

Utvärdering av metoder och modeller för att simulera växlingskomfort i entreprenadfordon

Examensarbete

utfört i **Fordonssystem**,
Institutionen för systemteknik
Vid **Linköpings universitet**

av **Daniel Brengdahl**

Regnr: LITH-ISY-EX—05/3735--SE

11 maj 2005

Utvärdering av metoder och modeller för att simulera växlingskomfort i entreprenadfordon

Examensarbete

utfört i **Fordonssystem,**
Institutionen för systemteknik
Vid **Linköpings universitet**

Utfört för **Volvo Construction Equipment Components AB**
av **Daniel Brengdahl**

Regnr: LITH-ISY-EX—05/3735--SE

Handledare: **Conny Carlqvist MSc**
Volvo CE Components AB

Johan Wahlström MSc
Linköpings Universitet

Examinator: **Professor Lars Nielsen**
Linköpings Universitet

Linköping 2005-05-11

 LINKÖPINGS UNIVERSITET	Avdelning, Institution Division, Department Institutionen för systemteknik 581 83 LINKÖPING	Datum Date 2005-04-29
--	---	------------------------------------

Språk Language <input checked="" type="checkbox"/> Svenska/Swedish <input type="checkbox"/> Engelska/English	Rapporttyp Report category <input type="checkbox"/> Licentiatavhandling <input checked="" type="checkbox"/> Examensarbete <input type="checkbox"/> C-uppsats <input type="checkbox"/> D-uppsats <input type="checkbox"/> Övrig rapport	ISBN ISRN LITH-ISY-EX-05/3735-SE Serietitel och serienummer ISSN Title of series, numbering _____
URL för elektronisk version http://www.ep.liu.se/exjobb/isy/3735/2005/		

Titel Title	Utvärdering av metoder och modeller för att simulera växlingskomfort i entreprenadfordon Evaluation of methods and models for simulation of gearshifting comfort in construction equipment vehicles Författare Daniel Brengdahl Author
-----------------------	--

Sammanfattning
 Abstract

Good comfort for the driver of a construction machine is crucial. Gearshift comfort is an important part of the total comfort. Volvo Construction Equipment Components has a simulation environment of the powertrain, SimPow, which is implemented in Matlab/Simulink. SimPow is mostly used for simulation of control strategies and performance. In order to be able to study gearshifting comfort, Volvo has an interest in developing new models for SimPow. The purpose of this thesis work is to build complementing models for SimPow, and evaluate what modifications are needed in order to be able to study gearshifting comfort. The work is limited to study only movement in the longitudinal direction and for one vehicle - the Wheel Loader L150E. The models are implemented in Simulink.

The complementing models are of two kinds:

- Models of the vehicle. The bodies, vehicle frame and cabin are considered as rigid bodies. Elements consisting of springs and dampers, insulators, are connecting frame and cabin. Driving forces from the wheels results in acceleration (longitudinal, vertical and rotational) and jerk for the center of gravity of the vehicle frame. The acceleration of the frame gives rise to forces in the insulators, connecting frame and cabin. These forces accelerates the cabin and the driver.
- Longitudinal models of the wheels. Torque from the powertrain gives rise to a longitudinal force, driving force, in the contact patch between ground and tire.

The conclusion from the evaluation shows that a longitudinal model of the wheels is needed. Further, it is considered sufficient to study and measure the longitudinal acceleration of the frame. Therefore, the models of the vehicle are not needed.

Nyckelord
 Keyword
 fordonsmodellering, simulering, framdrivning, hjul, däck, växlingskomfort

Sammanfattning

En god förarkomfort i entreprenadfordon blir allt viktigare och växlingskomfort är en del av den totala komforten. Volvo Construction Equipment Components har en drivlinesimuleringsmiljö, SimPow, som är byggd i Matlab/Simulink. Denna används framförallt för regler- och prestandasimuleringar. Man har intresse av att i denna utveckla simuleringsmodellerna, så att man i reglersimuleringarna har möjlighet att bedöma växlingskomfort. På så sätt kan man i ett tidigt skede av utvecklingen utvärdera ändringar i till exempel styrkod för transmissionen.

Målet med examensarbetet är att ta fram kompletterande modeller till SimPow och bedöma vilka ändringar och tillägg som måste göras för att kunna bedöma växlingskomfort.

Avgränsningarna har gjorts till att endast studera rörelse i longitudinell led och bygga modeller i Simulink. Vidare studeras endast ett fordon – hjullastaren L150E.

De kompletterande modellerna är av två typer: fordonsmodeller som överför dragkraften från hjulen till rörelse i ram, hytt och sits, samt longitudinella hjulmodeller, vilka överför vridmomentet på utgående axel till dragkraft.

Fordonsmodellerna har byggts i form av stela kroppar som påverkas av krafter och resulterar i acceleration, hastighet och position i horisontal-, vertikal- och rotationsled för kroppens tyngdpunkt. Krafter överförs mellan kropparna via horisontella och vertikala fjäderelement.

Bedömningen från utvärderingen är att en longitudinell hjulmodell bör tillföras. Vidare bedömdes det tillräckligt att studera acceleration i longitudinell led och mäta accelerationen i ramen. Modellerna för fortplantning av rörelse från ramen till hytt och föraren behövs därför inte.

Abstract

Good comfort for the driver of a construction machine is crucial. Gearshift comfort is an important part of the total comfort. Volvo Construction Equipment Components has a simulation environment of the powertrain, SimPow, which is implemented in Matlab/Simulink. SimPow is mostly used for simulation of control strategies and performance. In order to be able to study gearshifting comfort, Volvo has an interest in developing new models for SimPow.

The purpose of this thesis work is to build complementing models for SimPow, and evaluate what modifications are needed in order to be able to study gearshifting comfort. The work is limited to study only movement in the longitudinal direction and for one vehicle - the Wheel Loader L150E. The models are implemented in Simulink.

The complementing models are of two kinds:

- Models of the vehicle. The bodies, vehicle frame and cabin are considered as rigid bodies. Elements consisting of springs and dampers, insulators, are connecting frame and cabin. Driving forces from the wheels results in acceleration (longitudinal, vertical and rotational) and jerk for the center of gravity of the vehicle frame. The acceleration of the frame gives rise to forces in the insulators, connecting frame and cabin. These forces accelerates the cabin and the driver.
- Longitudinal models of the wheels. Torque from the powertrain gives rise to a longitudinal force, driving force, in the contact patch between ground and tire.

The conclusion from the evaluation shows that a longitudinal model of the wheels is needed. Further, it is considered sufficient to study and measure the longitudinal acceleration of the frame. Therefore, the models of the vehicle are not needed.

Förord

Detta examensarbete är utfört hösten 2004 av Daniel Brengdahl på uppdrag av Volvo Construction Equipment Components AB i Eskilstuna. Arbetet har skett vid avdelningen för hållfasthetsprovning och beräkning, TUFB.

Examensarbetet har även utförts i samarbete med gruppen Fordonssystem vid institutionen för systemteknik vid Linköpings Tekniska Högskola.

Jag vill tacka min handledare, Conny Carlqvist på Volvo, samt doktorand Johan Wahlström vid Linköpings Tekniska Högskola för handledning och uppmuntran under arbetet. Jag vill också tacka Morgan Norling och de andra på TUFB för hjälp, stöd och uppmuntran, vilket gjort vistelsen i Eskilstuna mycket trevlig. Ett tack även till Per Sjödin som gjorde det möjligt att få provköra hjullastare. Tack också till alla andra som varit mycket hjälpsamma och tillmötesgående.

Daniel Brengdahl
Eskilstuna, maj 2005

Innehållsförteckning

1	Inledning.....	1
1.1	Syfte.....	1
1.2	Förutsättningar och avgränsningar.....	2
1.3	Förstudier.....	2
1.4	Litteratur.....	3
1.5	Angreppssätt.....	4
2	Bakgrund.....	5
2.1	Företagspresentation.....	5
2.2	Komfort.....	5
2.2.1	Ljud.....	5
2.2.2	Stötighet.....	5
2.2.3	Orsaken till stötigheten.....	6
2.2.4	Påverkan på kroppen.....	6
2.2.5	Kraft.....	7
2.2.6	Timing.....	7
2.2.7	Samverkan av faktorer.....	7
2.3	Hjullastare.....	7
2.3.1	Drivlina.....	7
2.3.2	Motor.....	8
2.3.3	Momentomvandlare.....	9
2.3.4	Transmission.....	9
2.3.5	Hytt.....	10
2.4	SimPow.....	12
2.4.1	Hjulmodeller i simpow.....	13
2.4.2	Växlingskomfortparametern ryck i MatLab.....	13
2.4.3	Modeller i simulink.....	14
2.5	Simuleringar.....	14
2.5.1	Begynnelsevärden för variabler i modellerna.....	14
2.5.2	Tidssteg vid simulering.....	14
2.6	Körcykler.....	15
2.6.1	Acceleration.....	16
2.6.2	Acceleration till grushög.....	17
2.6.3	Nedväxling.....	18
2.6.4	Kortlastarcykel.....	18
3	Simuleringsmodeller.....	21
3.1	Befintlig modell.....	21
3.2	Tillägg av fordonsmodeller.....	21
3.3	Mått och data för modeller.....	21
3.4	Kroppsmodell.....	21
3.5	Fjädermodeller.....	23
3.5.1	Linjär vertikal isolatormodell.....	24
3.5.2	Olinjär vertikal modell av hyttisolator.....	25
3.5.3	Linjär horisontell isolatormodell.....	27
3.6	Modell med fast monterad hytt.....	27
3.7	Modell med ram och hytt.....	29

3.8	Modell med ram, hytt och sits.....	29
3.9	Hjul	32
3.9.1	Hjul	32
3.9.2	Vertikalled.....	32
3.9.3	Drivning	33
3.9.4	Slip och skid.....	33
3.9.5	Dragkraft F_d	34
3.9.6	Slipgenerering	36
3.9.7	Slip vid låg hastighet.....	36
3.9.8	Insignaler för utvärdering av slipmodeller.....	36
3.9.9	Hjulmodell med två slipfunktioner	38
3.9.10	Hjulmodell med slipgenererande enligt fjäder/dämparmodell	42
3.9.11	Hjulmodell med slipgenerering enligt fjäder/dämpare med ytterligare dämpning	46
4	Resultat	51
4.1	Utvärdering av modellerna avseende växlingskomfort	51
4.1.1	Originalmodellen	51
4.2	Hyttmodeller	51
4.2.1	Utvärdering hyttmodeller vid uppväxling 2-3	52
4.2.2	Utvärdering av hyttmodeller vid nedväxling 2-1	53
4.3	Hjulmodeller	54
4.3.1	Växling 2-3	54
4.3.2	Växling 1-2	56
4.3.3	Växling 3-4	57
4.3.4	Utvärdering avseende framdrivning och slirning	59
4.3.5	Injustering av parametrar	61
5	Slutsats.....	63
6	Diskussion och felkällor	65
7	Framtid.....	67
	Bibliografi.....	69
8	Bilaga 1 – Utvärdering av växlingar.....	71
8.1	Växling 2-3	71
8.2	Växling 1-2	76
8.3	Växling 3-4	79
8.4	Växling fram-back och back-fram	81
8.5	Utvärdering av hjulmodell vid växling 2-1	82
8.5.1	Snäll nedväxling.....	82
8.5.2	Hård nedväxling.....	82
8.6	Utvärdering av hyttmodell vid växling 2-1	83
8.7	Utvärdering av däckens slirande egenskaper	86
9	Bilaga 2 - Variabelförteckning	91
9.1.1	Variabler för text och simulinkmodell.....	91
9.1.2	Parametervärden för modeller.....	92

1 Inledning

Kraven på en bra arbetsmiljö i entreprenadfordon är stora. Växlingskomforten är en komponent i den totala komforten och påverkar därmed arbetsmiljön.

Volvos tunga entreprenadmaskiner har alltid automatiska transmissioner.

Transmissionerna styrs elektriskt och ingår i en drivlina bestående av motor, (transmission), fördelningsväxellåda och axlar. För att ta fram styralgoritmer och tidigt i utvecklingsprocessen kunna utvärdera dem, är det viktigt att inverkan på växlingskomforten kan simuleras. Detta ställer krav på simuleringsmodellen av drivlinan och fordonet. Det är viktigt att samtliga delar är tillräckligt bra modellerade. Dynamiska drivlineanalyser utförs idag med simuleringsprogrammen Matlab/Simulink och ADAMS.

1.1 Syfte

Syftet med examensarbetet är att utvärdera vilka metoder och modeller som behövs för att kunna simulera växlingskomfort.

Utifrån dagens existerande simuleringsmodell tas kompletterande modeller fram. Minst två modeller av olika komplexitetsgrad behövs.

Mer specifikt innebär det ett framtagande av en modell för hur föraren påverkas vid växling. Om vridmomentet till de drivande hjulen betraktas som insignal så ska därifrån en modell tas fram, som visar hur föraren påverkas komfortmässigt. För detta krävs en modell för hur däcken överför vridmomentet till en horisontell dragkraft och hur denna fortplantar sig till förarhytten och föraren. En skiss över detta visas i Fig. 1.

En växling känns genom att det rycker till i fordonet då nästa växel läggs i. Denna stötighet kan ses tydligt som svängningar i accelerations- och rycksignal i t.ex. Fig. 41.

Växlingskomfortsparametrarna acceleration och ryck är av intresse att studera i simuleringsmodellen, framförallt för att se hur de påverkas av:

- ett byte av komponenter i drivlinan
- förändring av transmissionens styrkod
- förändring av motorns styrkod

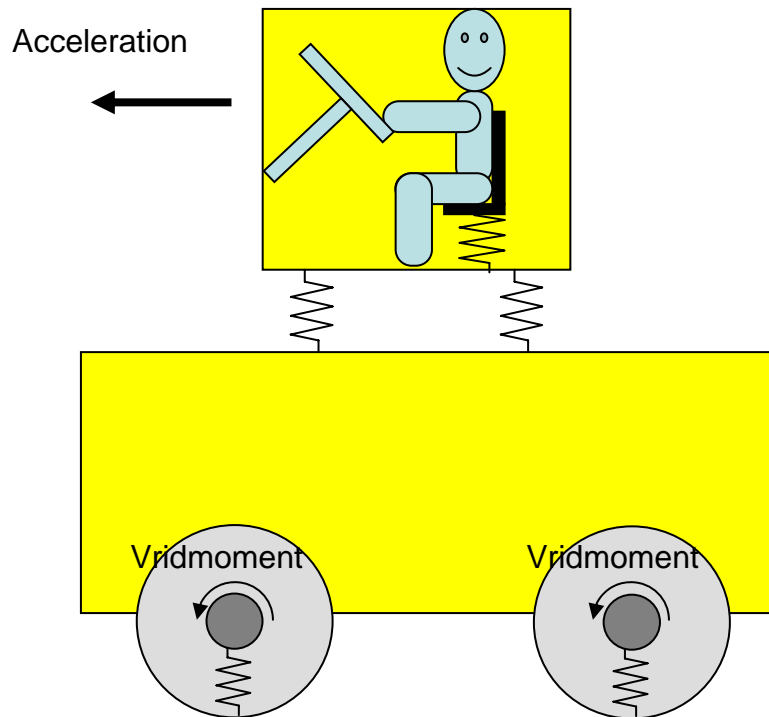


Fig. 1 Modell för hur föraren påverkas av en vridmomentsförändring

1.2 Förutsättningar och avgränsningar

För att undvika att arbetet blir alltför stort har vissa avgränsningar gjorts. De modeller som använts och tillförts avser hjullastaren L150E. Vidare begränsas arbetet till simuleringsmiljön Matlab/Simulink. Den befintliga simuleringsmodellen kan förändras på så sätt att de signaler som behövs för examensarbetes modeller kan tillföras. Det är dock bra om så få förändringar som möjligt behöver utföras. Tillförlitligheten hos den befintliga modellen antas vara korrekt.

För växlingskomfortstudier är det tillräckligt att studera körning i longitudinell led. Vid framtagandet av däckmodellerna ägnas de parametrar som påverkar kurvtagning och sidokrafter därför inte något intresse. Vidare har alla simuleringar utförts på plant underlag. I de dragkraftsgenererande modeller som används antas kontaktytan mellan däckmönster och marken vara rektangulär och tryckfördelningen över kontaktytan konstant. Ett annat förenklat antagande som gjorts är att en förändring av fordonets massa (vid fyllning av skopan) sker i fordonets tyngdpunkt. Tyngdpunkten flyttas således inte och rotationströgheten ändras inte heller.

1.3 Förstudier

De första tre veckorna ägnades åt studier för att kunna förstå problemet och hur en hjullastare och dess komponenter fungerar. Särskild uppmärksamhet har ägnats åt drivlinekomponenterna momentomvandlare och transmission. Vidare har ett antal

komfortartiklar studerats, i syfte att få förståelse för komfortbegrepp och normer. Även litteratur som behandlar däckens funktion har studerats.

1.4 Litteratur

Genomförda och pågående examensarbete om växlingskomfort utförda på VCE har gjort att litteratur som behandlar komfort och växlingskomfort gått att finna utan större bekymmer. På avdelningen tillgänglig litteratur behandlande främst fordon har också använts. Artiklar har även sökts och funnits via internet. Den mesta fordonslitteraturen som kunnat uppbringas behandlar högfartsegenskaperna hos däcken, medan framdrivningsegenskaperna vid låg fart (hastigheter nära noll) inte ägnas något intresse. Ett artikelbidrag från fordonssystem vid LiTh har litteratur om detta också funnits. I slutskedet av examensarbetet tillkom ytterligare litteratur [14] som behandlar däcken mycket utförligt, men tyvärr fanns inte tid nog att studera denna i önskad omfattning.

1.5 Angreppssätt

Problemformuleringen bryts ned i två mindre delar – dels hjulens framdrivande egenskaper och dels fordonets rörelse. Hjulene omvandlar vridmoment på utgående axel till en dragkraft som verkar på axlarna på de drivande hjulen. Dragkraften resulterar i acceleration i longitudinell-, vertikal- och rotationsled för ramen. Ramaccelerationen överförs till kraft i elementen (isolatorer) som förbinder ram och hytt. Denna kraft resulterar i en acceleration för hytten. Hjulens funktion ses i Fig. 2 och fordonets rörelse i Fig. 3.

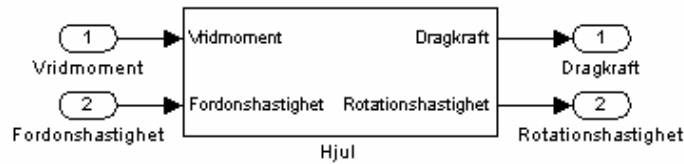


Fig. 2 Principskiss för hjulens funktion

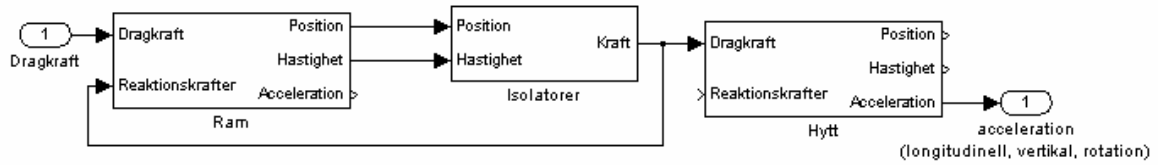


Fig. 3 Principskiss för fordonets rörelse

2 Bakgrund

2.1 Företagspresentation

Volvo består av sex affärsområden – Trucks, Buses, Construction Equipment, Penta, Aero och Financial Services. Volvo Construction Equipment är den fjärde största tillverkaren i världen av entreprenadmaskiner. Företaget är globalt och produktprogrammet består av dumprar, hjullastare, grävmaskiner och väghyvlar. Examensarbetet är utfört på Volvo Construction Equipment Components AB i Eskilstuna, som utvecklar och tillverkar drivlinekomponenter till entreprenadmaskiner. I Eskilstuna utvecklas transmissioner, axlar och fordons elektronik, man anpassar motorer för användning i anläggningsmaskiner och tillverkar transmissioner till hjullastare och axlar till hjullastare och dumprar. Totalt sysselsätts ett tusental personer på Volvo CE Components, varav flertalet finns i Eskilstuna.

2.2 Komfort

Växlingskomfort beror på ett flertal parametrar. Nedan följer en kort redogörelse av dem.

2.2.1 Ljud

De ljud som hörs vid en växling är av två typer, missljud och motorljud. Missljuden kan i sin tur delas in i två typer, dels ett klonk, d v s. att det smäller till i själva växlingsögonblicket och dels ett vinande ljud från transmissionen.

Motorljudet karakteriseras av en ändring i ljudets frekvens. Vid växling till högre växel sjunker motorvarvtalet och därmed ljudets frekvens. Detta ljud är att betrakta som önskat. Ett ljud som däremot inte är önskat är s.k. Run-up. Detta innebär att motorn rusar upp i varvtalet under själva växlingen. Detta kan av många upplevas som om maskinen tappar kraft och bidrar till att växlingen upplevs som dålig.

2.2.2 Stötighet

Alla som har åkt bil har vid något tillfälle säkerligen lagt märke till att växelbyte känns fysiskt genom att fordonet ”stöter till”. Är denna stötighet stor upplevs det som obehagligt. En stöt upplevs kanske inte som så obehaglig, men hjullastarföraren arbetar 8 timmar per dag och med de korta köracykler föraren kör växlar fordonet ofta och stötarna upplevs därför som obehagliga.

En perfekt växling i avseende stötighet torde innebära att växlingen inte känns alls. De kvantifierbara parametrar som påverkar intrycket av stötighet är acceleration a , och ryck, eller vanligare använt *jerk*,

$$jerk(t) = \frac{da(t)}{dt}$$

2.2.3 Orsaken till stötigheten

Stötigheten uppträder hos fordon med transmission, antingen manuell eller automatisk. I en transmission med manuell koppling bestämmer växelns utväxling varvtalsförhållandet mellan transmissionens ingående- och utgående axel. Motoraxelns utgående axel och transmissionens ingående axel har då samma rotationshastighet. När kopplingspedalen trycks ned frikopplas motoraxel och transmissionens ingående axel. Motorvarvtalet styrs då av gaspedalens läge och rotationshastigheten på ingående axel till transmissionen styrs av utväxlingen för vald växel. Innan kopplingen släpps kan det vara varvtalsskillnad mellan motoraxel och transmissionens ingående axel. Motor och transmissionen har en rotationströghet vardera och när kopplingen släpps tvingas axlarna anta samma rotationshastighet. När detta sker snabbt uppkommer stötigheten i växlingen. En växellåda med automatisk transmission fungerar i princip på samma sätt, med skillnaden att kopplingarna istället ligger på axlarna i transmissionen och att det oftast sitter en momentomvandlare som fungerar som dämpare mellan motoraxeln och transmissionen.

