tillståndsstorlek

Denna appendix beskriver satsen 5.3 i [5]. Bevis står att finna på sidorna 142–143 i [5].

Betrakta systemet

$$\dot{x} = Ax + Bv \quad (\text{A.1})$$

där v är vitt brus med intensitet R .

$$x = (pI - A)^{-1} Bv \quad (\text{A.2})$$

Vilket visar att, om A är stabil, x 's spektrum är

$$\Phi_x(\omega) = (i\omega I - A)^{-1} B R B^T \left((i\omega I - A)^{-1} \right)^T \quad (\text{A.3})$$

Då blir storleksmättet, kovariansmatrisen, för x

$$\Pi_x = R_x = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_x(\omega) d\omega \quad (\text{A.4})$$

Sats om tillståndsstorlek

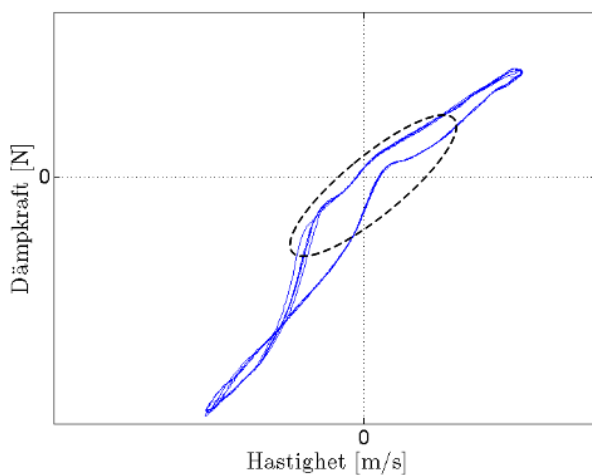
Låt Π_x vara definierat enligt ovan, där A 's alla egenvärden ligger strikt i stabilitetsområdet. Då gäller att Π_x är lösningen till matrisekvationen