Stötigheten beror alltså på varvtalsskillnaden mellan axlarna och hur snabbt de tvingas anta samma hastighet, d v s. kopplingens inslirning. Vid långsam inslirning blir stötigheten mindre, men kraftöverföringen blir sämre och värmeutvecklingen i de slirande kopplingarna blir stor. Det sistnämnda har en negativ inverkan på kopplingarnas livslängd och inslirningsförloppet får därför inte ta för lång tid. Det finns alltså ett motsatsförhållande mellan växlingskomfort och kopplingslivslängd.

2.2.4 Påverkan på kroppen

Den mänskliga kroppen har olika känslighet för vibrationer i olika riktning, med olika amplituder, olika frekvenser och olika varaktigheter. I vertikalled är kroppen mest känslig för vibrationer med frekvenser om 4-8 Hz medan kroppen för rörelse i horisontalled är mest känslig för frekvenser om 1-2Hz [10]. Exempelvis tål vi vertikala störningar om 1 Hz bra, då dessa sammanfaller med frekvensen vid normal gång. Däremot är kroppen känslig för horisontella störningar om 1 Hz.

De för drivlinan mest intressanta frekvenserna finns i området 1-10Hz, eftersom frekvenser i detta område innehåller tillräckligt mycket energi för att påverka kroppen. Kroppens olika organ har olika resonansfrekvenser beroende på massa, struktur och storlek. Axlar, mage och överkropp har alla resonansfrekvenser inom området 1-10Hz. Det har genomförts ett flertal mätningar som syftat till att kvantifiera vad som är bra växlingskomfort, men utan att några entydiga resultat framkommit. Olika källor har använt olika mätmetoder och har gett olika resultat. Enligt [8] är vi särskilt känsliga för lågfrekvent ryck med frekvenser under 1 Hz, samtidigt som källan menar att vi har svårt att urskilja ryck med lägre toppvärde än 10 m/s^3 . I [4] dras slutsatsen att en växling med acceleration mindre än $0.1g$ ($\sim 1 \text{ m/s}^2$) och med ryck lägre än $2g$ per sekund ($\sim 20 \text{ m/s}^3$) kan betraktas som perfekt, medan accelerationen överstigande $0.3g$ ($\sim 3 \text{ m/s}^2$) upplevs som dålig.

2.2.5 Kraft

Vid växling är det viktigt att föraren ges intrycket att maskinen får mer kraft. Växlingen ska därför ske snabbt och utan att vridmomentet på utgående axlar sjunker alltför mycket. Framförallt får vridmomentet inte byta riktning.

Att växlingen går fort är speciellt viktigt vid växling i uppførsbacke då fordonet vid en långsam växling riskerar att stanna upp och i värsta fall kan börja rulla bakåt.

Om växlingen tar lång tid och momentet sjunker betydligt betecknas det som en seg växling, vilket inte är ett önskat beteende.

2.2.6 Timing

För att en växling ska kännas bra krävs att den sker då föraren förväntar sig att växling ska ske. Detta förutsätter att växlingsförloppet är repeterbart.

2.2.7 Samverkan av faktorer

För att föraren ska uppfatta växlingen som bra krävs att alla ovanstående faktorer är uppfyllda. Dessutom inverkar även andra faktorer såsom förarens förutfattade mening, hans humör och yttre omständigheter.

2.3 Hjullastare

Volvos hjullastare finns i varierande storlekar med maskinvikt från 8 till 50 ton. Samtliga är ramstyrda med motorn monterad bak och redskapslyft fram. Fjädringen utgörs av däck med stor luftkammare. Ett typiskt användningsområde för hjullastaren är materialhantering. Den modellerade modellen, L150E, väger ca 25 ton, den kan förses med skopa i storlek 3-12m³ och lyfta maximalt 15 ton.

2.3.1 Drivlina

Drivlinan på hjullastaren består av motor, momentomvandlare, transmission och axlar och visas i Fig. 4.



Fig. 4 Drivlinan i hjullastare

2.3.2 Motor

Motorerna är turboförsedda dieselmotorer med effekt från 100 till 500 hk. Motorer med cylindervolym understigande 4 liter köps in från extern leverantör, storlekarna mellan 4 och 7 liter tillverkas enligt ett samarbete mellan Volvo och Deutz, och motorer större än 7 liter produceras av Volvo Powertrain men anpassas för bruk i anläggningsmaskiner. Hjullastaren L150E är försedd med en 9-litersmotor om 284 Hk. En motor till L180E visas i Fig. 5.



Fig. 5 Motor D12C till L180E

2.3.3 Momentomvandlare

Samtliga Volvos hjullastare är försedda med momentomvandlare mellan motor och transmission. Momentomvandlaren är monterad ihop med transmissionen och består i princip av ett skal som innesluter en oljevolyum samt två profilerade hjul, pump och turbin. Ingående axeln driver pumpen som sätter fart på oljan. Oljans rörelse driver turbinen, på vilken utgående axel sitter. De flesta momentomvandlare har ytterligare ett hjul, statorn, vars funktion är få en momentförstärkning (>1).

Momentomvandlaren har två viktiga funktioner – den kan förstärka utgående vridmoment (till priset av lägre rotationshastighet på turbinaxeln) och den frikopplar motorn från transmissionen. En automatisk transmission saknar den koppling mellan motor och transmission som en drivlina med manuell transmission har och därför är den frikopplande funktionen viktig.

En nackdel med momentomvandlaren är att det uppkommer energiförluster då oljan pumpas runt. En principskiss över en momentomvandlare visas i Fig. 6.

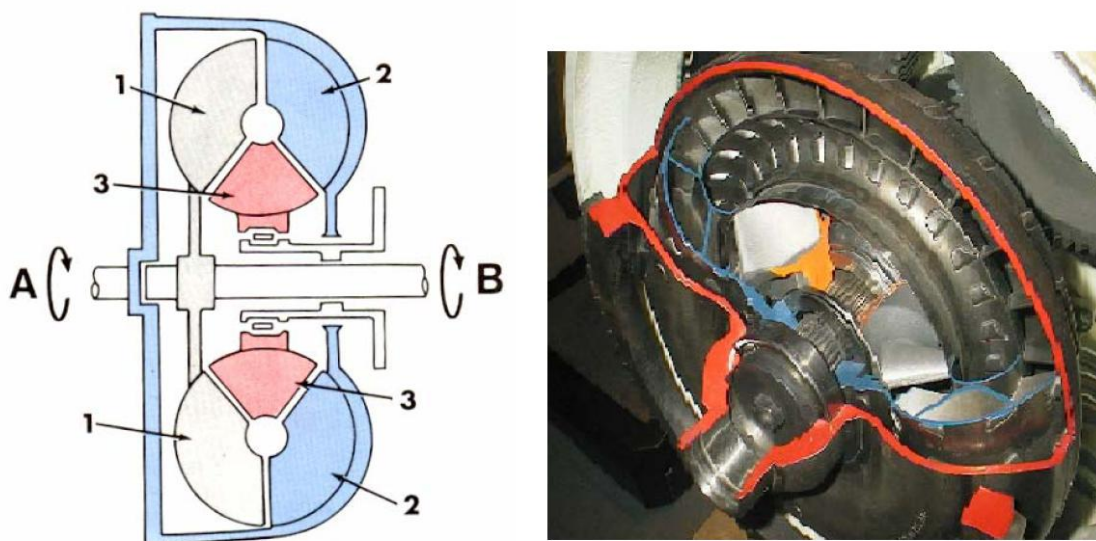


Fig. 6 Momentomvandlare i tvärsnitt (t.v.) och uppskuren (t.h.). I tvärsnittet: A - axeln från motorn, B - axel till transmissionen, 1 - turbinhjul, 2 - pumphjul, 3 - stator

2.3.4 Transmission

Volvo tillverkar och utvecklar transmissioner av två typer – dels planetväxeltyp och dels transmissioner med motroterande kugghjul, så kallade countershaft.

Samtliga transmissioner till Volvos större hjullastare är automatiska och av countershaft-typ. De styrs elektroniskt och har fyra fram- och fyra backväxlar. Normalt startar fordonet på växel två. Växel 1 har låg utväxling och aktiveras genom att föraren trycker på kick-downknappen på färdriktningsreglaget. Växel 1 används vid mycket hög belastning, t.ex. vid körning in i grushögen i kortlastarcykeln (se 0). Är villkoren för kick-down (bland annat låg hastighet) uppfyllda aktiveras växel 1. Effekttuttag till redskapslyften sker genom oljepumpar monterade i transmissionen. En hjullastartransmission ser ut enligt Fig. 7.



Fig. 7 HT-transmission til L180E

2.3.5 Hytt

Hyttan rymmer en förare och de instrument han behöver för att kunna operera fordonet. Förarplatsen i en L180E visas i Fig. 8.

Hyttan är upphängd i ramen med fyra stycken gummibussningar, så kallade isolatorer, som har fjädrande och stötdämpande verkan. Förarstolen har inbyggd fjädring, vars förspänning ställs in efter förarens vikt.

Redskapslyften styrs via spakar monterade till höger om föraren.

På vänster sida under ratten sitter färdriktningsväljaren som har tre lägen – fram, neutral och back. Tack vare momentomvandlaren är det möjligt att byta färdriktning utan att använda bromsarna. Om färdriktningsreglaget vid färd framåt skjuts till backläge börjar turbinen rotera åt motsatt håll mot pumpen. Det medför att pumpen kommer att bromsa turbinen och transmissionen levererar då ett bromsande moment. Då turbinen stannar och antar samma rotationsriktning som pumpen är det genererade vridmomentet drivande i backriktningen.



Fig. 8 L180E hytt invändigt

2.4 SimPow

VCEs simuleringsmiljö för drivlinesimuleringar heter SimPow, en förkortning för Simulation of Powertrain. SimPow används först och främst till regler- och prestandasimuleringar, men användningsområdena ökar. SimPow är implementerat i Matlab/Simulink. En möjlighet som används ibland är att göra simuleringsmodeller för mekaniken i transmissionen och övriga fordonet i ADAMS. Simulering av hela fordonet sker genom co-simulering, d v s. modellerna i respektive simuleringsmiljö ”kopplas ihop”.

SimPow är objektorienterat och de ingående delarna i drivlinan finns som block med standardgränssnitt i ett modellbibliotek. En drivlina byggs genom att koppla ihop dessa block med varandra enligt Fig. 9. Eftersom blocken har ett standardgränssnitt är det lätt att i en modell byta ut t.ex. en motor mot en annan och studera effekterna av det. I modellbiblioteket finns modeller av olika komplexitetsgrad och modeller av alla drivlinekomponenter. Ett exempel visas i Fig. 10. De flesta modellerna är mycket noggranna. Vissa komponenter är utvecklade av andra Volvobolag, t.ex. motormodeller.

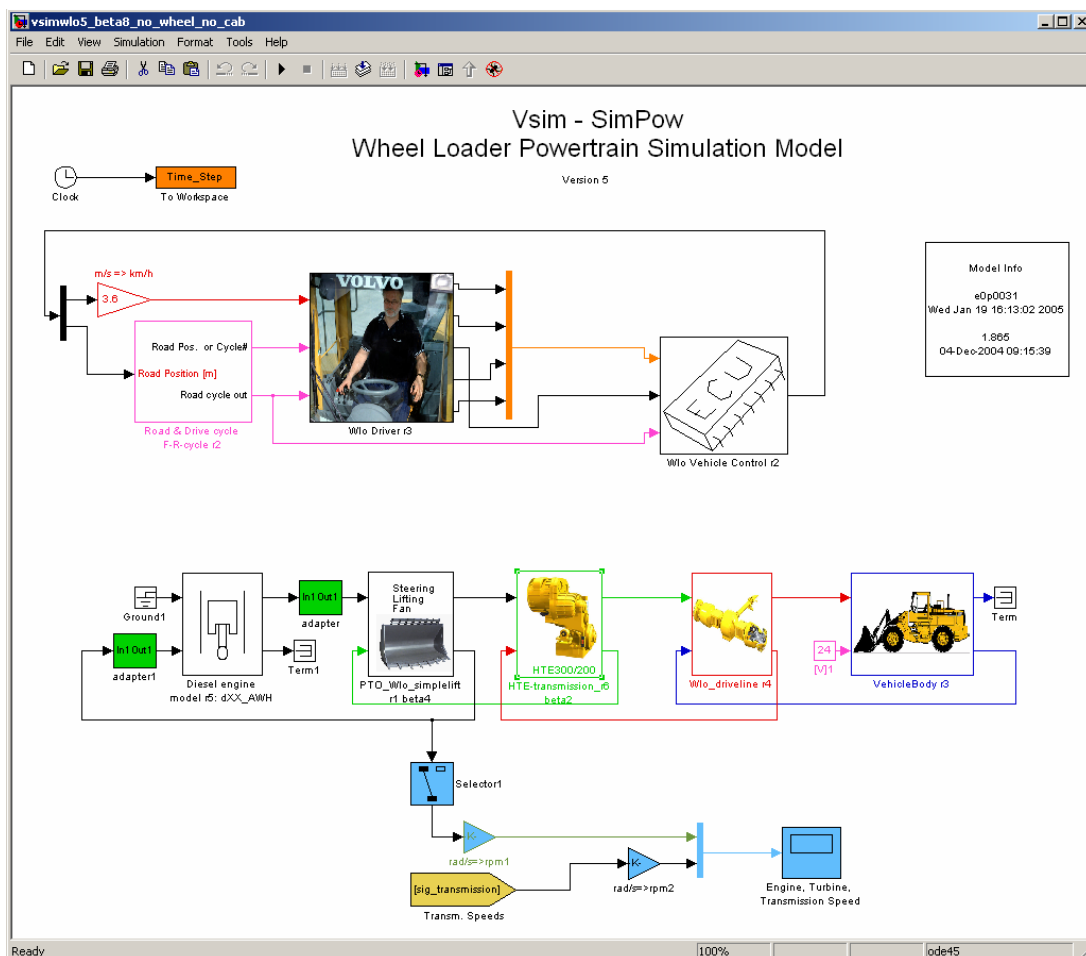


Fig. 9 Drivlinesimuleringsmiljön SimPow

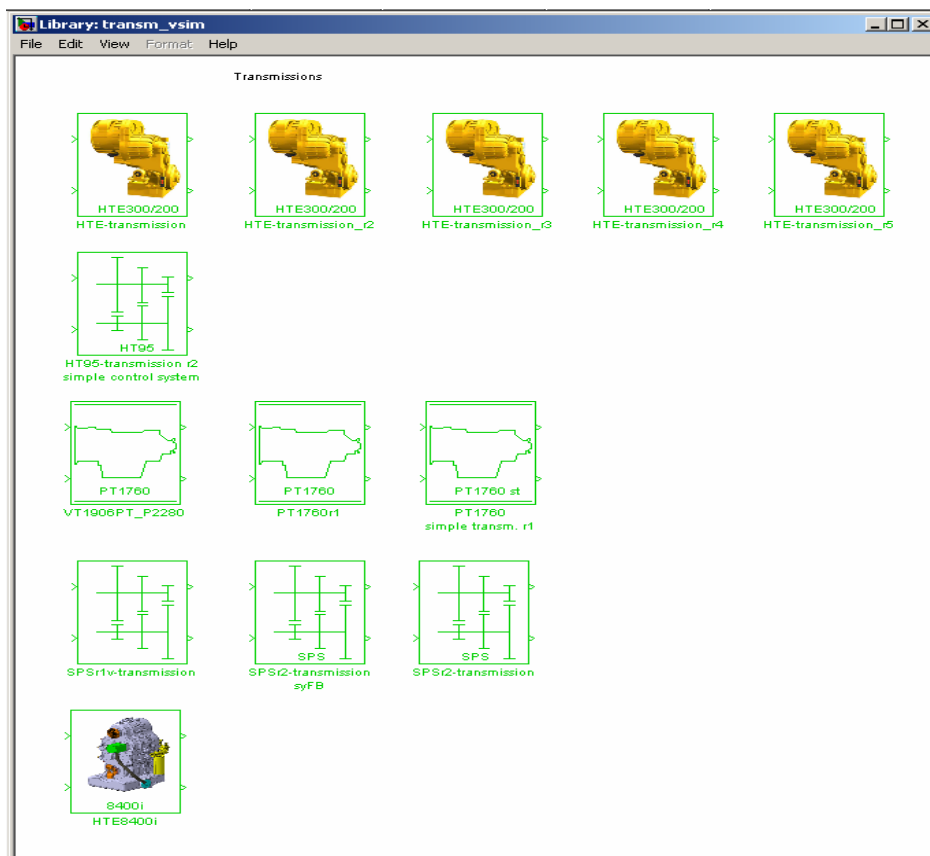


Fig. 10 Simpow bibliotek med olika transmissioner

2.4.1 Hjulmodeller i simpow

I dagsläget finns ingen dynamisk modell för hjulen i SimPow. Framdrivningsprincipen är att hjulen hela tiden uppfyller rullvillkoret, dvs. ej slirar och momentant överför utgående-axelmomentet till dragkraft (går skämtsamt under beteckningen ”kuggstångslera”).

I uppgiften ingår att ta fram en dynamisk modell för hjulen, dels med hänsyn till den vertikala fjädringen och dämpningen som sker då däck deformeras och dels avseende drivningen då hjulen kan slira. Sidkrafter som uppkommer då fordonet svänger behandlas ej i detta examensarbete, ej heller drivkrafterna vid kurvtagning

2.4.2 Växlingskomfortparametern ryck i MatLab

Accelerationsderivatan ryck kan fås ur Simulinkmodellen genom att derivera accelerationssignalerna. Problemet är att högfrekventa komponenter med annat ursprung än växling kommer med. Vid ett samtidigt utfört examensjobb där mätningar av växlingskomfort gjorts [9], fann man det lämpligt att innan derivering bandpassfiltrera accelerationssignalen med ett butterworthfilter av ordning fyra och gränsfrekvenserna 0.5 Hz och 10 Hz. Derivering av signalen sker enligt bakåtdifferensmetoden,

$$Ryck = \frac{acc[t+1] - acc[t]}{T_s}, \quad T_s \text{ är samplingstid}$$

2.4.3 Modeller i simulink

Ekvationer som implementeras i Simulink blir lätt svåröverskådliga och inte lika intuitiva som i andra program såsom t.ex. MathModelica. Om en modell ska vara lätt att förstå och kunna användas av andra är det viktigt att den är strukturerad, logisk och konsekvent uppbyggd. Vidare är det bra om modellen är generell så att den kan användas för flera applikationer och kopplas ihop till större system utan att behöva modifieras.

Grundkomponenterna för de kompletterande fordonsmodellerna är hjul, fjädrar med dämpning och masskropp.

En horisontell och en vertikal fjäder kombineras ihop och bildar ett hyttupphängningselement. På samma sätt bildar två masskroppar tillsammans med två hyttupphängningselement en enkel modell för hur hytten sitter ihop med ramen.

De modellblock som används har ”maskats”, d v s. konstanter som förekommer i blocken definieras i en dialogruta, vilket gör det lättare att ha kontroll på vilka parametrar som modellen behöver.

2.5 Simuleringar

Simuleringar har utförts med ett flertal olika fordonsmodeller, som tagits fram genom att kombinera grundkomponenterna ovan.

2.5.1 Begynnelsevärden för variabler i modellerna

Begynnelsevärden för de olika variablerna i modellerna har tagits fram genom att simulera respektive modell med dragkraftsinsignalen satt till noll. På så sätt ges ingen framåtdrivande kraft, men fordonets delar kommer ändå att röra sig på grund av att fjädrarna initialt inte befinner sig i statisk jämvikt. Dämpningen i fjäderelementen gör att fordonsdelarnas rörelse minskar och stannar i statiskt jämviktsläge. Värdena för x , z , θ , x_w , w , φ , x_s och w_s läses av och sätts som initialvärden i modellen.

2.5.2 Tidssteg vid simulering

För att få bra precision i beräkningarna och för att vissa däckmodeller över huvud taget ska gå att använda, krävs att tidsstegen i simuleringarna är små. Sedan tidigare används differentialekvationslösaren ODE45 med variabelt tidssteg. En förkortning av längsta tidssteget måste göras för att få bra resultat och i simuleringarna har ett längsta tidssteg om 0,0002 sekunder genomgående använts. Resultatet av ett för stort tidssteg visas i Fig. 11. Framförallt är det däckmodellerna som vid låg hastighet kräver kort tidssteg.

Modellerna där slipet modelleras som en fjäder är mindre kritiska vad gäller steglängden och uppvisar gott resultat med så långt tidssteg som 0,005 sekunder.

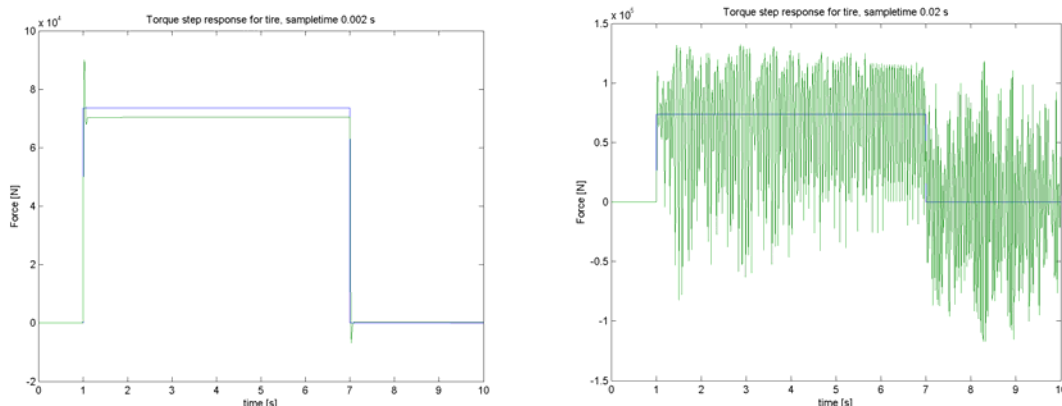


Fig. 11 Tidsstegets inverkan på stegsvar för däckmodell. Till vänster används tidssteg om 0,002 s och till höger 0,02 s. Signalerna är ingående vridmoment (blå) och dragkraft (grön)

Kör cyklerna som använts simulerar körning om minst 30 sekunder och med det största tidssteget och den dubbelprocessor PentiumII 450 Mhz som använts kräver varje SimPowsimulering mellan 20 och 60 min beräkningstid.

2.6 Kör cykler

Modellerna utvärderas genom att testa dem i olika kör cykler. Sedan tidigare finns i Simulink flera olika kör cykler för simulering.

Dessa utformas efter vad som önskas simuleras. Tillämpningarna är många. En kör cykel kan skapas så att den i möjligaste mån efterliknar en verklig kör cykel. Den kan också sättas samman för att:

- testa ett specifikt belastningsfall
- för att utvärdera en förändring av styrkod till transmission
- se effekterna av en ändrad utväxling eller för att validera modellen

Aktiviteterna i en kör cykel körs som funktion av tiden eller som funktion av sträckan. I en verklig körning sker alla aktiviteter som funktion av sträckan – hjullastaren möter ett högre gångmotstånd när den på en given position kör in i grushögen, skopan fylls i takt med att den tränger in i grushögen och när skopan är fylld lägger föraren i backväxel. Om växlingsförloppet vid acceleration på plant underlag ska studeras kan istället önskat gaspådrag ställas in och växling ske enligt transmissionens växlingsprogram. Fyra olika typer av kör cykler har använts och de beskrivs nedan.