$$A\Pi_x + \Pi_x A^T + B R B^T = 0 \quad (\text{A.5})$$

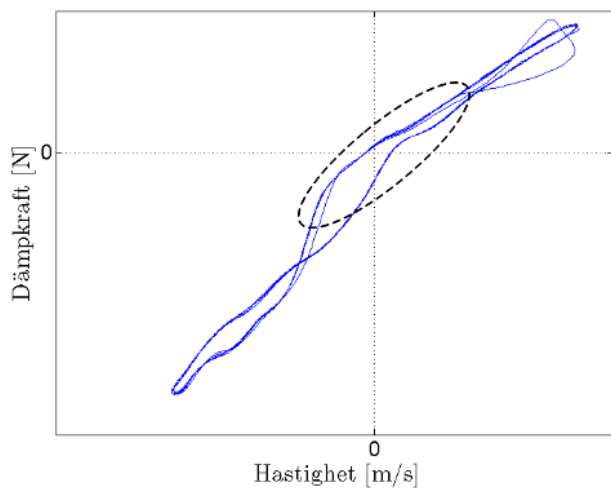
Bilaga B

Begränsningar

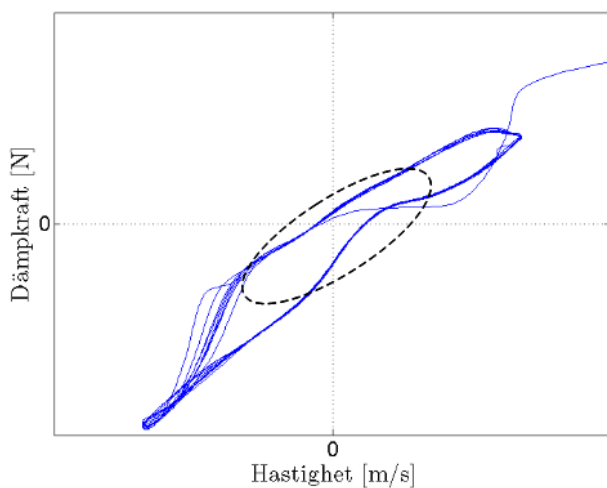
B.1 Svårt reglera vid låga hastigheter



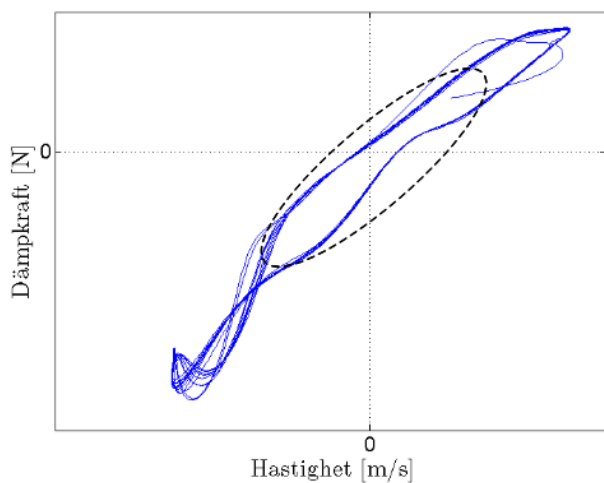
Figur B.1. Figuren är resultatet av en sinuskörning vid 4 Hz med hastigheten 0.1 m/s med CES-dämpare A. Observera det inringade området och jämför med samma område i figurerna B.2, B.3 och B.4. Notera liketen mellan dessa områden kring origo.



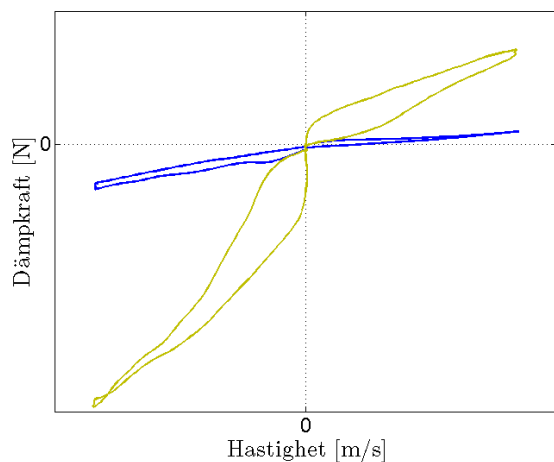
Figur B.2. Figuren är resultatet av en sinuskörning vid 4 Hz med hastigheten 0.25 m/s med CES-dämpare A. Observera det inringade området och jämför med samma område i figurerna B.1, B.3 och B.4. Notera liketen mellan dessa områden kring origo.



Figur B.3. Figuren är resultatet av en sinuskörning vid 8 Hz med hastigheten 0.1 m/s med CES-dämpare A. Observera det inringade området och jämför med samma område i figurerna B.1, B.2 och B.4. Notera liketen mellan dessa områden kring origo.



Figur B.4. Figuren är resultatet av en sinuskörning vid 8 Hz med hastigheten 0.25 m/s med CES-dämpare A. Observera det inringade området och jämför med samma område i figurerna B.1, B.2 och B.3. Notera liketen mellan dessa områden kring origo.



Figur B.5. Figuren är resultatet av en sinuskörning vid 4 Hz med hastigheten 0.25 m/s med CES-dämpare A. Testet är kört med två olika nivåer av konstantström till ventilen, största och minsta styrström. Notera hur kurvorna för de olika strömnivåerna sammanfaller vid låga hastigheter runt origo.

B.2 Reglerbar oljevolym

Beteckning	Namn	Enhet
V_k	Reglerbar oljevolym vid kompressionsslag	[m ³]
V_r	Reglerbar oljevolym vid returslag	[m ³]
A_a	Kolvarea i kammare A	[m ²]
A_b	Kolvarea i kammare B	[m ²]
s	Slaglängd	[m]
A	Amplitud på referens	[m/s]
f	Frekvens på referens	[Hz]
ω	Vinkelhastiget	[rad/s]

$$s = \max \int A \sin(\omega t) dt = \max \left[-\frac{A}{\omega} \cos(\omega t) \right] = \frac{A}{\omega} = \frac{A}{2\pi f} \quad (\text{B.1})$$

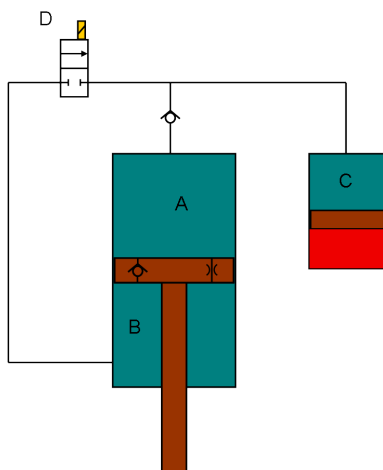
Kompressionsslag

$$V_k = s \cdot (A_a - A_b) = s \cdot A_k = \frac{A}{2\pi f} A_k \quad (\text{B.2})$$

Returslag

$$V_r = s \cdot A_b = \frac{A}{2\pi f} A_b \quad (\text{B.3})$$

Ekvationerna visar hur den volym olja som passerar ventilen, D i figur B.6, varierar beroende på *frekvens*, *amplitud* och *area*. Notera att då frekvensen ökas minskar den reglerbara oljevolymen.



Figur B.6. Schematisk skiss av en CES-dämpare.