2.6.1 Acceleration

Det här är en accelerationskörcykel som tagits fram för att utvärdera stötigheten som uppkommer vid uppväxling. Underlaget är plant med konstant rullmotstånd och friktionskoefficient om 0,6 och fordonet är olastat. Start sker från stillastående med neutralläge aktiverat och inget gaspådrag. Växel två framåt aktiveras efter en sekund och från två sekunder och framåt ges fullt gaspådrag. Efter tre sekunder ges order om kick-down, varpå växel ett läggs i. Fordonet tvingas köra med fullgas på växel ett i sex sekunder, då växel två framåt åter aktiveras. Därefter sker acceleration med full gas varpå växel tre och fyra aktiveras, vilket kan ses i Fig. 12. Fordonet har efter 16 sekunder en hastighet av ungefär 6 m/s.

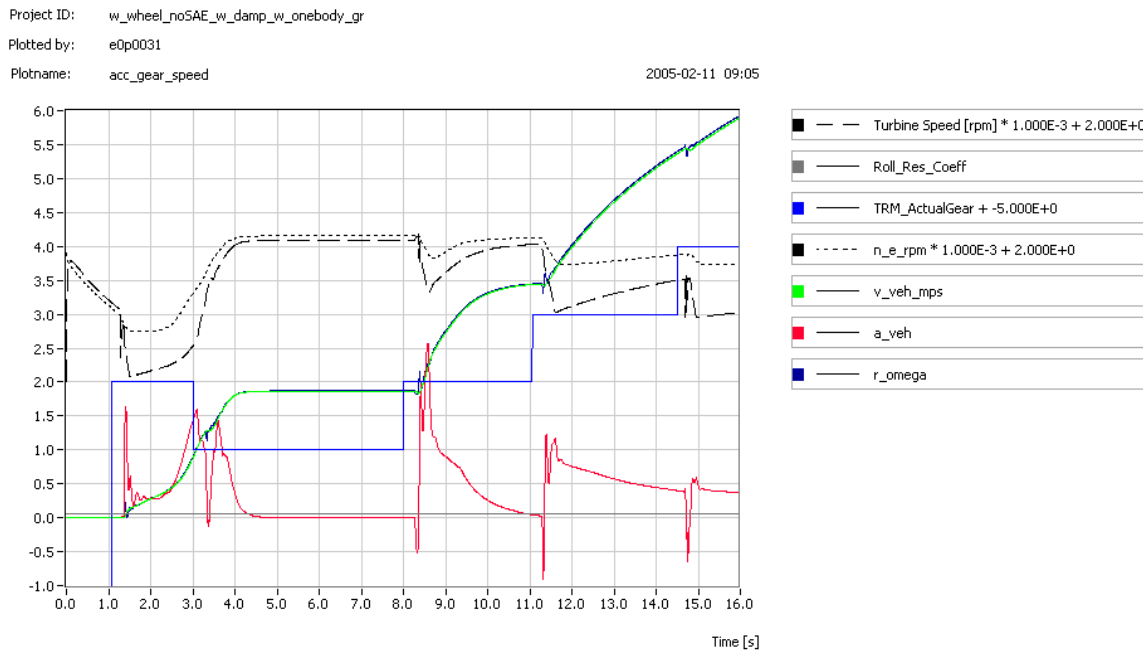


Fig. 12 Exempel på simuleringsresultat med accelerationskörcyklen

2.6.2 Acceleration till grushög

Körcykeln har skapats för att utvärdera hjulens slirande egenskaper. Den är identisk med accelerationskörcykeln de första 16 sekunderna. Där rampas gångmotståndet upp dramatiskt och hålls konstant efter 23 sekunder, vilket kan ses i Fig. 13. Detta kan liknas vid en stor mjuk grushög som först ger efter och sedan blir ogenomtränglig. Hjullastaren har vid 16 sekunder en hastighet av ca 6 m/s på fyrans växel då det kraftigt ökade gångmotståndet snabbt sänker farten, varpå nedväxling till trean och kick-down till ettan sker. Gångmotståndet från grushögen är så stort att fordonets dragkraft inte räcker för att forcera hindret. Dragkraften är större än vad friktionskraften mot underlaget tillåter och däckmodellen kan utvärderas med avseende på de slirande egenskaperna. Efter 20 sekunder ges gasavdrag och dragkraften avtar, varpå däckmodellernas egenskaper kan utvärderas med avseende på däckens uppspanning.

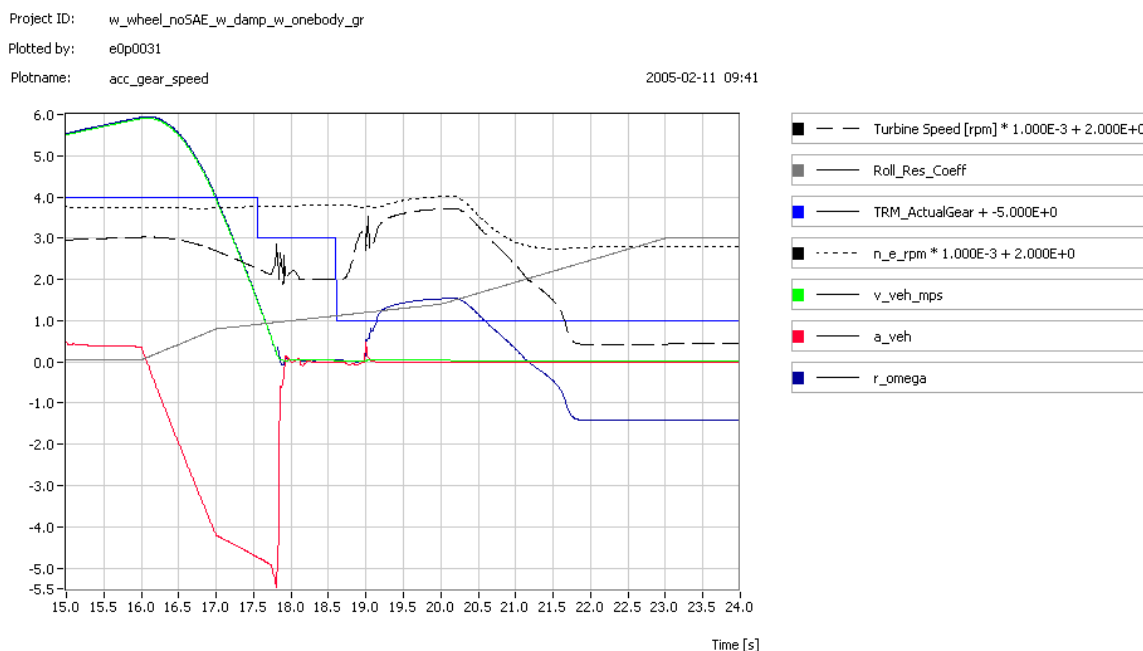


Fig. 13 Urklipp från simulering med körcykeln grushög mellan 15-24 sekunder. Modellen som simuleras är med däck av fjäder/dämpartyp och fast monterad hytt

2.6.3 Nedväxling

Denna körcykel är skapad för att utvärdera stötigheten som uppkommer vid nedväxling. Gaspedalens läge hålls konstant genom hela cykeln. Hjullastaren startar med fart på fyrens växel och växlas manuellt ned en växel i taget. Ett simuleringsexempel för nedväxlingskörnykeln visas i Fig. 14.

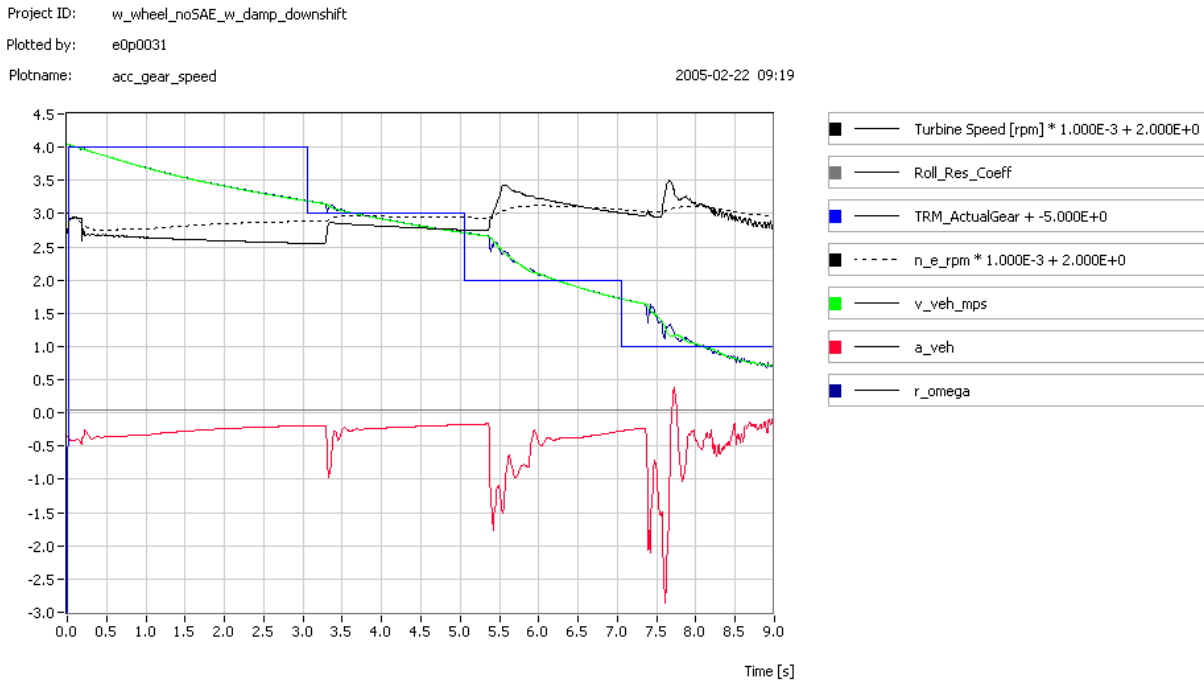


Fig. 14 Exempel på simuleringsresultat från nedväxlingskörnykel

2.6.4 Kortlastarcykel

Detta är en typisk környkel för en hjullastare. Maskinen kör in i grushögen och fyller skopan, backar tillbaka, åker fram till en lastbil, tippas lasten och upprepar därefter proceduren. Utdrag från en simulering med kortlastarcykeln visas i Fig. 15 och Fig. 16. Start sker på tvåans växel bakåt med ett initialt motorvarvtal om 1900 rpm. Fordonet bromsar in och lägger i växel två framåt då det byter riktning.

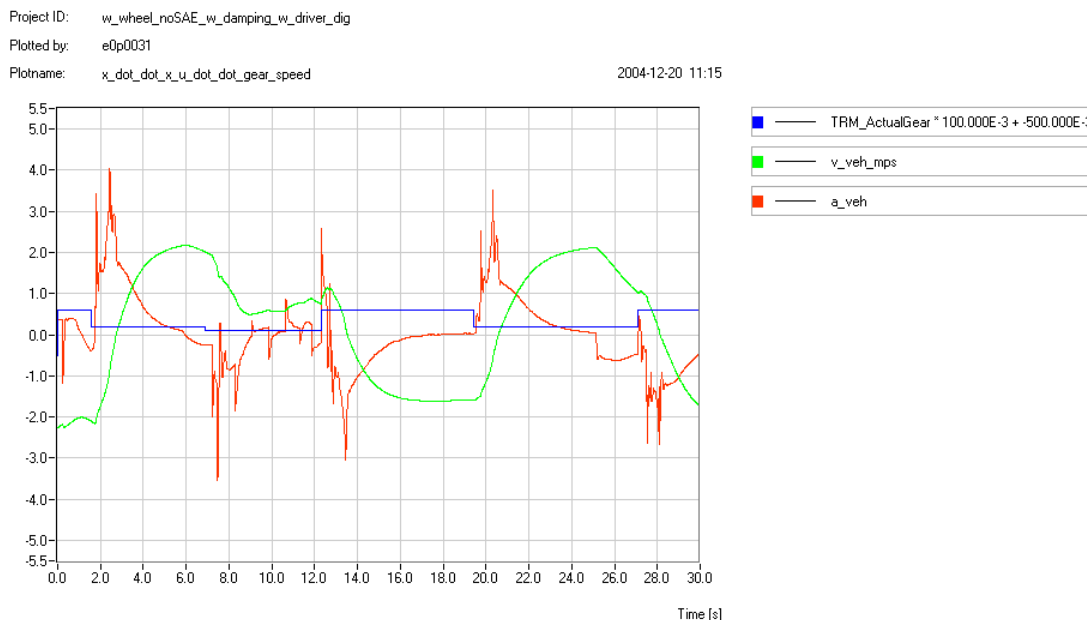


Fig. 15 Hastighet och ramacceleration och växel för fordon hjullastarmodell i kortlastarkörcykel

Efter ca 7 sekunder beordrar föraren kick-down till växel 1 då han strax kör in i grushögen och gångmotståndet ökar. Simuleringsresultat av detta visas i Fig. 16. Föraren fyller skopan genom att tilta den bakåt, varpå maskinen tränger längre in i grushögen och gångmotståndet ökar mer. Efter 12.3 sekunder förs växelföraren till backläge och maskinen backar ur grushögen. Fordonet backar i ungefär fyra sekunder, för att sedan lägga i växel två framåt, köra framåt i ca 7 sekunder, tömma lasten och slutligen lägga i växel två bakåt och avsluta med att backa.

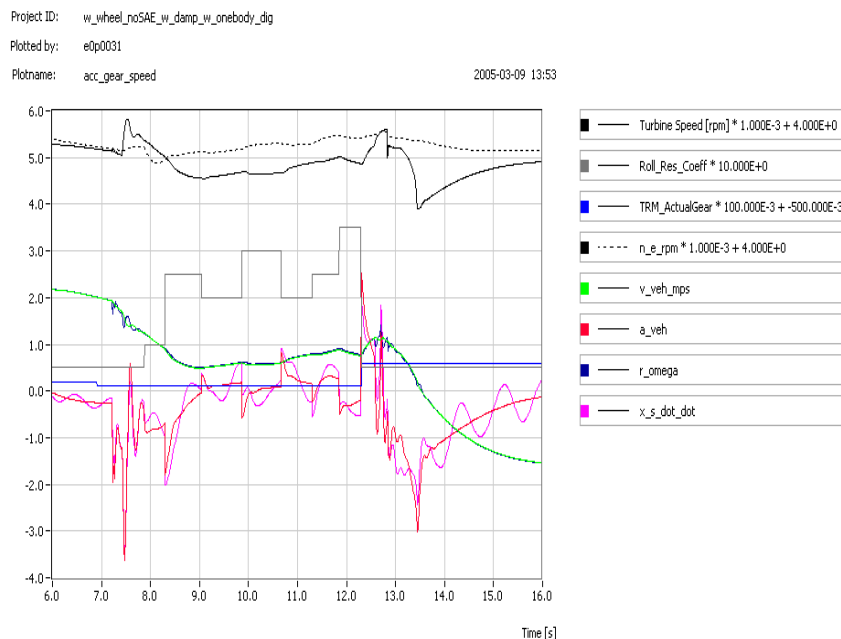


Fig. 16 Acceleration, hastighet och rotations hastighet för urklipp av kortlastarkörcykeln där fordonet kör in i grushög och gångmotståndet ökar

3 Simuleringsmodeller

3.1 Befintlig modell

Den modell av fordonet som i dagsläget visar fordonets rörelse kan liknas vid en punktformig beskrivning. Dragkraft, gångmotstånd, luftmotstånd etc. verkar i punkten och resulterar i position, hastighet, acceleration och ryck för punkten. Även föraren är placerad i punkten. Dragkraften, F_d , är under alla omständigheter vridmomentet på utgående axel, T , dividerat med effektiv rullradie, r_e .

3.2 Tillägg av fordonsmodeller

Vid konstruktion av modellerna för fordonet var grundidén att bygga dessa genom att koppla ihop flera enkla mass- och fjäderblock. De fordonsmodeller som byggts är:

- Modell med ram och hytt. Består av två kroppar - ram och hytt, som är kopplade till varandra via isolatorer.
- Modell med ram, hytt och sits. Består av tre kroppar – ram, hytt och sits med förare, Ram och hytt är kopplade som i hyttmodellen. I hytten finns dessutom en vertikalt fjädrande sits.
- Modell med fast monterad hytt. Hytten är fast monterad på ramen, utan isolatorer.

3.3 Mått och data för modeller

De modeller som beskrivs nedan är beroende av indata i form av mått, styvheter, dämpkonstanter och så vidare. Dessa har i de flesta fall hämtats från en detaljerad datormodell av hjullastaren L150E, vilken är skapad av Volvo Wheel Loaders och implementerad i programvaran ADAMS.

3.4 Kroppsmodell

En kroppsmodell, här kallat massblock, har krafter som insignaler och ger acceleration, hastighet och position för kroppens tyngdpunkt, G , som utsignaler. Kroppsmodellen visas i Fig. 17. Ett fixt koordinatsystem med koordinaterna (x, z, θ) anger läget för tyngdpunkten. Vinkeln θ är kroppens vinkel mot planet och kallas pitchvinkel.

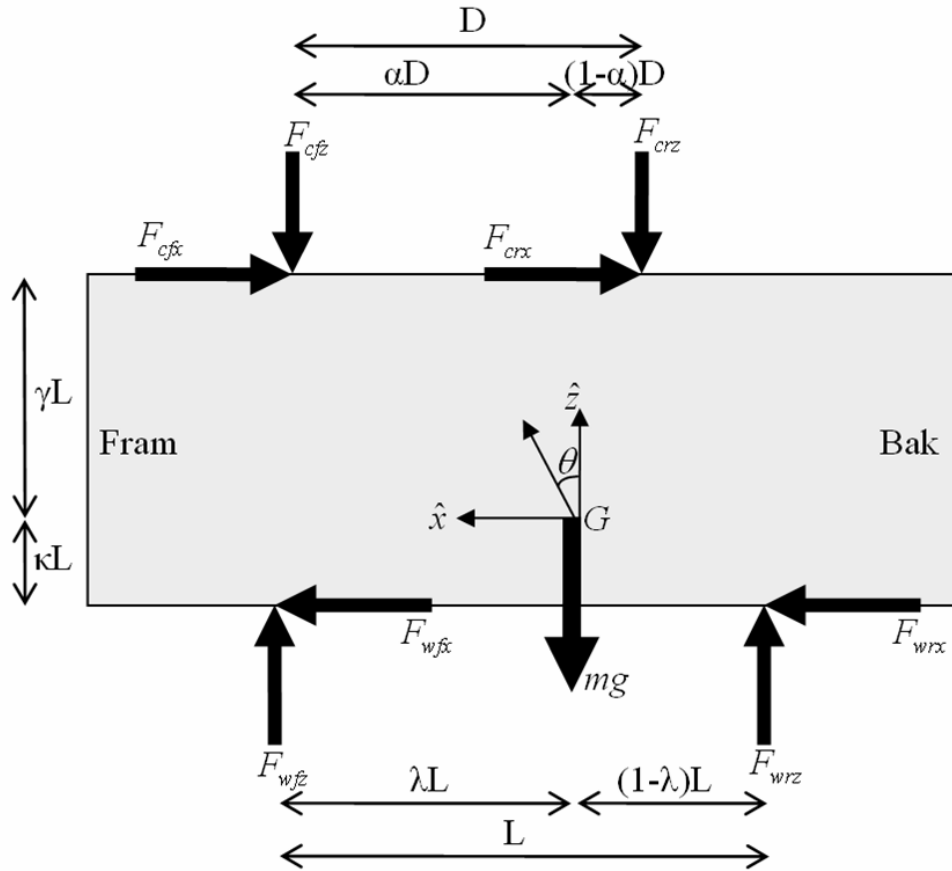


Fig. 17 Krafterna som verkar på ett massblock

För ramen utgörs krafterna F_{wfz} , F_{wrz} av de vertikala däckskrafterna, F_{wfx} , F_{wrx} är dragkrafterna och F_c krafterna från hytten. Ekvationerna för massblocket ställs upp enligt:

$$\hat{x} : F_{wfx} + F_{wrx} - F_{cfx} - F_{crx} = M\ddot{x}$$

$$\hat{z} : F_{wfz} + F_{wrz} - F_{cfz} - F_{crz} - Mg = M\ddot{z}$$

$$\hat{\theta} : -\gamma L(F_{cfx} + F_{crx}) - \kappa L(F_{wfx} + F_{wrx}) - \lambda L F_{wfz} + (1-\lambda)L F_{wrz} + \alpha D F_{cfz} - (1-\alpha) D F_{crz} = J\ddot{\theta}$$

⇔

$$\hat{x} : \ddot{x} = \frac{1}{M} [F_{wfx} - F_{wrx} - F_{cfx} - F_{crx}]$$

$$\hat{z} : \ddot{z} = \frac{1}{M} [F_{wfz} + F_{wrz} - F_{cfz} - F_{crz} - Mg]$$

$$\hat{\theta} : \ddot{\theta} = \frac{1}{J} [-\gamma L(F_{cfx} + F_{crx}) - \kappa L(F_{wfx} + F_{wrx}) - \lambda L F_{wfz} + (1-\lambda)L F_{wrz} + \alpha D F_{cfz} - (1-\alpha) D F_{crz}]$$

3.5 Fjädermodeller

Hytten är kopplad till ramen via fyra stycken upphängningselement, så kallade isolatorer enligt Fig. 18. De finns i flera varianter och är tillverkade helt i gummi eller av en gummiblandning tillsammans med viskös silikonolja. Isolatorerna har fjädrande och dämpande egenskaper som minskar fortplantningen av vibrationer från ramen till hytten.

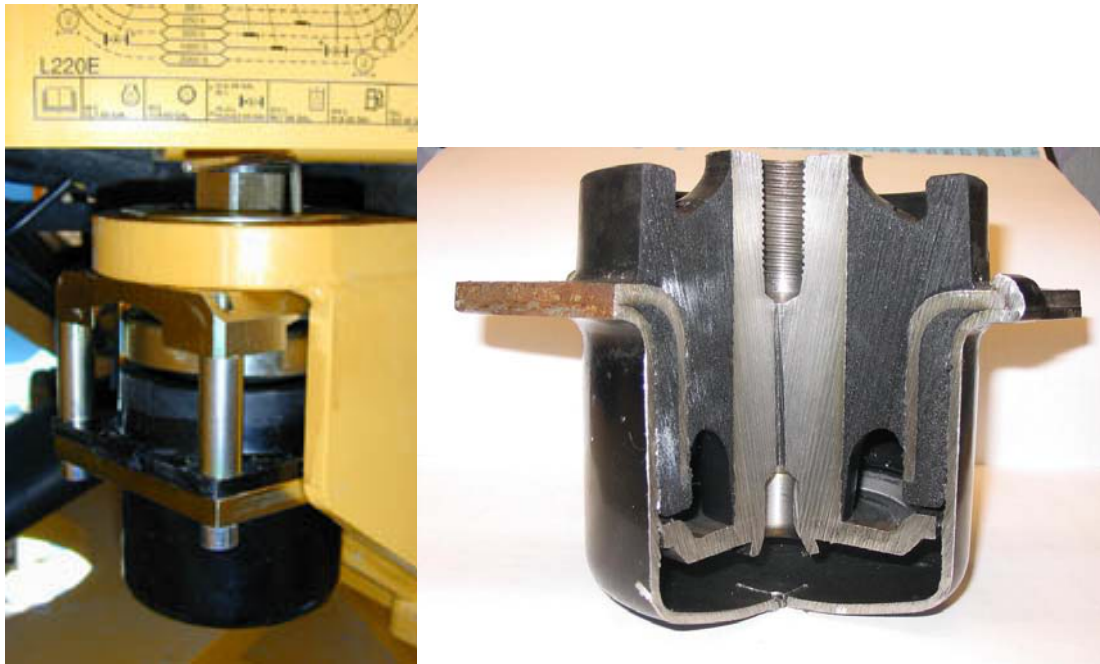


Fig. 18 Visköst hyttupphängningselement monterat i hjullastare (t.v) och i tvärsnitt (t.h)

Någon exakt modell av isolatorerna finns i dagsläget inte tillgänglig då dess funktion är komplex och beroende av många parametrar såsom t.ex. deformation, frekvens och temperatur.

Isolatorerna modelleras som fjäder- och dämparelement i vertikal- och radialled. Det har tagits fram två olika modeller av isolatorns funktion i vertikalled och en för funktionen i longitudinell (radiell) led. I samtliga modeller har antagande gjorts om att vinklarna för de båda kropparna, θ och φ är små.

L150E-isolatorernas hystereskurva för vertikalled har mätts upp i testlabb enligt gul och lila kurva i Fig. 19. Efter implementering i Simulink har det visat sig att användning av hystereskurvan ger stabilitetsproblem, varför denna istället approximerats med en medelkurva (blå kurva i Fig. 19).

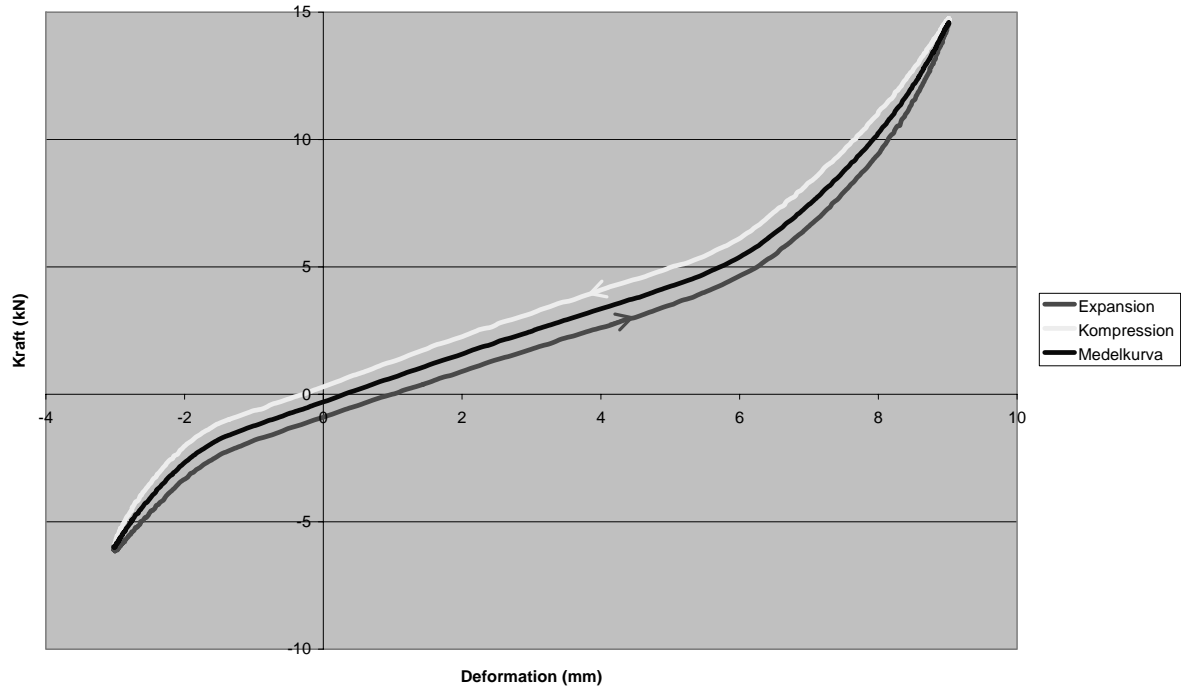


Fig. 19 Hystereskurva för isolatorns egenskaper i vertikalled. Under kompression är styvheten enligt gul kurva och under expansion enligt rosa kurva

3.5.1 Linjär vertikal isolatormodell

I denna modell, vilken visas i Fig. 20, liknas isolatorns funktion i vertikalled med en linjär fjäder parallell med en viskös dämpare. Styvhet och dämpkonstant har fått ur ADAMS-modellen. En lokal linjärisering av medelkurvan i Fig. 19 eller en olinjär styvhet baserad på medelkurvan hade också varit möjlig, men mätdata för denna fanns inte tillgänglig vid tidpunkten för simuleringarna.

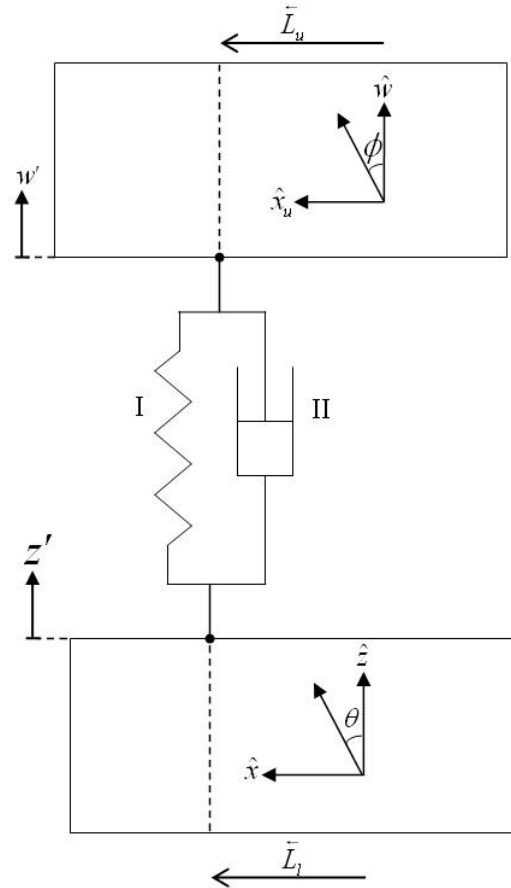


Fig. 20 Linjär vertikal modell av isolator

Nedan visas ekvationerna för den linjära vertikala fjädermodellen.

$$I : -k(w' - z') = F_I$$

$$II : -c(\dot{w}' - \dot{z}') = F_{II}$$

$$F = F_I + F_{II}$$

$$w' = w - L_u \phi$$

$$\dot{w}' = \dot{w} - L_u \dot{\phi}$$

$$z' = z - L_l \theta$$

$$\dot{z}' = \dot{z} - L_l \dot{\theta}$$

L_u och L_l är endimensionella vektorer från övre respektive undre masskroppens tyngdpunkt till fjäderelementets fästpunkt. $L_l \theta$ är den vertikala sträckan på grund av vinkeln θ .

3.5.2 Olinjär vertikal modell av hyttisolator

Som framgår av Fig. 19 ovan är isolatorerna i vertikalled olinjära med avseende på deformation. Funktionen är dessutom olinjär med avseende på frekvens och temperatur. En noggrannare modell av isolatorns egenskaper i vertikalled visas i Fig. 21 och består

av en olinjär fjäder (I) parallellkopplad med en linjär fjäder (II) i serie med en viskös dämpare (III) och ser ut enligt.

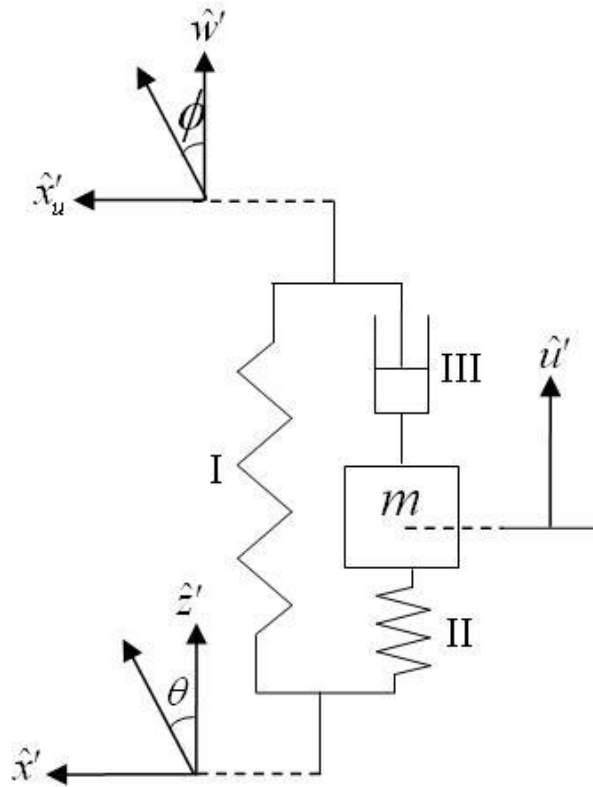


Fig. 21 Olinjär vertikal modell av hyttisolatorer

Ekvationerna för den noggrannare modellen ställs upp enligt nedan.

$$I : k_I(z' - w') = F_I$$

$$II : k_{II}(z' - u') = F_{II}$$

$$III : c(\dot{u}' - \dot{w}') = F_{III}$$

$$IV : F_{II} - F_{III} - mg = m\ddot{u}'$$

$$w' = w - L_u\phi$$

$$\dot{w}' = \dot{w} - L_u\dot{\phi}$$

$$z' = z - L_l\theta$$

$$\dot{z}' = \dot{z} - L_l\dot{\theta}$$

$$F_u = F_I + F_{III}$$

$$F_l = -(F_I - F_{II})$$

Kraften som påverkar den övre massan med koordinaterna (x_u, w, ϕ) är F_u , medan den undre massan med koordinaterna (x, z, θ) påverkas av F_l .

Några simuleringar med denna har inte gjorts och funktionen har därför inte validerats eller jämförts med den enklare modellen.

3.5.3 Linjär horisontell isolatormodell

Denna isolatormodell fungerar i princip som den linjära vertikala modellen. Uppgifter för styvhet och dämpkonstant kommer även i detta fall från ADAMS-modellen. Modellen visas i Fig. 22 och dess ekvationer ställs upp nedan.

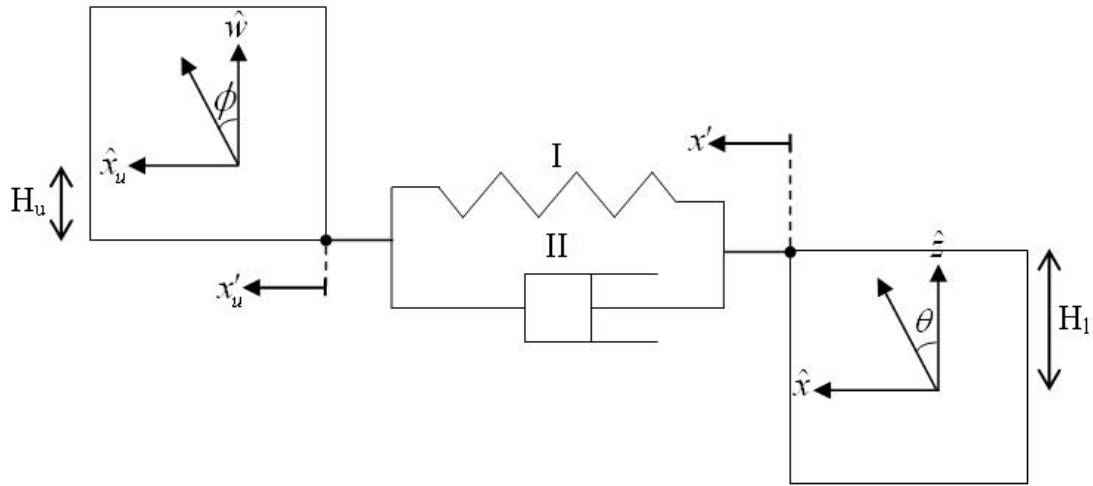


Fig. 22 Linjär horisontell modell av isolator

$$I: -k(x'_u - x') = F_I$$

$$II: -c(\dot{x}'_u - \dot{x}') = F_{II}$$

$$F = F_I + F_{II}$$

$$x'_u = x_u - H_u \phi$$

$$\dot{x}'_u = \dot{x}_u - H_u \dot{\phi}$$

$$x' = x + H_l \theta$$

$$\dot{x}' = \dot{x} + H_l \dot{\theta}$$

H_u och H_l är vertikala avståndet från övre respektive undre masskroppens tyngdpunkt till fjäderelementets fästpunkt. $H_u \theta$ utgör det horisontella läget orsakat av vinkeln θ .

3.6 Modell med fast monterad hytt

En förenklad modell av fordonet utgörs av ram och hytt fast förbundna utan isolatorer enligt Fig. 23. Hytten kan därför inte röra sig relativt ramen. Ram tillsammans med hytt utgör ett massblock med masscentrum G och kan röra sig vertikal- och rotationsled på

grund av hjulens vertikala fjädring (fjädringen för hjulen beskrivs i 3.9.2). Ett kinematiskt samband beskriver hur en punkt, G' , placerad i förarens bröstkorg, rör sig relativt omgivningen.

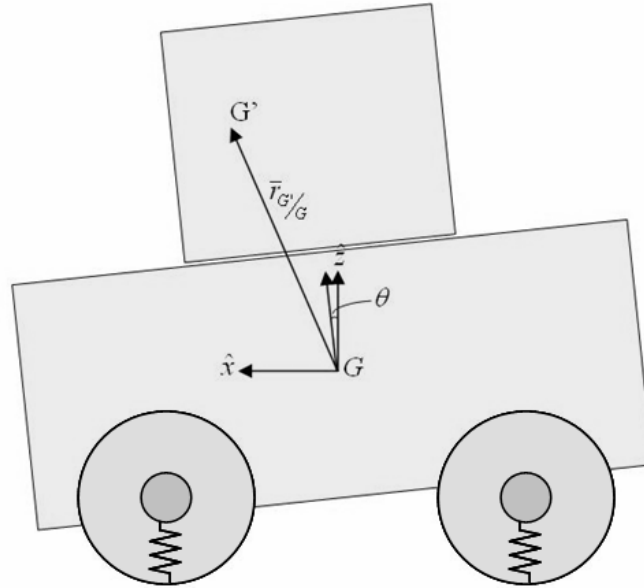


Fig. 23 Fordonsmodell med hytt fast fixerad i ramen

De kinematiska ekvationerna ställs upp nedan.

$$\bar{r}_{G''} = \bar{r}_G + \bar{r}_{G'/G}$$

$$\dot{\bar{r}}_{G''} = \dot{\bar{r}}_G + \dot{\bar{r}}_{G'/G}$$

$$\ddot{\bar{r}}_{G''} = \ddot{\bar{r}}_G + \ddot{\bar{r}}_{G'/G}$$

$$\bar{r}_{G'/G} = \begin{bmatrix} r_z \sin \theta + r_x \cos \theta \\ r_z \cos \theta - r_x \sin \theta \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{z} \end{bmatrix}$$

$$\dot{\bar{r}}_{G'/G} = \begin{bmatrix} (r_z \cos \theta - r_x \sin \theta) \dot{\theta} \\ (-r_z \sin \theta - r_x \cos \theta) \dot{\theta} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{z} \end{bmatrix}$$

$$\ddot{\bar{r}}_{G'/G} = \begin{bmatrix} (r_z \cos \theta - r_x \sin \theta) \ddot{\theta} - (r_z \sin \theta + r_x \cos \theta) \dot{\theta}^2 \\ (-r_z \sin \theta - r_x \cos \theta) \ddot{\theta} - (r_z \cos \theta - r_x \sin \theta) \dot{\theta}^2 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{z} \end{bmatrix}$$

$$r_x, r_z \text{ konstanta} \Rightarrow \dot{r}_x = \dot{r}_z = \ddot{r}_x = \ddot{r}_z = 0$$

$$\text{approximation } \theta \text{ liten} \Rightarrow \sin \theta \approx \theta, \cos \theta \approx 1$$

$$\Rightarrow \ddot{\bar{r}}_{G'/G} = \begin{bmatrix} (r_z - r_x \theta) \ddot{\theta} - (r_z \theta + r_x) \dot{\theta}^2 \\ (-r_z \theta - r_x) \ddot{\theta} - (r_z - r_x \theta) \dot{\theta}^2 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{z} \end{bmatrix}$$

3.7 Modell med ram och hytt

Denna modell är byggd för att efterlikna den verkliga hyttupphängningen hos en hjullastare. Två massblock är kopplade till varandra via två horisontella och två vertikala fjädrar enligt Fig. 24. Ramens tyngdpunkts position, G , beskrivs som tidigare av koordinaterna (x, z, θ) , medan hyttens tyngdpunkt, G' , beskrivs av (x_u, w, φ) . Positionen för G' och förarens bröst skiljer sig bara med någon decimeter, varför rörelsen i G' är ungefär densamma som för en förare sittande på en ofjädrad sits.

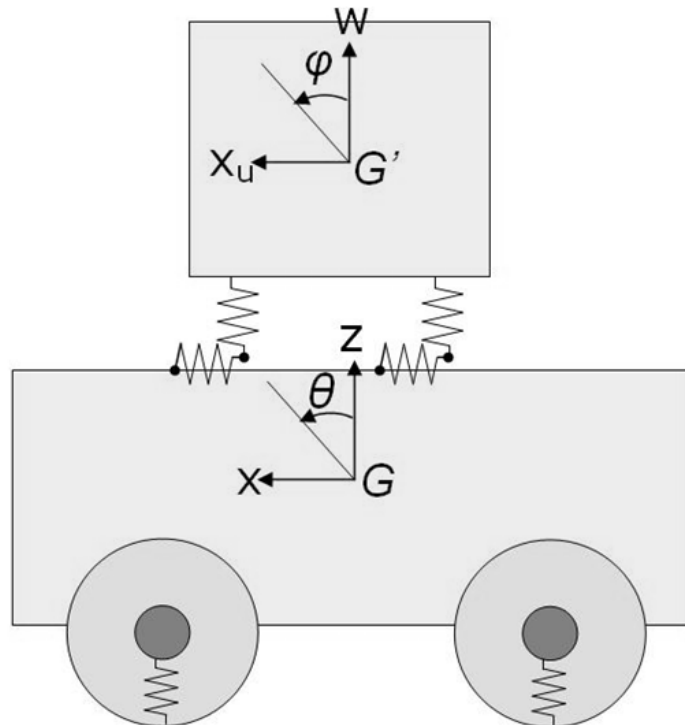


Fig. 24 Fordonsmodell bestående av två massblock kopplade via isolatorer

3.8 Modell med ram, hytt och sits

Denna modell ser ut som föregående med skillnaden att föraren är placerad på en vertikalt fjädrande sits enligt Fig. 25.

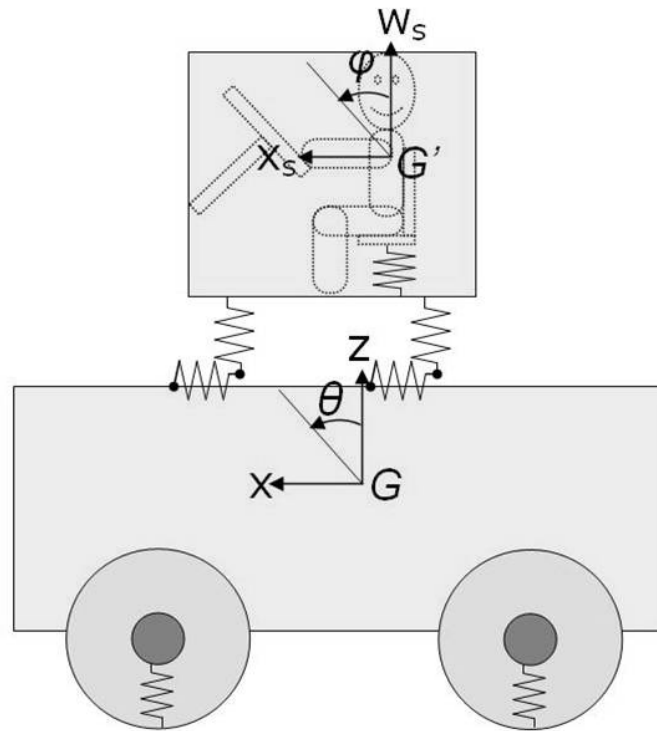


Fig. 25 Fordonsmodell bestående av två masskroppar kopplade via isolatorer samt förare på vertikalt fjädrande sits

Sitsen är fixerad i hytten i horisontalled, men kan röra sig i vertikalalled. Koordinaterna (x_s, w_s, φ) anger positionen för förarens bröstorg och dess rörelse beskrivs enligt ekvationerna nedan. Eftersom sitsen är fixerad i rotationsled är vinkeln φ densamma som för hytten.

$$\begin{aligned} \hat{w}_s : -k(w_s - w_0) - c\dot{w}_s - m_{seat}g &= m_{seat}\ddot{w}_s \\ kw_0 - m_{seat}g &= 0 \\ \Rightarrow \\ \hat{w}_s : -kw_s - c\dot{w}_s &= m_{seat}\ddot{w}_s \end{aligned}$$

Den verkliga sitsen skiljer sig från sitsmodellen bland annat genom att fjädern är monterad horisontellt via ett länkage, medan den i modellen är monterad vertikalt. Fjäderstyvheten är därmed inte nödvändigtvis densamma. Det är känt att den modellerade sitsen tillsammans med förare, m_{seat} , väger 88 kg och mätningar har visat att systemet sits, förare och fjäder har en egenfrekvens om 1,3 Hz. Med dessa indata har fjäderkonstanten

$$k_{seat} \text{ tagits fram enligt } \omega = \sqrt{\frac{k_{seat}}{m}} = 2\pi f \Rightarrow k_{seat} = m(2\pi f)^2 = 88(2\pi 1,3)^2 = 5871 \left[\frac{N}{m} \right].$$

Den kritiska dämpningskonstanten, c_{cr} , fås då dämpningsfaktorn, $\zeta = 1$ och innebär att en transient störning dämpas så att inga eftersvängningar förekommer. Dämpkonstanten

$$c_{cr} = 2mp, \text{ där } p = \sqrt{\frac{k}{m}}. \text{ Detta ger } c_{cr} = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{km} = 1437 \left[\frac{Ns}{m} \right]. \text{ En}$$

dämpningsfaktor på 0.7 är rimlig, vilket ger sitsdämpningen $c_{seat} = \zeta c_{cr} = 1000 \left[\frac{Ns}{m} \right]$.

I horisontalled beskrivs sitsens rörelse av kinematiska samband enligt nedan. Konstanten 0.06 anger det horisontella avståndet mellan sitsens och hyttens tyngdpunkt.

$$x_s = (\omega_s - \omega) \sin \phi + x_u \cos \phi - 0.06 \cos \phi$$

$$\dot{x}_s = (\dot{\omega}_s - \dot{\omega}) \sin \phi + (\omega_s - \omega) \dot{\phi} \cos \phi + \dot{x}_u \cos \phi - x_u \dot{\phi} \sin \phi + 0.06 \dot{\phi} \sin \phi$$

$$\ddot{x}_s = (\ddot{\omega}_s - \ddot{\omega}) \sin \phi + 2(\dot{\omega}_s - \dot{\omega}) \dot{\phi} \cos \phi + (\omega_s - \omega)(\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) + \ddot{x}_u \cos \phi - 2\dot{x}_u \dot{\phi} \sin \phi - x_u (\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi) + 0.06(\ddot{\phi} \cos \phi + \dot{\phi} \sin \phi)$$

$$\phi \text{ liten} \Rightarrow \sin \phi \approx \phi, \cos \phi \approx 1$$

$$x_s = (\omega_s - \omega) \phi + x_u - 0.06$$

$$\dot{x}_s = (\dot{\omega}_s - \dot{\omega}) \phi + (\omega_s - \omega) \dot{\phi} + \dot{x}_u - x_u \dot{\phi} + 0.06 \dot{\phi}$$

$$\ddot{x}_s = (\ddot{\omega}_s - \ddot{\omega}) \phi + 2(\dot{\omega}_s - \dot{\omega}) \dot{\phi} + (\omega_s - \omega)(\ddot{\phi} - \dot{\phi}^2) + \ddot{x}_u - 2\dot{x}_u \dot{\phi} - x_u (\ddot{\phi} + \dot{\phi}^2) + 0.06(\ddot{\phi} + \dot{\phi}^2)$$

Sitsblocket ger ett bidrag till rotationströgheten för hytten. Bidraget varierar aningen beroende på sitsens position, men storleksmässigt är variationen försumbar. Den nya trögheten blir $I_{cab,ny} = I_{cab} + m_{seat} d^2$ där d är avståndet mellan hyttens och sitsens tyngdpunkt. Måttuppgifter från en modell ur ADAMS ger

$$d = \sqrt{0.06^2 + 0.078^2} = 0.0984 \Rightarrow md^2 = 8.66 \left[kgm^2 \right] \text{ vilket kan jämföras med hyttens tröghet, } I_{cab} = 6723.5 \left[kgm^2 \right].$$

3.9 Hjul

Hjulen fyller flera funktioner hos fordonet. De överför kraft till marken, dels då de överför momentet på hjulaxlarna till en framåtdrivande kraft, dragkraft, och dels då de överför sidokrafter då fordonet svänger. Samtidigt fungerar de som fjädring och stötdämpning.

3.9.1 Hjul

Det finns ett flertal olika modeller som syftar till att beskriva de fysikaliska egenskaperna hos däcken, var och en med sina förtjänster och tillkortakommanden. Dessa kan delas in i fyra kategorier,

I, empiriska modeller, byggda enbart från experimentella data. Modellen anpassas med hjälp av regressionssteknik efter data från fullskaliga däcktester.

II, modeller byggda på likheter. Bygger på egenskaper som fås från mätningar. Genom att ändra, skala om och multiplicera dessa fås nya samband som kan användas för icke uppmätta fall.

III, enkla fysiska modeller. Enkla mekaniska samband används för att beskriva däckens egenskaper.

IV, komplexa fysikaliska modeller. Här används t.ex. FEM-modeller för att beskriva däckens egenskaper.

Vanligt förekommande är Magic Formula, vilken är en semiempirisk modell då den bygger på både anpassning efter mätdata och fysikaliska samband. Den utvecklades under 1980-talet i samarbete mellan TU-Delft och Volvo. Magic Formula har inte använts i modellerna nedan, där istället modellerna tillhör den tredje kategorin. Valet av däcksmodeller styrdes av två faktorer, de modeller som fanns givna i litteraturen och tillgången, eller snarare bristen på tillgänglig däckdata. Med de däckdata som gått att uppbringa var det mest lämpligt att bygga en relativt enkel modell som behöver lite indata. Några parametervärden har ändå uppskattats eller anpassats efter mätresultat.

3.9.2 Vertikalled

I vertikalled modelleras däcken som en linjär fjäder parallellt med en viskös dämpare. Här används den enkla linjära vertikala modellen av isolatorerna enligt Fig. 20. Fjäder- och dämpkonstant för däcken kommer från modellen i ADAMS. Vertikal dämpning, c , är 5000 [Ns/m] och styvhet k , är $1.13 \cdot 10^6$ [N/m].

3.9.3 Drivning

Avseende framdrivning påverkas hjulet av vridmomentet T från drivaxeln enligt Fig. 26. Detta ger upphov till en rotationsacceleration och en dragkraft parallell med underlaget, F_d , i kontaktytan mellan däck och underlag. Dragkraften resulterar i en kraft, F_a , verkande i navcentrum, vilken accelererar fordonet. Eftersom hjulet är fäst i fordonet är dess markparallella acceleration i stort sett densamma som ramens tyngdpunkts (den är inte exakt lika stor på grund av ramens rotationsacceleration).

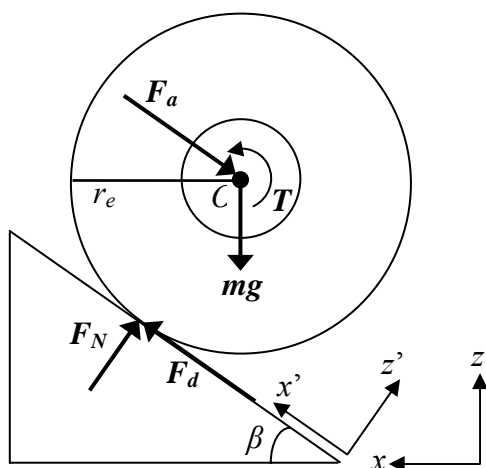


Fig. 26 Modell av krafterna som påverkar ett hjul

Ekvationerna för hjulet i Fig. 26 ställs upp enligt nedan.

$$\begin{aligned}\widehat{O}: T - F_d r_e &= J_{wheel} \dot{\omega} \\ \bar{x}': -F_a + F_d - m_w g \sin \beta &= m_w \ddot{x}' \\ \bar{z}': F_N - m_w g \cos \beta &= m_w \ddot{z}' \\ x' &= x \cos \beta + z \sin \beta\end{aligned}$$

3.9.4 Slip och skid

Hjul som inte påverkas av drivande eller bromsande moment uppfyller rullvillkoret $v = r_e \omega$. Det innebär att däckets kontaktytas hastighet relativt underlaget är noll. Ett annat sätt att formulera detta är med hjälp av hastighetsdifferensen $v_s = v - r_e \omega = 0$. v_s kallas sliphastighet.

Hjul som påverkas av ett yttre moment uppfyller ej rullvillkoret, vilket innebär att däckets kontaktyta rör sig i förhållande till marken. Vid drivning roterar hjulen fortare än fordonets hastighet framåt, $v_s = v - r_e \omega < 0$ och vid bromsning är $v_s > 0$. Fallet drivning då $v_s < 0$ kallas slip och bromsning då $v_s > 0$ kallas skid.

En dimensionslös storhet på slip och skid fås genom att dividera v_s med $r_e \omega$ eller v . I [17] föreslås att slip och skid särskiljs och definieras enligt

$$\text{slip} = -\frac{v_s}{r_e \omega}, \text{ skid} = \frac{v_s}{v}$$

medan SAE (Society of Automotive Engineers) använder endast en definition av slip och skid. Skid är då ett fall av slip då slipvärdet har omvänt tecken.

SAEs definitionen av slip är följande:

$$\text{slip} = \kappa = -\frac{v_s}{v} = \frac{r_e \omega - v}{v} = \frac{r_e \omega}{v} - 1$$

Härefter används endast SAE-definition av slip om inget annat anges.

Slip anges ofta i procent. Lägsta möjliga slipvärde vid framdrivning uppkommer vid rullning då rotationshastigheten $r_e \omega$ och hastigheten v är lika stora, varvid slipet blir noll. Matematiskt sett ger slipdefinitionen division med noll då $v=0$ och slipet är i det fallet oändligt. Slipdefinitionen ovan går därför inte att använda vid låga hastigheter, varför en annan slipdefinition då får användas. Om fordonet skidar, d v s. $v_s < 0$, ligger slipvärdet mellan 0% då rullning sker, och -100% som inträffar vid bromsning med låsta hjul, $v \neq 0$, $\omega=0$.

3.9.5 Dragkraft F_d

Dragkraften som verkar i kontaktytan mellan däck och underlaget, F_d , beror på normalkraften F_N , friktionen mot underlaget samt slipet. Dragkraftens beroende av slipet har ett principutseende enligt Fig. 27.

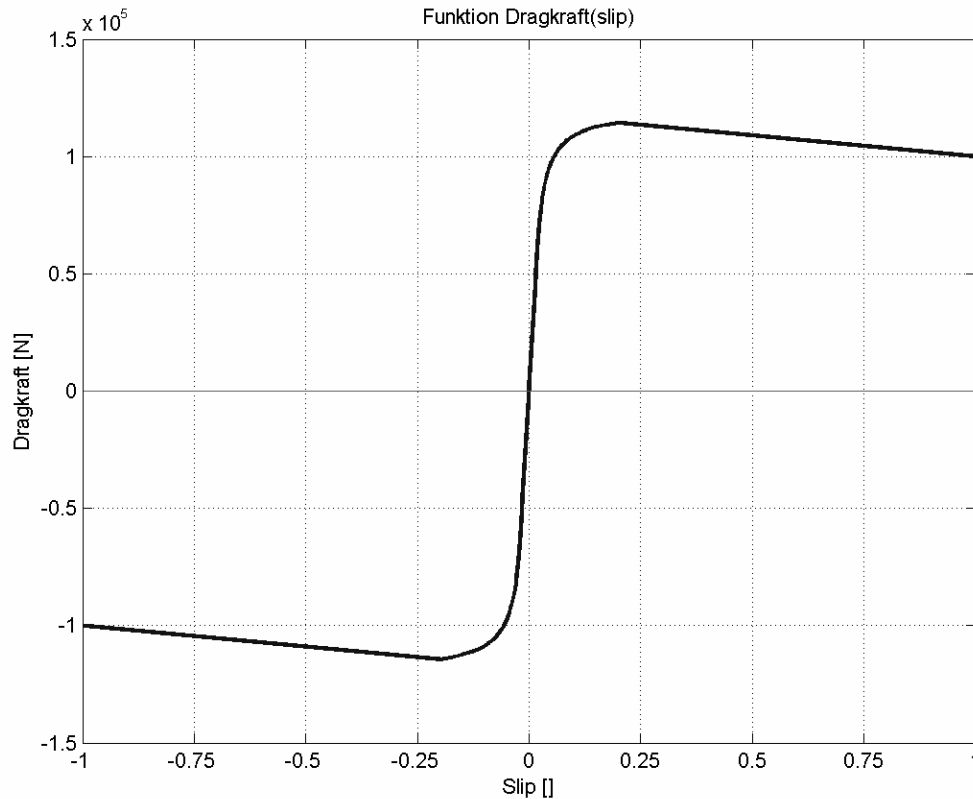


Fig. 27 Principutseende för dragkraften $F_d(\kappa)$

Vid lågt slip är dragkraften proportionell mot slipet, $F_d = F_{d1} = C_{F\kappa}\kappa$ där $C_{F\kappa}$ är longitudinell slipstyvhet [N]. Vid det kritiska slipvärdet i_c (ungefär 3 %) övergår F_d i en olinjär funktion F_{d2} . För att efterlikna principutseendet på dragkraftkurvan har ytterligare en dragkraftsfunktion F_{d3} skapats, vilken är aktiv då $i_{c2} < |\kappa| < 1$. Gränsen i_{c2} , är satt där dragkraften antar största värdet, vilket oftast är vid ca 20 % slip.

$$F_{d1} = C_{F\kappa}\kappa, \quad |\kappa| < i_c$$

$$F_{d2} = F_z\mu_s \left[1 - \frac{F_z\mu_s}{C_{F\kappa}4|\kappa|} \right] \frac{|\kappa|}{\kappa}, \quad i_c < |\kappa| < i_{c2}$$

$$i_c = \frac{F_z\mu_s}{2C_{F\kappa}}$$

$$F_{d3} = \left\{ \mu_s F_z \left[1 - \frac{\mu_s F_z}{C_{F\kappa}4i_{c2}} \right] + \frac{F_z \left(\mu_k - \mu_s \left[1 - \frac{\mu_s F_z}{C_{F\kappa}4i_{c2}} \right] \right)}{1 - i_{c2}} (|\kappa| - i_{c2}) \right\} \frac{|\kappa|}{\kappa}, \quad |\kappa| > i_{c2}$$

3.9.6 Slipgenerering

Då fordonshastigheten v är skiljd från noll fungerar slipdefinitionen enligt SAE. Den används då hastighet $|v| \geq v_{low}$, där v_{low} är godtyckligt vald till 0,05 m/s.

$$\kappa = -\frac{v_s}{v} = \frac{r_e \omega - v}{v} = \frac{r_e \omega}{v} - 1$$

I kraftgenererande mening bör slipet ha värden mellan -1 och 1, men enligt definitionen kan κ anta värden betydligt större än ett. En begränsning på slipvärdet har därför lagts in enligt $\kappa = \min[\max(\kappa, -1), 1]$

varvid $-1 \leq \kappa \leq 1$.

Vidare antar slipet samma värde i både fram och backriktning dvs.

$\kappa(-v, -\omega) = \kappa(v, \omega)$. Det innebär att färdriktningen måste tas i beaktande för att dragkraften ska verka i rätt riktning.

3.9.7 Slip vid låg hastighet

Om $|v| < v_{low}$ används istället en annan slipfunktion, här benämnd $\kappa_{low\ speed}$. För studier av växlingskomfort är det visserligen fullt möjligt att låta modellen starta med en initial hastighet så att slipfunktionen *slip* kan användas, men för generell användning i simuleringsmodellen och för studier av växlingskomfort vid riktningssändring behöver fordonet kunna starta från stillastående och byta riktning. Inledningsvis var det svårt att finna litteratur som behandlade slip vid låg hastighet, varvid ett flertal mer eller mindre sofistikerade angreppssätt testades.

3.9.8 Insignaler för utvärdering av slipmodeller

För att kunna testa däckmodellernas funktion behövs lämpliga insignaler.

Däckmodellerna har som insignaler fordonshastighet, normalkraft och vridmoment.

Även friktionskoefficienterna kan varieras. Fordonshastigheten fås som återkoppling från fordonsmodellen, normalkraften har satts konstant med värdet 260 kN och motsvarar ungefär tyngden för en olastad L150E, dvs. den totala normalkraften. Marken anses vara homogen med statisk friktionskoefficient om 0.6 och dynamisk om 0.5.

Vridmomentets toppnivå har efter jämförelse med uppmätt vridmoment satts till för L150E rimligt värde. Just vridmomentet är den enda variabla insignalen som använts för utvärdering av däckmodellerna och det ser ut enligt Fig. 28 nedan. Stegsignalen kan liknas vid en förare som efter en sekund trampar gasen i botten och efter sju sekunder släpper gasen helt, medan rampen kan tänkas vara en förare som ger mer och mer gas allt eftersom fordonshastigheten ökar. Därefter håller föraren konstant gas mellan två och tre sekunder, lättar på gasen mjukt och efter fyra sekunder lägger i backen. Därefter upprepar han i stort sett samma procedur.

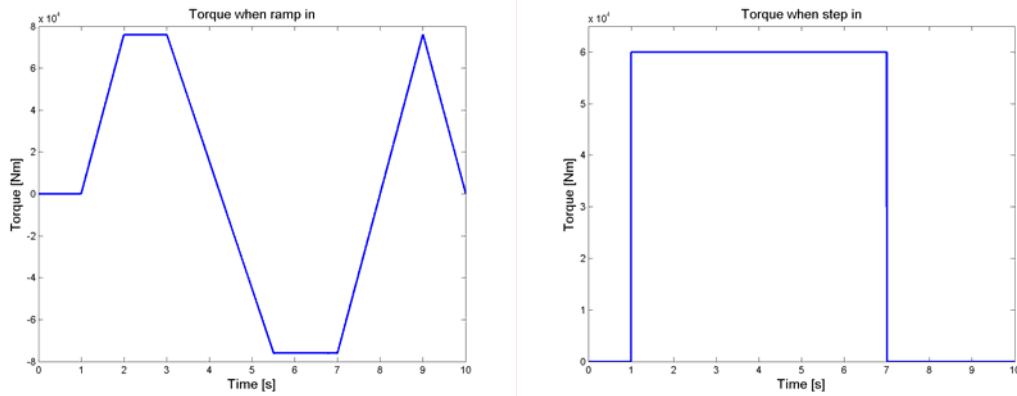


Fig. 28 Vridmomentsinsignaler[Nm] för funktionstest av däcksmodeller. Ramper($t.v$) och steg($t.h$)

Den resulterande fordonshastigheten och hjulrotationshastigheten med ovanstående insignaler bör se ut enligt Fig. 29.

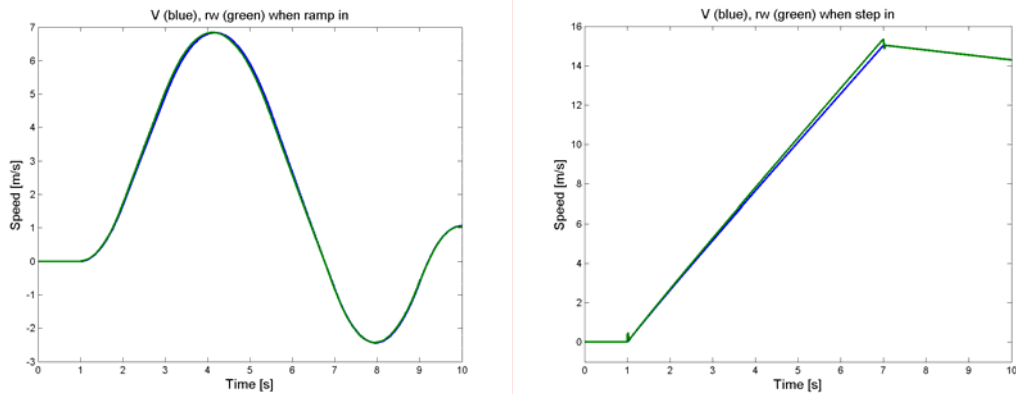


Fig. 29 Resulterande hastighet (blå) och rotationshastighet (grön) med ramper respektive steg som insignal

3.9.9 Hjulmodell med två slipfunktioner

Denna modell skapar slipet och därmed dragkraften från två olika slipfunktioner. Vid hastigheter överstigande v_{low} används slipdefinitionen enligt SAE. Vid låga hastigheter, understigande v_{low} , används slipfunktionen $\kappa_{low\text{speed}}$. Denna bygger på att däckets vid låg hastighet kan liknas vid en fjäder. Då drivning påbörjas måste fjädern spännas upp innan den kan leverera dragkraft. Funktionen visas i Fig. 30.

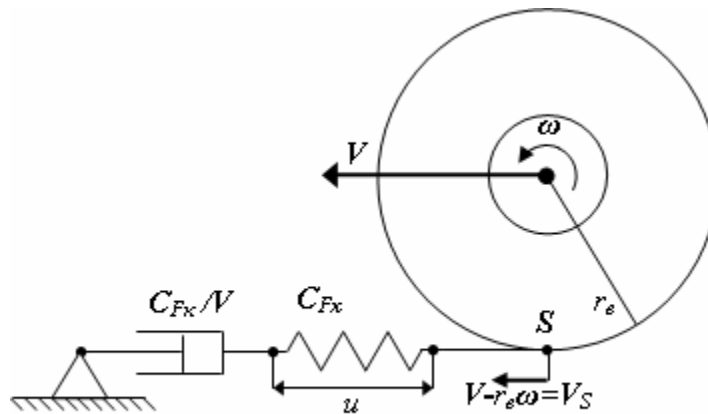


Fig. 30 Mekanisk modell för fjäderliknande däckmodell

De mekaniska sambanden för denna modell formuleras enligt [6]

$$\kappa' = \frac{u}{\sigma_{\kappa}}$$

$$\frac{du}{dt} = -v_s - |v| \frac{u}{\sigma_{\kappa}}$$

$$\sigma_{\kappa} = \frac{C_{Fk}}{C_{Fx}} \approx \frac{a}{2}$$

u , med enhet [m], är deformation av däckets sida som uppkommer då ett vridmoment verkar i navet och däckets sida och mönster deformeras. σ_{κ} är relaxationslängd [m], C_{Fk} longitudinell slipstyvhet per längdenhet [N] och C_{Fx} longitudinell däckstyvhet [N/m] och a är kontaktlängd [m] mellan däck och underlag. σ_{κ} kan enligt [14] approximeras med halva kontaktlängden.

Vid låg hastighet, $v \approx 0$, har vi

$$\frac{du}{dt} = -v_s - |v| \frac{u}{\sigma_\kappa} = r\omega - v - |v| \frac{u}{\sigma_\kappa} \approx r\omega \Rightarrow u = \int r\omega dt$$

$$F_x = C_{F\kappa} \kappa' = C_{F\kappa} \frac{u}{\sigma_\kappa} \Rightarrow F_x = C_{F\kappa} \frac{C_{Fx}}{C_{F\kappa}} \int r\omega dt = C_{Fx} \int r\omega dt$$

och u är i princip integrerande, varvid däcket kan liknas vid en fjäder med styvheten C_{Fx} .

Vid hög hastighet och lågt slip gäller $v_s \approx 0$ varvid

$$\frac{du}{dt} = -v_s - |v| \frac{u}{\sigma_\kappa} \approx -|v| \frac{u}{\sigma_\kappa}$$

$$F_x = C_{F\kappa} \kappa' = C_{F\kappa} \frac{u}{\sigma_\kappa} \Rightarrow F_x = -\frac{C_{F\kappa}}{|v|} \frac{du}{dt}$$

funktionen kan liknas vid en dämpare med dämpkonstant $C_{F\kappa}$.

$\kappa_{low\text{speed}}$ aktiveras vid start från hastighet lägre än v_{low} eller då hastigheten sjunker till v_{low} . Vid start från låg hastighet ges $\kappa_{low\text{speed}}$ startvärde, $\kappa_{low\text{speed},init}$, värdet noll. I det andra fallet vid övergång från κ till $\kappa_{low\text{speed}}$ sätts $\kappa_{low\text{speed},init}$ till det värde som κ antar enligt

$$\kappa_{low\text{speed},init} = \kappa = -\frac{v_s}{v}$$

Simulering med denna ansats visar att det uppkommer slip vid övergången, vilket inte är fallet i praktiken. För att komma till rätta med detta skalas $\kappa_{low\text{speed},init}$ med en faktor 0,8,

vilken har bestämts på experimentell väg. Således lyder $\kappa_{low\text{speed},init} = -0,8 \frac{v_s}{v}$. Därmed fås

en övergång utan att slip inträffar.

Problem uppstår då hastigheten når v_{low} och växling från $\kappa_{low\text{speed}}$ till κ sker, varvid en diskontinuitet i slipvärdet uppkommer. Detta syns tydligt i Fig. 31. Diskontinuiteten gör att det uppkommer spikar i dragkraften, vilket även resulterar i spikar för accelerationen. Detta visas i Fig. 32 och Fig. 33.

Problemet uppstår alltså vid den låga hastigheten 0.05 m/s, vilken i stort sett bara passeras vid start, stopp och riktningssändring. För alla andra hastigheter fungerar modellen bra.

Försök har gjorts för att eliminera diskontinuiteten, men utan framgång. För att undvika diskontinuiteten har istället ett annat angreppssätt prövats, där endast en slipfunktion används.

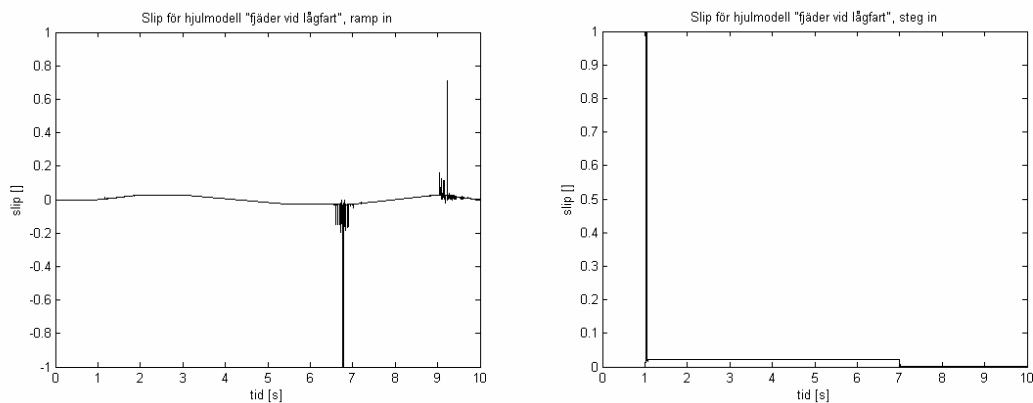


Fig. 31 Slip för körcykeln med ramp (t.v) och steg (t.h) i ingående vridmoment som insignal

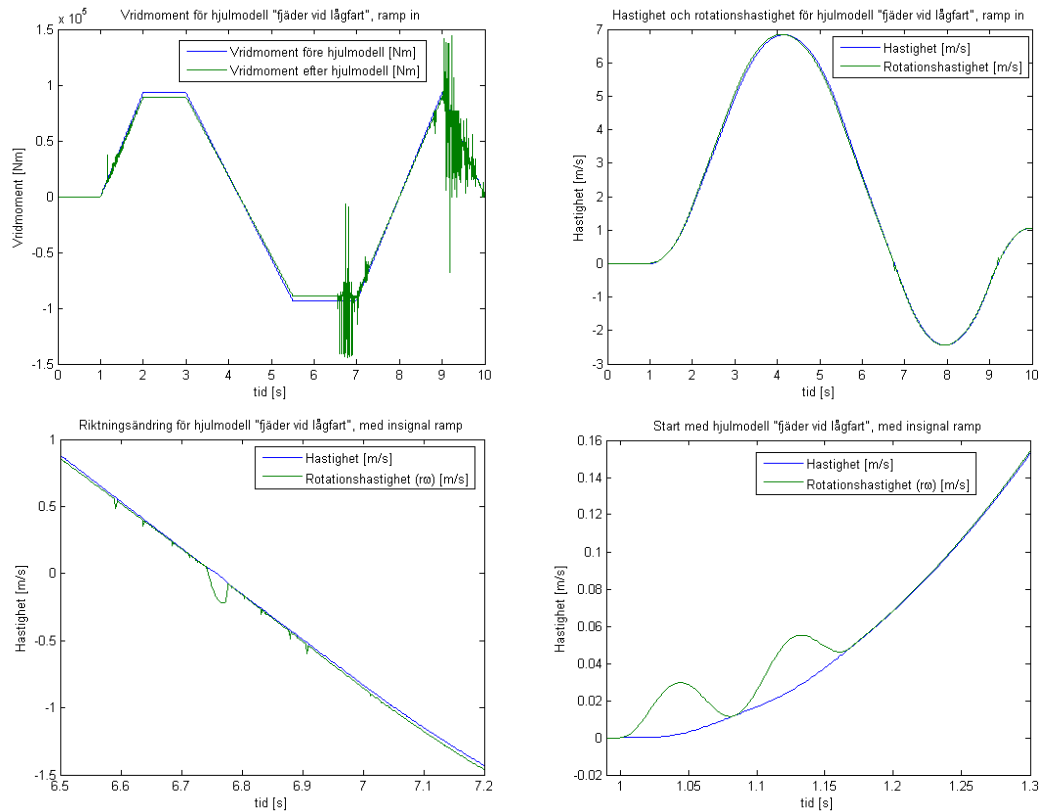


Fig. 32 Hjulmodell av fjädertyp vid låg hastighet. Insignalen är en ramp i ingående vridmoment. Vridmoment (ö.t.v) resulterar i rotations- och fordonshastighet (ö.t.h). Spikarna i vridmomentet ger upphov till störningar i rotationshastigheten vid riktningssändring (n.t.v) och startförlopp (n.t.h)

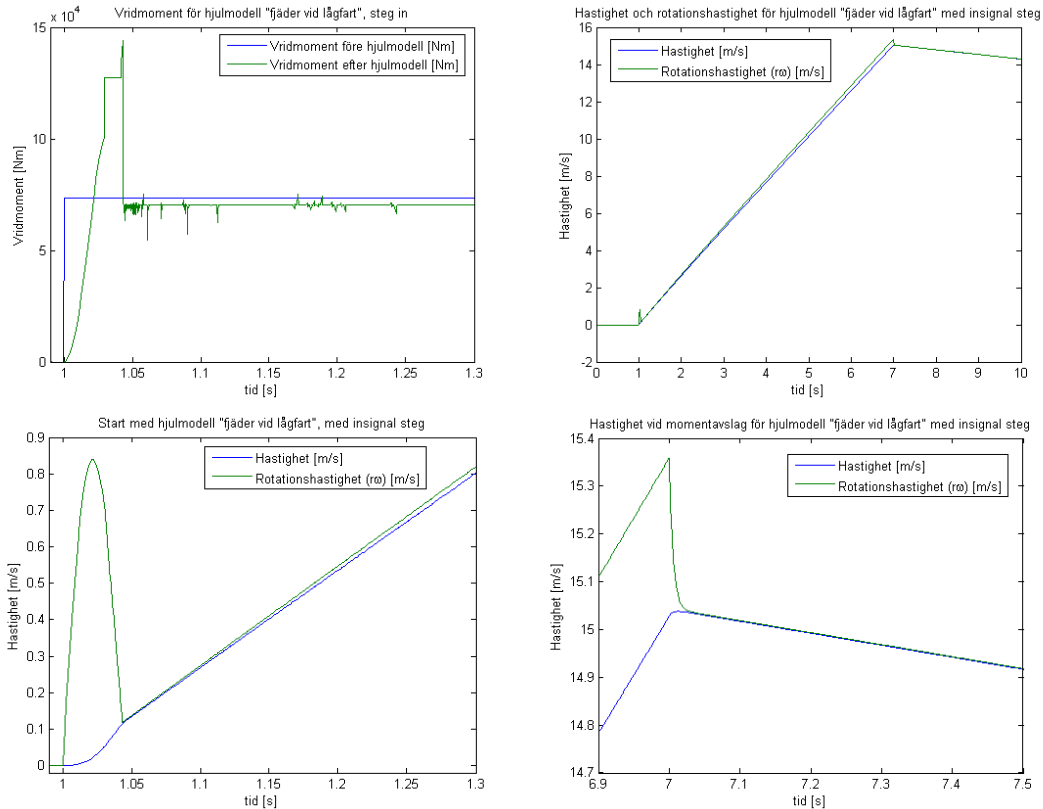


Fig. 33 Hjulmodell av fjädertyp vid låg hastighet. Insignalen är ett steg i ingående vridmoment. Spikarna i vridmomentet (ö.t.v) resulterar i rotations- och fordonshastighet (n.t.v) Hastigheter för hela insignalen (ö.t.h) och momentavslag (n.t.h)

3.9.10 Hjulmodell med slippgenererande enligt fjäder/dämparmodell

Här fungerar däckets för alla hastigheter som en fjäder med slippgenererande enligt $\kappa_{low\ speed}$ från föregående modell. Då endast en slippfunktion används undviks den diskontinuitet som uppstår vid övergång mellan slippfunktionerna och funktionen som sätter initialvärdet $\kappa_{low\ speed, init}$ behövs inte heller.

Vid låg hastighet fungerar slippfunktionen som integrator av sliphastigheten vilket kan ge upphov till orimligt stor däckdeformation. Detta angrips genom att begränsa deformationsderivatan då hastigheten är låg och deformationen antagits ett godtyckligt värde u_{limit} . Implementeringen ser ut enligt

$$\text{if } v < v_{low} \ \& \ u > u_{limit}$$

$$\frac{du}{dt} = 0$$

else

$$\frac{du}{dt} = -v_s - |v| \frac{u}{\sigma_\kappa}$$

end

Vid stegändring i ingående vridmoment som insignal uppkommer stora svängningar i slipet och fortplantar sig till dragkraften. Vilket visas i Fig. 34.

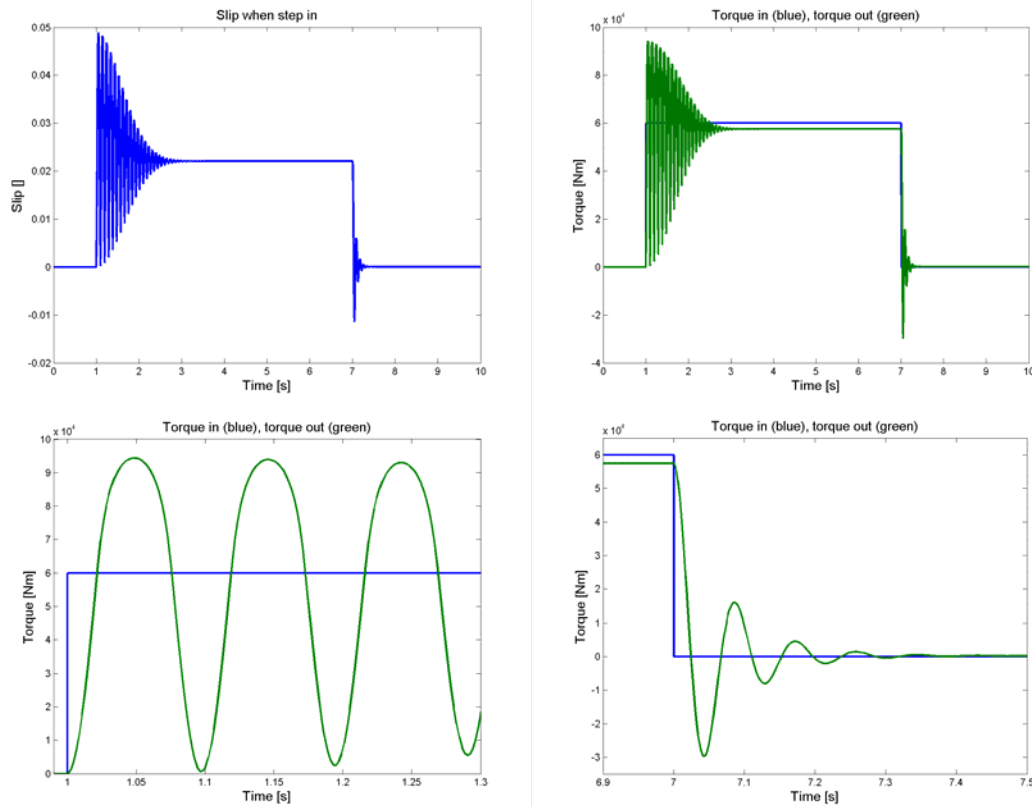


Fig. 34 Stegsvär. Slip för hela körcykeln (ö.t.v), dragkraft för hela körcykeln (ö.t.h), startförloppet (n.t.v) och momentavslaget (n.t.h)

De stora svängningarna i utgående vridmoment som uppkommer vid stegändring av ingående vridmoment resulterar i svängningar för hjulens rotationshastighet och i viss mån även för fordonshastigheten. Detta visas i Fig. 36.

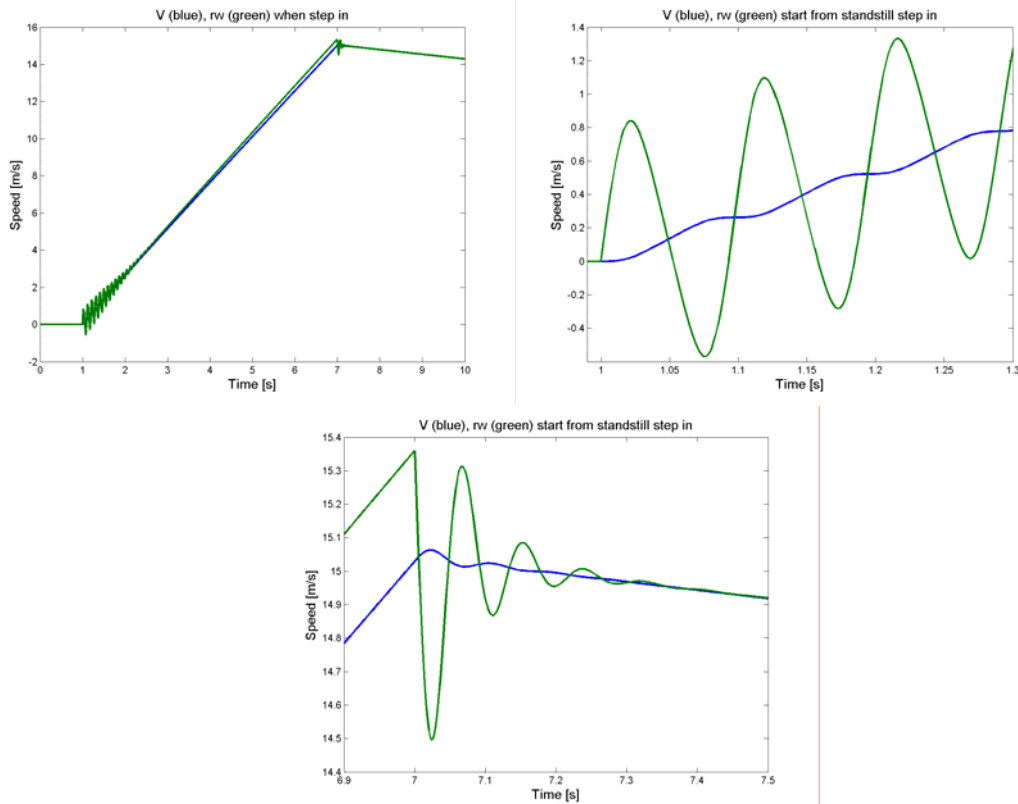


Fig. 35 Funktionstest av hjulmodell av fjäder/dämpartyp. Steg i ingående vridmoment som insignal, fordonshastighet (blå) och hjulens rotationshastighet (grön). Hel körcykel (ö.t.v), startförloppet (ö.t.v) och momentavslag (nedre).

Även med ramp i ingående vridmoment som insignal uppkommer stora svängningar i utgående vridmoment. Detta resulterar i svängningar även för hjulens rotationshastighet och detta visas i Fig. 35.

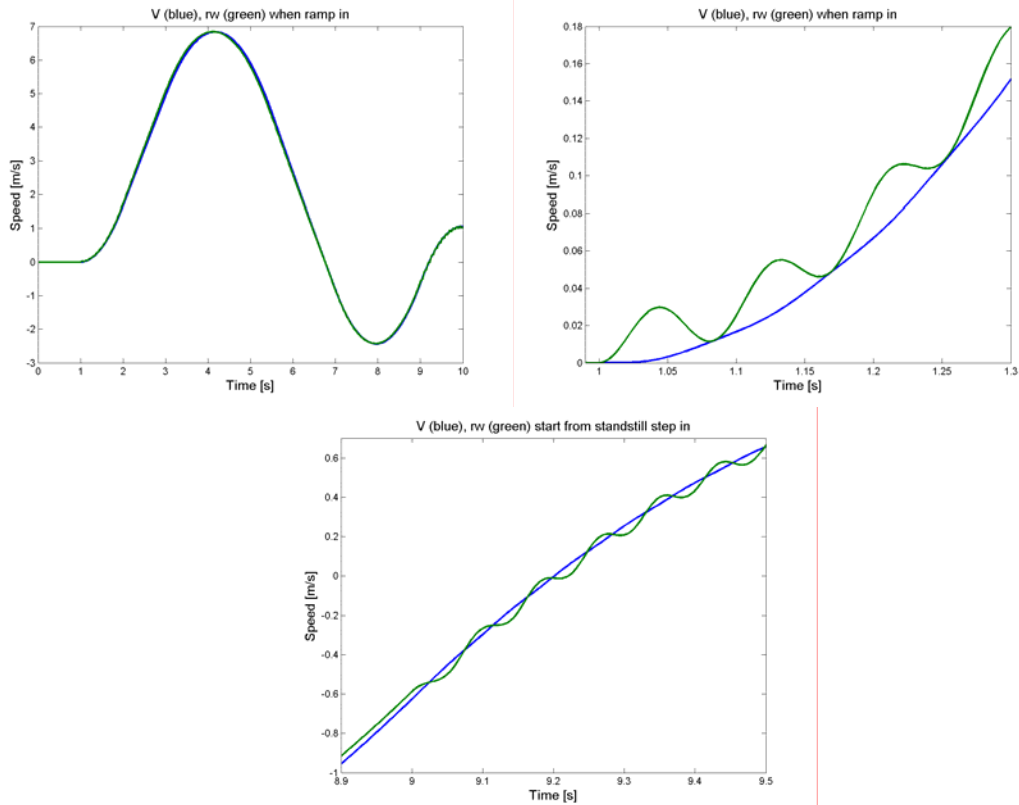


Fig. 36 Funktionstest av hjulmodell av fjäder/dämpartyp. Ramp i ingående vridmoment som insignalen, fordonshastighet (blå) och hjulens rotationshastighet (grön). Hel körcykel (ö.t.v), startförloppet (ö.t.v) och riktningssändring (nedre).

3.9.11 Hjulmodell med slipgenerering enligt fjäder/dämpare med ytterligare dämpning

För att minska svängningarna i föregående modell (Fig. 35) har ytterligare en dämpning införts parallellt enligt Fig. 37.

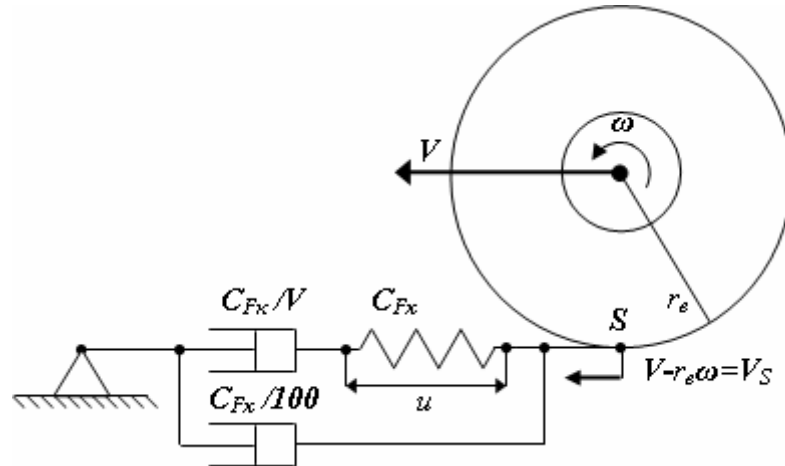


Fig. 37 Däckmodell enligt fjäder med ytterligare dämpare

Ekvationerna för denna skiljer sig från föregående modell genom att κ har ersatts med κ' .

$$\kappa' = \frac{u}{\sigma_\kappa} + u_1$$

$$u_1 = \frac{1}{100\sigma_\kappa} \frac{du}{dt} \Rightarrow$$

$$\kappa' = \frac{u}{\sigma_\kappa} + \frac{1}{100\sigma_\kappa} \frac{du}{dt}$$

Konstanten $\frac{1}{100\sigma_\kappa}$ är bestämd på experimentell väg. Införandet av dämparen har stor påverkan på slippet, vars svängningar dämpas effektivt. Med steg i ingående vridmoment som insignal fås utgående vridmoment enligt Fig. 38.

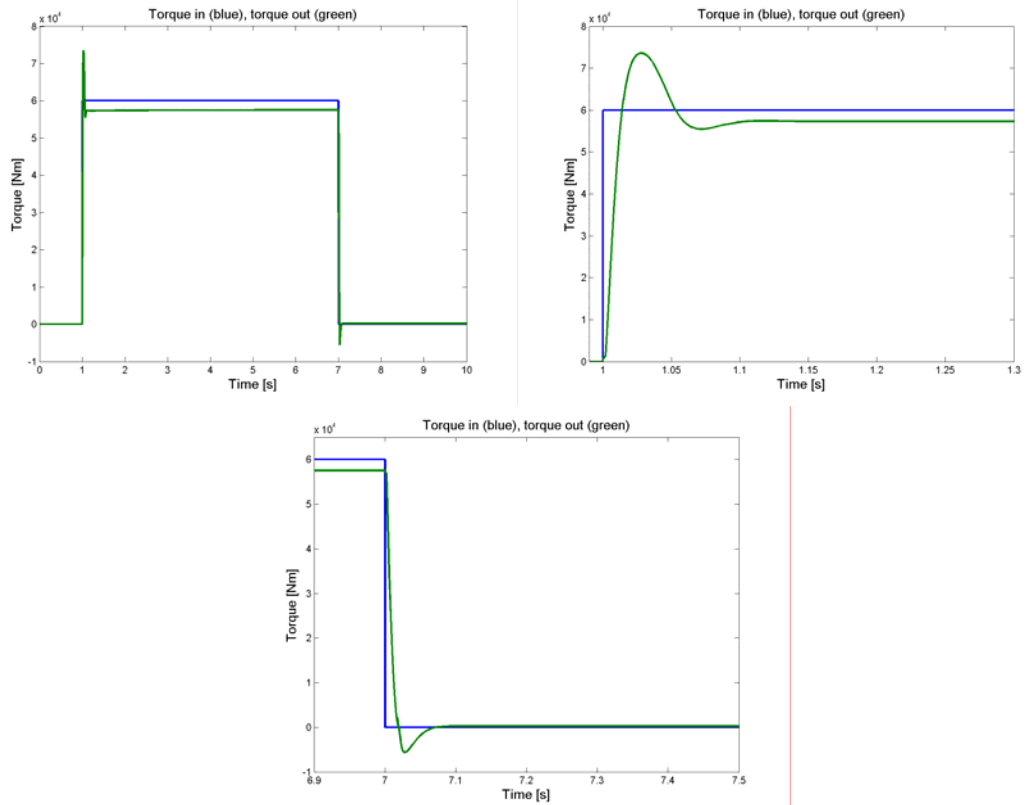


Fig. 38 Stegsvär. Dragkraft för hela körcykeln (ö.t.v), startförloppet (ö.t.h) och momentavslaget (nedre).

Steget i ingående vridmoment resulterar i rotationshastighet för hjulen och fordonshastighet enligt Fig. 40.

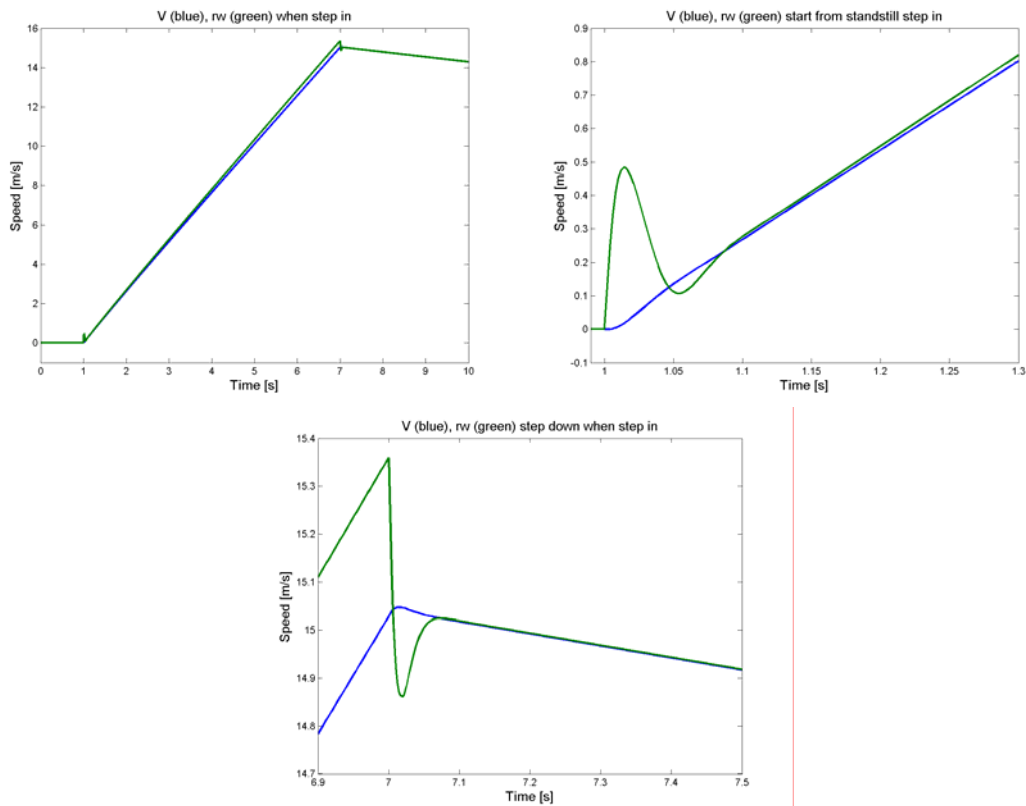


Fig. 39 Insignalen är ett steg i ingående vridmoment. Fordonshastighet (blå) och hjulens rotationshastighet (grön). Hel körcykel (ö.t.v), startförloppet (ö.t.h) och momentavslag (nedre).

Även med ramp i ingående vridmoment som insignal dämpas svängningarna i utgående vridmoment effektivt. Det utgående vridmomentet resulterar i fordonshastighet och rotationshastighet enligt Fig. 39.

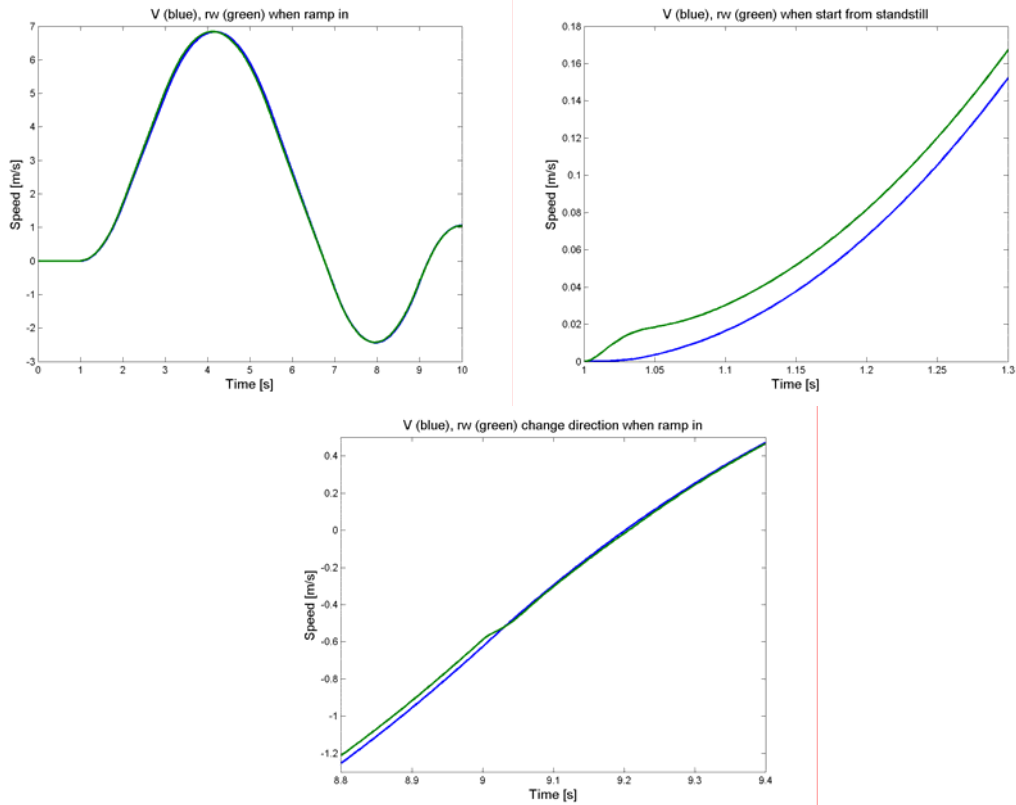


Fig. 40 Ramp som insignal. Fordonshastighet (blå) och hjulens rotationshastighet (grön).
Hel körcykel (ö.t.v), startförloppet (ö.t.h) och riktningssändring (nedre).

4 Resultat

De mätdata som använts för att utvärdera modellerna innehåller många accelerationskomponenter med annat ursprung än växling. I ett samtidigt utfört examensarbete [9] fann man det lämpligt att för växlingskomfortstudier filtrera accelerationssignalerna med ett fjärde ordningens bandpassfilter av butterworthtyp med gränshänsor 0.5 Hz och 10 Hz. För att kunna jämföra simuleringsmodellernas resultat med mätdata har samma filtrering använts på modellernas accelerationssignal. I mätningar har man med hjälp av en accelerometer mätt fordonsaccelerationen på två ställen – på ramen (ungefär i ramens tyngdpunkt) och i hytten bakom stolen.

4.1 Utvärdering av modellerna avseende växlingskomfort

En sammanfattning av utvärderingen följer nedan. Utvärderingen i sin helhet återfinns i bilaga 1.

Bortsett från originalmodellen har alla modeller vertikal däckfjädring. Beteckningen ”utan hjul” i figurerna betyder att ingen longitudinell hjulmodell används. I figurerna nedan anger grön kurva ryck för ramen.

4.1.1 Originalmodellen

I Fig. 41 visas mätdata och simuleringsresultat för uppväxling 2-3 med originalmodellen. De oscillationer för ryck och acceleration som syns i mätdata lyckas modellen inte frambringa och accelerationskurvas utseende skiljer sig betydligt från mätdata. I mätdata syns en tendens till att hyttens acceleration är aningen fördröjd gentemot ramens. Topp till toppvärden för originalmodellens accelerations- och ryckkurvan verkar rimliga.

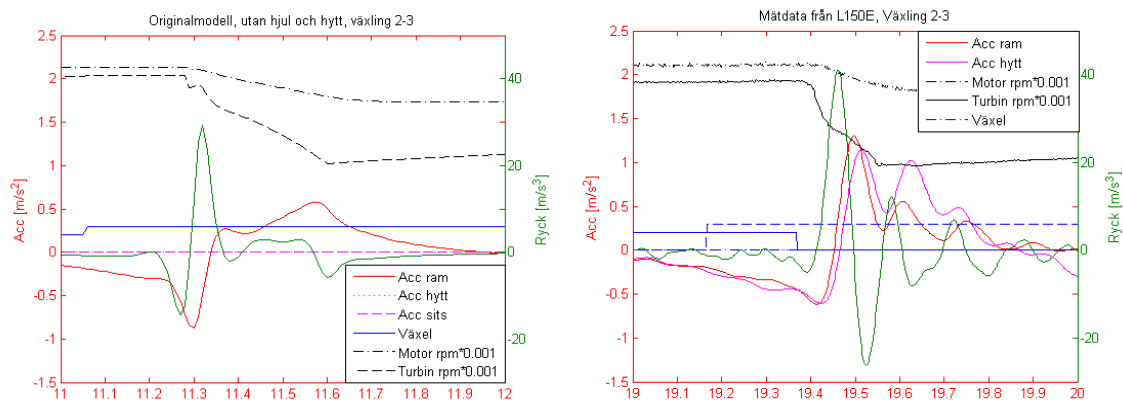


Fig. 41 Acceleration och ryck vid växling 2-3 för originalmodellen (t.v) och mätdata för L150E (t.h)

4.2 Hyttmodeller

Nedan visas en utvärdering av olika hyttmodeller för olika växlingar. Studera speciellt ram- och hyttaccelerationen - vilken däckmodell saknar betydelse i det här fallet.

4.2.1 Utvärdering hyttmodeller vid uppväxling 2-3

I Fig. 42 visas ram- och hyttacceleration vid uppväxling 2-3 för originalmodell och modeller med olika varianter på hytt.

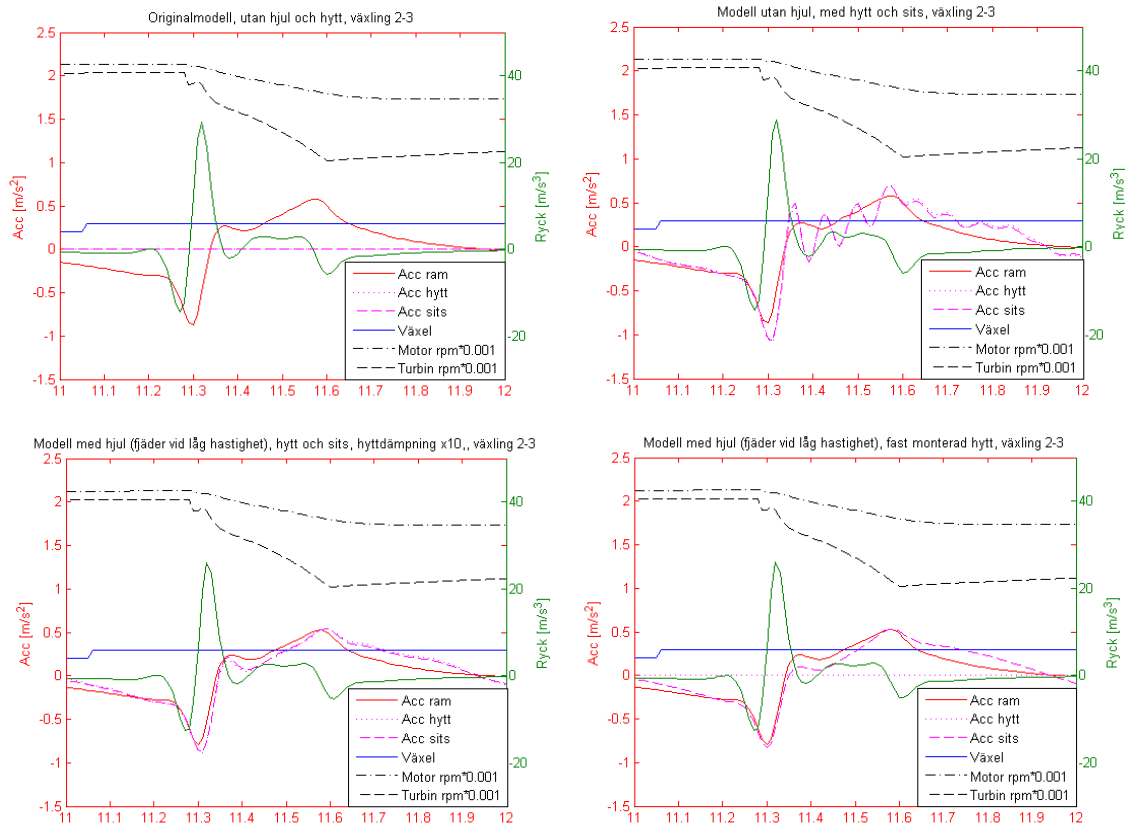


Fig. 42 Acceleration och ryck vid växling 2-3 för originalmodell (ö.t.v), modell med hytt och sits (ö.t.h), hytt och sits med hårt dämpad horisontell isolator (n.t.v) och fast monterad hytt (n.t.h)

Ramaccelerationen för modellerna i Fig. 42 är snarlika och påverkas inte nämnvärt av tillförandet av hytt och sits.

Modellen med hytt och sits (ö.t.h) ger longitudinella oscillationer för hytten, vilka inte kan ses i mätdatan i Fig. 41. Om den longitudinella dämpningen för hytten (n.t.v) ökas markant uteblir hyttoscillationerna.

Modellen med fast monterad hytt resulterar i att ram- och hyttaccelerationen skiljer sig åt lite grann. Skillnaden orsakas av nickningen.

Modellen med ökad longitudinell hyttedämpning (n.t.v) och modellen med fast monterad hytt ger i princip samma resultat.

Skillnaden mellan modellernas ram- och hyttacceleration är liten och ger inte nämnvärt bättre överensstämmelse med mätdata än originalmodellen.

4.2.2 Utvärdering av hyttmodeller vid nedväxling 2-1

I Fig. 43 Simulering av växling 2-1. Två modell med hytt och sits: (ö.t.v) och (ö.t.h) med halverade longitudinella hyttfjäderkonstanter. Modell med fast monterad hytt (n.t.v) och mätdata (n.t.h) visas nedväxling 2-1.

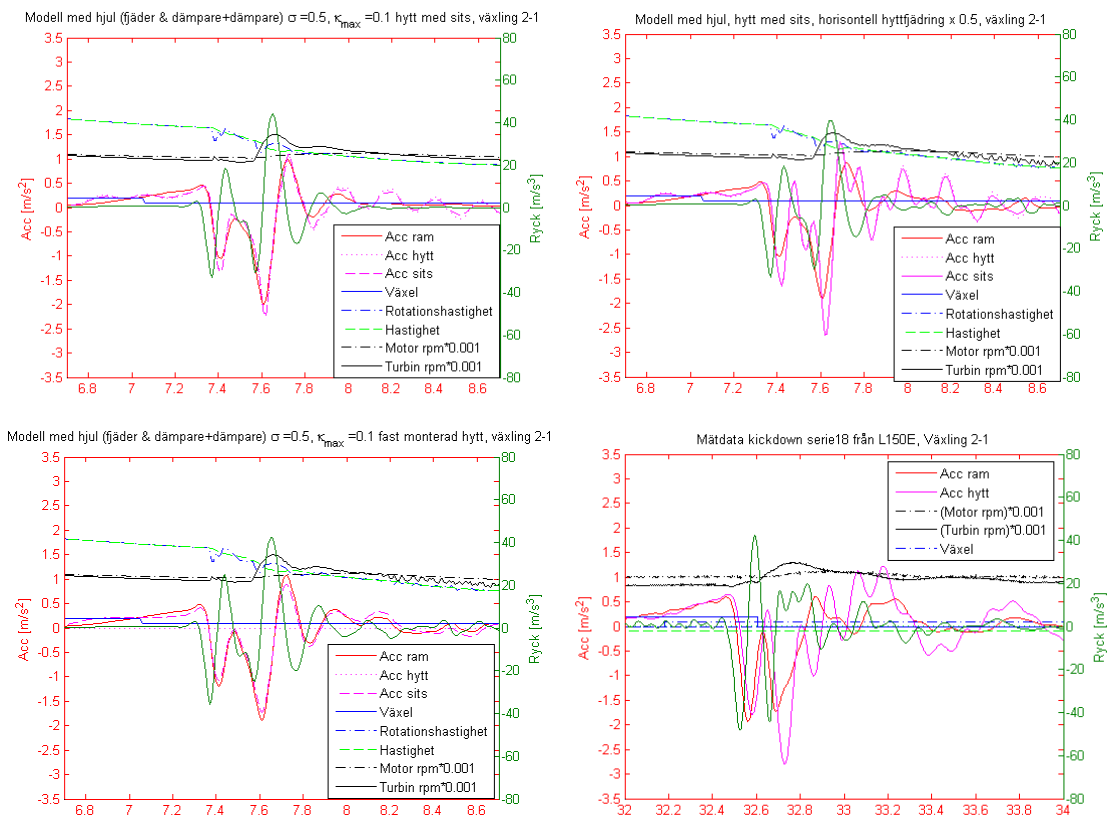


Fig. 43 Simulering av växling 2-1. Två modell med hytt och sits: (ö.t.v) och (ö.t.h) med halverade longitudinella hyttfjäderkonstanter. Modell med fast monterad hytt (n.t.v) och mätdata (n.t.h)

De kraftiga hyttoscillationer om ca 10 Hz som är tydliga i mätdata finns ej i modellen med fast monterad hytt.

Modellen med hytt och sits har små oscillationer för hytten, men med frekvens som verkar vara ca 5 Hz. Frekvensen i grafen är dock ett resultat av filtreringen – den ofiltrerade hyttoscillationen har en frekvens om ca 14 Hz (se Bilaga 1). En hypotes är att denna skillnad gentemot mätdata beror på felaktig styvhet i modellen. Därför gjordes en simulering där den longitudinella hyttfjädringskonstanten sattes till hälften, vilket borde ge en egenfrekvens om ca 10 Hz. Resultatet blir inte heller i detta fall helt likt mätdata. Mätdata visar att accelerationen för ram och hytt skiljer sig väsentligt vid växling 2-1. För övriga växlingar är skillnaden betydligt mindre. En modell som fångar upp skillnaden vore önskvärt, men ingen av de tillförda hyttmodellerna lyckas med det. Troliga orsaker är att indata till den longitudinella hyttfjädringen inte stämmer och att modellerna är för enkelt modellerade.

4.3 Hjulmodeller

Nedan visas en utvärdering av olika hjulmodeller för olika växlingar. Studera speciellt ramaccelerationen - vilken hyttmodell som använts har mycket liten betydelse.

4.3.1 Växling 2-3

I Fig. 44 och Fig. 45 visas resultatet för olika hjulmodeller och mätdata för uppväxling 2-3.

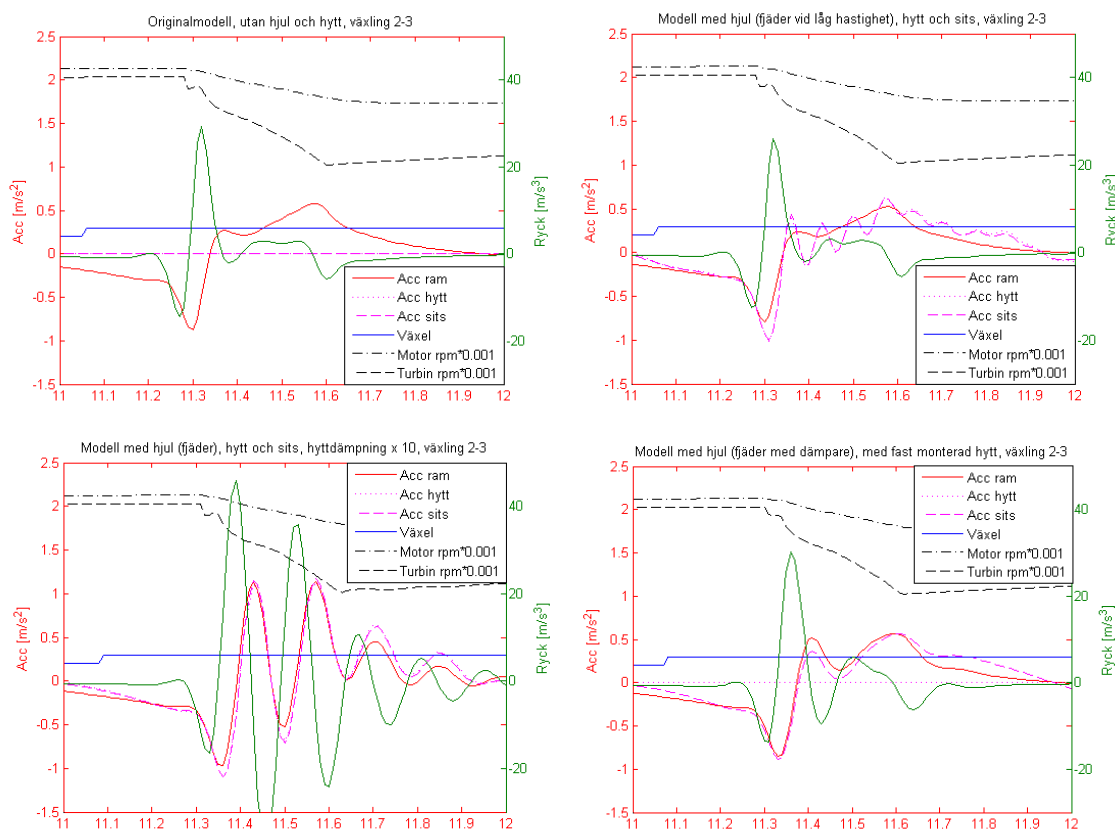


Fig. 44 Simuleringsresultat för växling 2-3 med originalmodell utan hjul (ö.t.v), hjulmodell med två slipfunktioner (ö.t.h), hjulmodell fjäder/dämpare (n.t.v) och modell fjäder/dämpare med ytterligare dämpare (n.t.h)

Resultatet för hjulmodellen med två slipfunktioner (d v s. modell 3.9.9) skiljer sig inte nämnvärt från originalmodellen. Modellerna av fjäder/dämpartyp (modell 3.9.10 och 3.9.11) ger upphov till oscillationer med frekvens som liknar uppmätta resultat. Modellen utan ytterligare dämpning, (modell 3.9.10) nedre vänstra i Fig. 44, ger betydligt högre amplitud för accelerations- och rycksignalen än uppmätta värden, medan den med ytterligare dämpning, (modell 3.9.11) nedre högra i Fig. 44, har lite för kraftig dämpning. Detta tyder på att det krävs injustering av hjulmodellens parametrar.

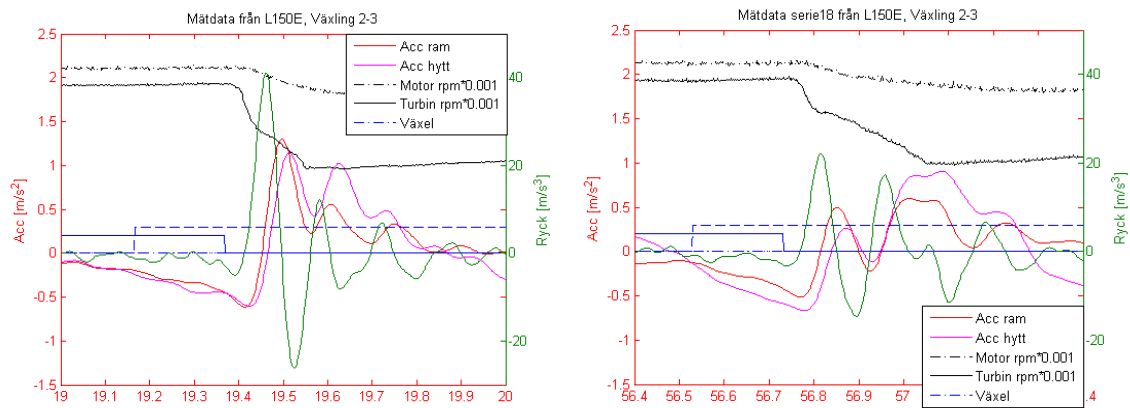


Fig. 45 Mätdata för växling 2-3 för L150E, tagna från två mätserier

4.3.2 Växling 1-2

I Fig. 46 och Fig. 47 visas simuleringsresultat för olika hjulmodeller och mätdata för växling 1-2.

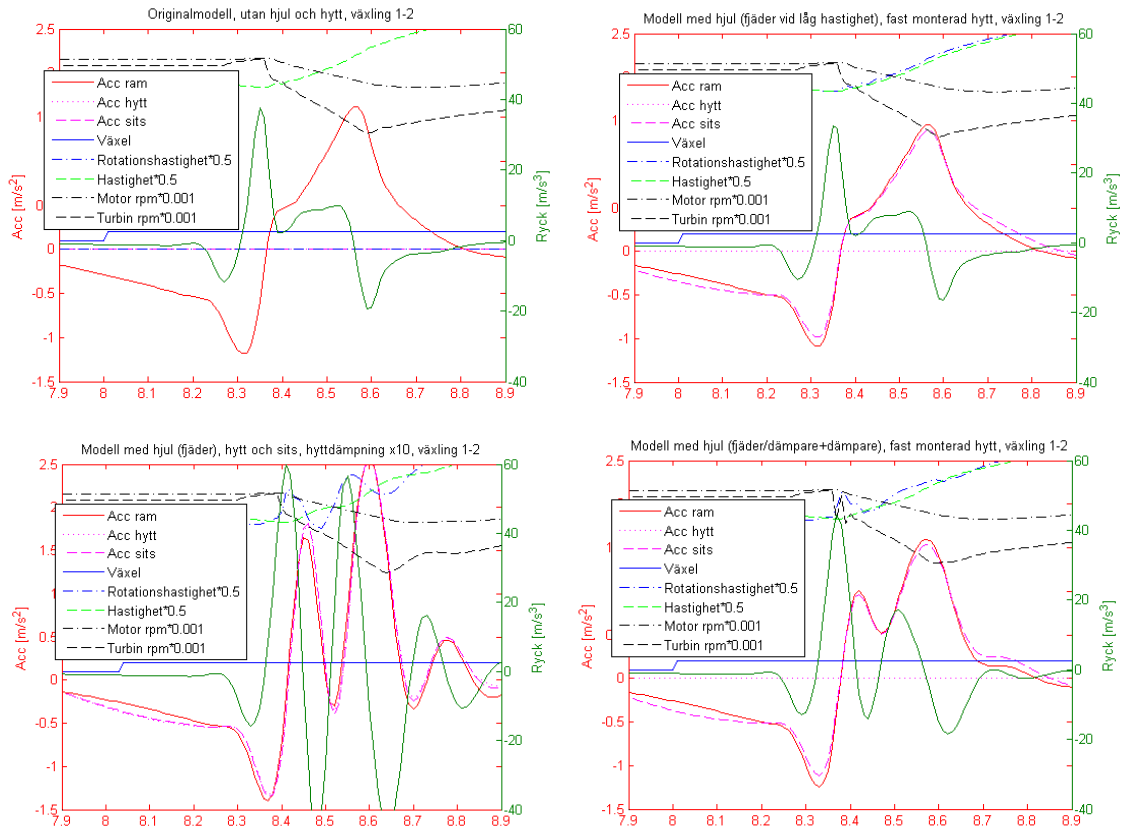


Fig. 46 Simulering av växling 1-2 med originalmodell (ö.t.v), hjulmodell med två slipfunktioner (ö.t.h), hjulmodell fjäder/dämpare (n.t.v) och modell fjäder/dämpare med ytterligare dämpare (n.t.h)

Resultatet är detsamma som för växling 2-3 – originalmodellen och modellen med två slipfunktioner ger snarlika resultat, men skiljer sig betydligt i utseende mot mätdata. Principutseendet på kurvorna från de båda modellerna av fjäder/dämpartyp (modell 3.9.10 och 3.9.11) är betydligt mer likt mätdata. Den odämpade däckmodellen ger precis som i växling 2-3 väl stor amplitud på svängningarna.

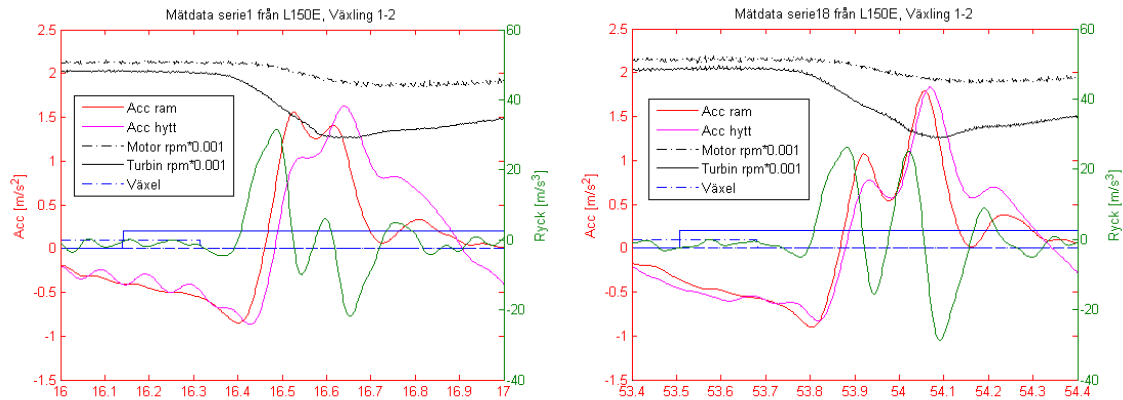


Fig. 47 Mätdata för växling 1-2 för L150E, tagna från två mätserier

4.3.3 Växling 3-4

I Fig. 48 och Fig. 49 visas simuleringsresultat för olika hjulmodeller och mätdata för växling 3-4.

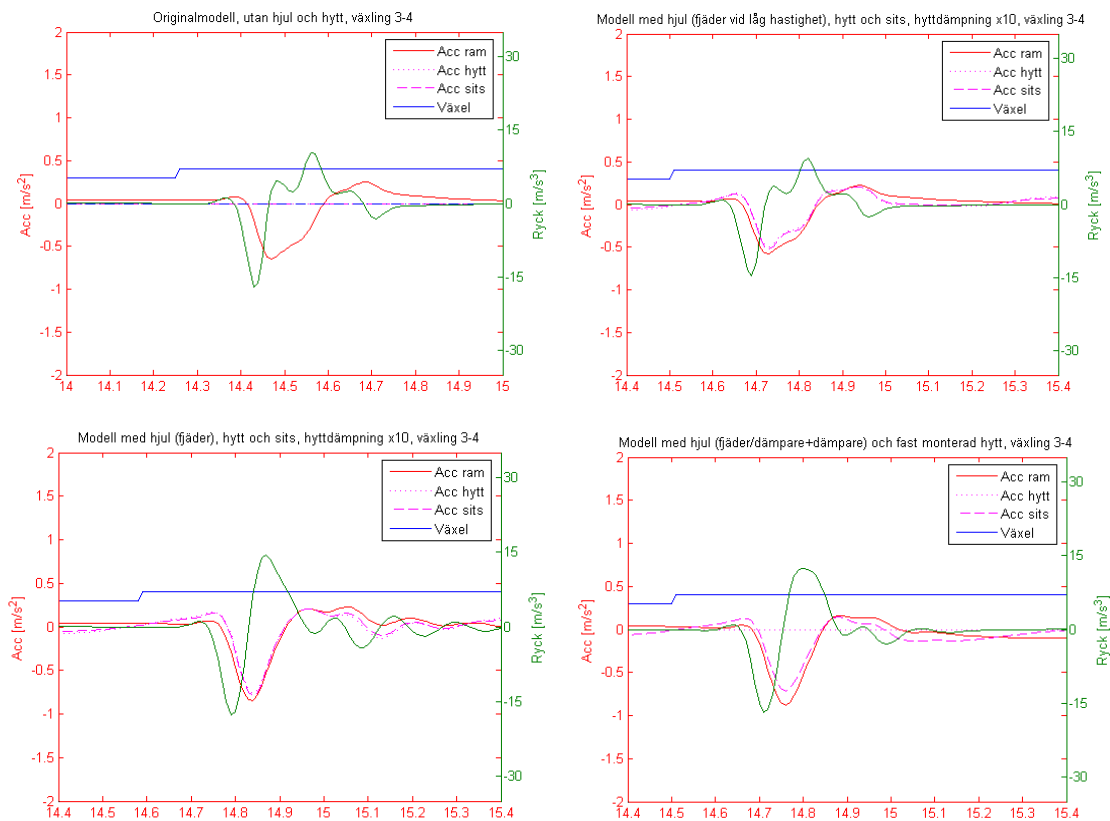


Fig. 48 Simuleringsresultat för växling 3-4 med originalmodell (ö.t.v), hjulmodell med två slipfunktioner (ö.t.h), hjulmodell fjäder/dämpare (n.t.v) och modell fjäder/dämpare med ytterligare dämpning (n.t.h).

Simuleringsresultatet för modellerna är för växling 3-4 inte lika bra som vid tidigare växlingar. Ingen av modellerna lyckas återskapa svängningarna som syns i mätdata.

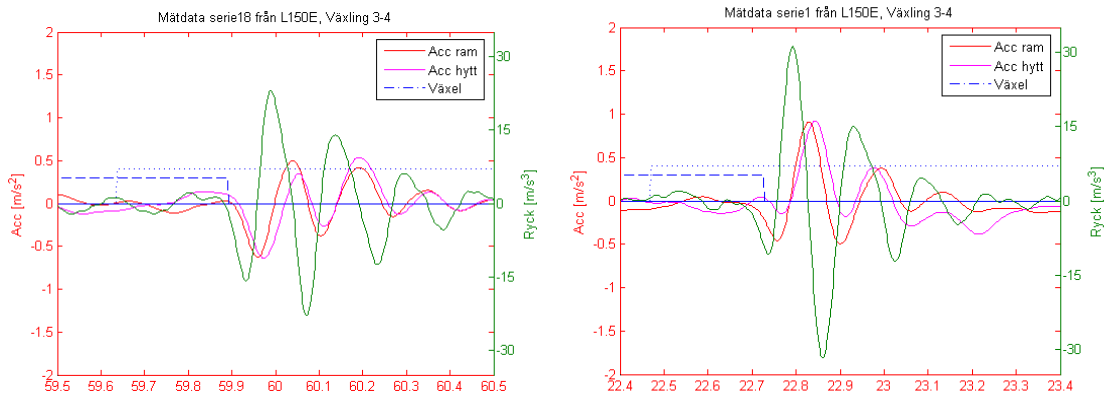


Fig. 49 Mätdata för växling 3-4 för L150E, tagna från två mätserier

4.3.4 Utvärdering avseende framdrivning och slirning

För att utvärdera däckmodellerna avseende slirande egenskaper används körcykeln grushög. Endast den senare delen, efter 16 sekunder är här av intresse. Statisk friktionskoefficient, μ_p , till underlaget är satt till 0.3 och dynamisk, μ_k , till 0.27. Vid tiden 15 sekunder hålls full gas och full fart på 4:ans växel. Gångmotståndet stegas kraftigt efter 16 sekunder varpå farten minskar och nedväxling sker, först till 3:an och efter 18.5s kick-down till 1:an. Fordonet står då i princip stilla. Fig. 50 visar hjulens rotationshastighet för modell med hjul av fjäder/dämpartyp och resultatet för modell utan hjul ("kuggstångslera") visas i Fig. 51.

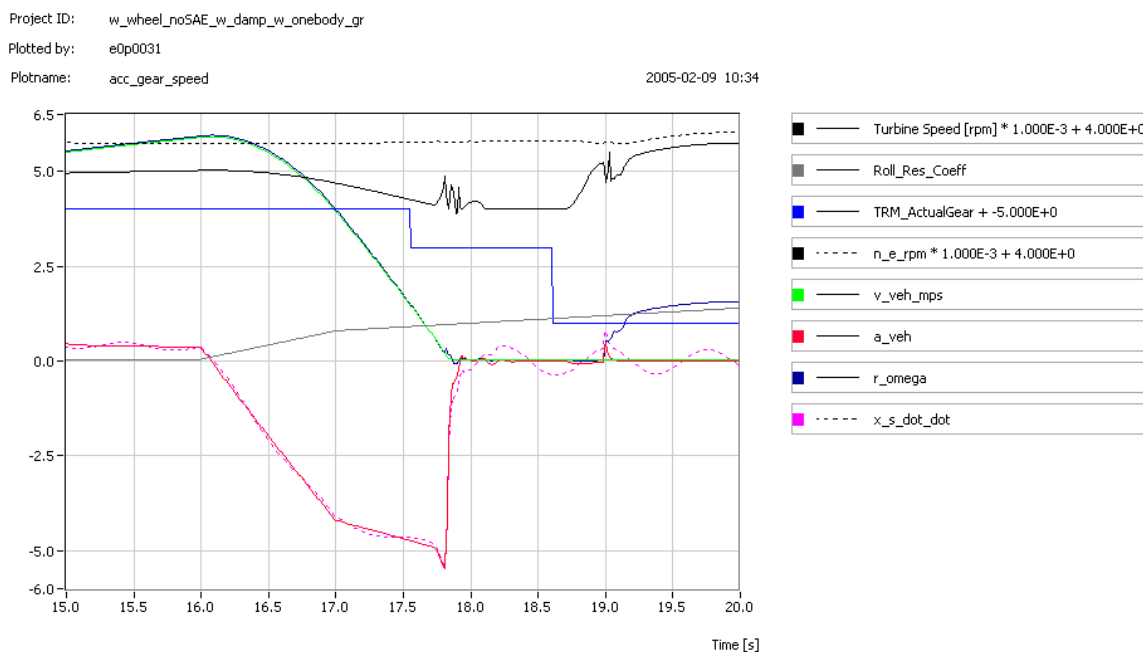


Fig. 50 Utvärdering av hjulmodells slirande egenskaper. Hjulmodell av fjäder/dämpartyp möter kraftigt ökat gångmotstånd efter 16 sekunder. Se speciellt fordonshastighet (grön kurva) och hjulens rotationshastighet (mörkblå kurva)

Project ID: no_wheel_w_onebody_grushog
Plotted by: e0p0031
Plotname: acc_gear_speed

2005-02-09 09:20

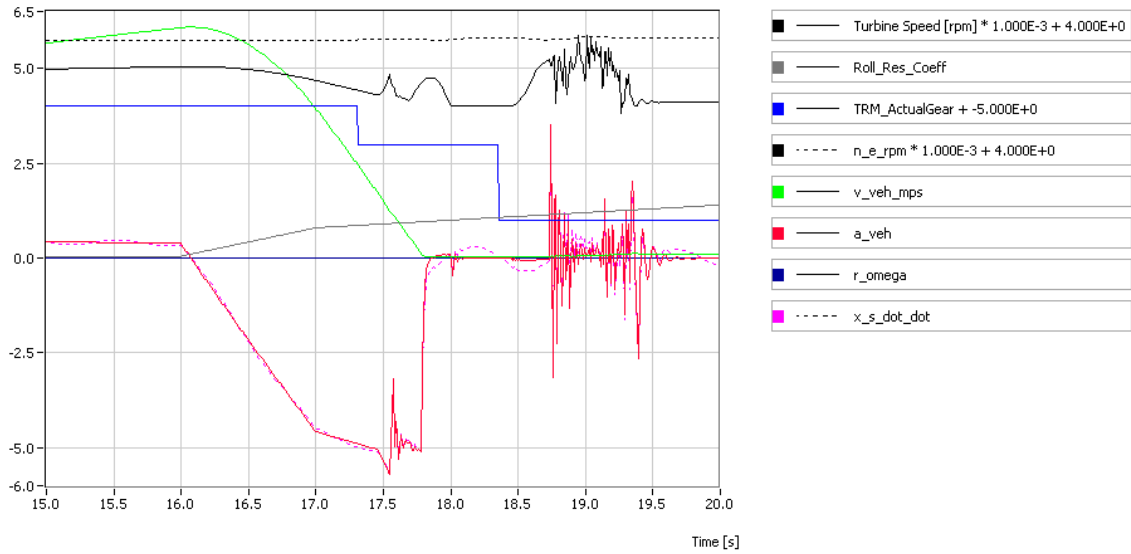


Fig. 51 Kraftigt ökat gångmotstånd för modell utan hjul ("kuggstångslera")

Med hjulmodellen blir dragkraften efter kick-down större än friktionskraften mot underlaget och hjulen börjar slira efter 19 sekunder. Utan hjul uppkommer stora spikar i accelerationsignalen.

4.3.5 Injustering av parametrar

För att hjulmodellerna ska ge bättre resultat krävs injustering av parametrar som dämpning, relaxationslängd och slipstyvhet.

Relaxationslängden inverkar på frekvensen för hjulens insvängning. Utgångspunkten att relaxationslängden är halva längden på kontaktytan mot underlaget ger en relaxationslängd om 0.3 meter. Verifiering mot mätdata visar att detta ger för hög insvängningsfrekvens och det har visat sig att en relaxationslängd om 0.5 meter ger bättre överensstämmelse mot mätdata.

I Fig. 52 visas exempel på vad som händer om relaxationslängden ändras från 0.5m till 2m.

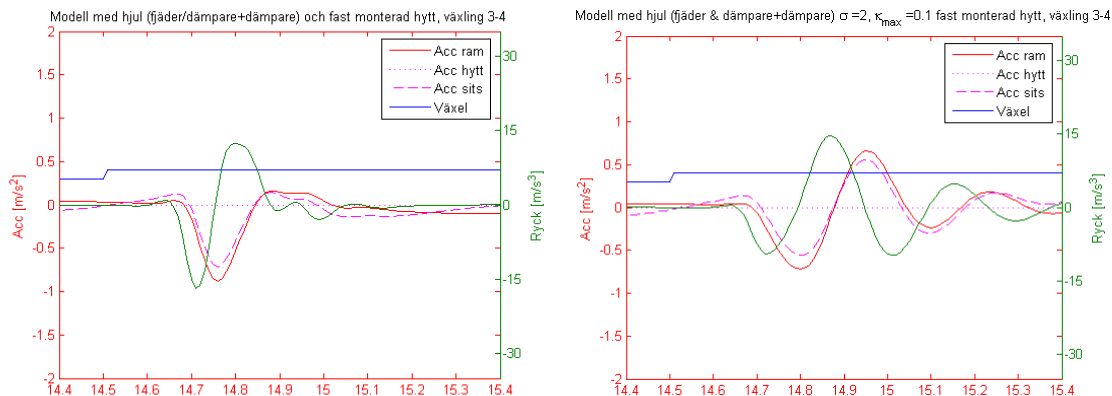


Fig. 52 Växling 3-4 med hjulmodell av fjäder/dämpartyp med ytterligare dämpning. I vänstra grafen är relaxationslängden satt till 0.5m och i högra 2m. I övrigt är modellerna lika

Andra parametrar för däcken som bör ses över är den longitudinella fjäderkonstanten, C_{SLIP} , den ytterligare dämpkonstanten och vertikal dämpning för däcken.

5 Slutsats

Författaren anser att den existerande drivlinan utan longitudinell hjulmodell inte räcker för att bedöma växlingskomfort.

Vid analys fann man i [9] att båda placeringarna av accelerometrarna i ramen respektive hytten är användbara för bedömning av växlingskomfort och ger lika bra resultat.

För att bedöma växlingskomfort med hjälp av Simulink behöver följande ändringar göras i simuleringsmodellen:

- Tillägg av hjulmodell av typen longitudinell fjäder/dämpare med ytterligare dämpning. Med denna modell fås bättre överensstämmelse mot mätdata, både vad gäller accelerations- och ryckkurvas principutseende och nivåer. Även i fallet med högt gångmotstånd då hjulen börjar slira ger denna däckmodell ett bra resultat.

Följande ändringar har också studerats, men bedöms inte behövas eller vara tillräckligt bra:

- Vertikalt avfjädrad sits. Ett tillägg av denna modell ger försumbar skillnad i acceleration och ryck gentemot modellen utan avfjädrad sits.
- Vertikalt och longitudinellt avfjädrad hytt. De olika hyttmodellerna fångar inte upp hyttens longitudinella egenfrekvenser som i extremfall finns i mätdata och inte heller den fördröjning av hyttaccelerationen som uppmätts.
- Fordonskroppen (ramen) vertikalt avfjädrad på däcken. Denna modell behövs inte då modell för hyttens rörelse inte finns.
- Hjulmodell som genererar dragkraft genom två longitudinella slipfunktioner. Denna modell kan möjligen tillföra att hjulen kan slira, men ger inte bättre överensstämmelse med mätdata vid växling.

6 Diskussion och felkällor

Den linjära isolatormodellen i horisontalled har brister. Som kan ses i simuleringsresultaten exciteras egenfrekvenser och ger upphov till hyttoscillationer med frekvens om ca 14 Hz, vilka ej har påträffats i mätningarna. De tydliga hyttoscillationerna som syns i mätdata vid växling 2-1 lyckas modellen inte återskapa. Författaren anser att det finns två orsaker till detta:

- Isolatorerna är för enkelt modellerade. Framförallt är en bättre modell av isolatorernas egenskaper i horisontalled önskvärd.
- Indata till isolatorer och vertikal däckfjädring är förenklad eller felaktig. Framförallt indata till den longitudinella isolatormodellen ifrågasätts.

Vidare fungerar massblock och fjädrar bara för små vinklar θ, φ och därför inte vid t.ex. körning i uppförsbacke. Möjligen är antagandet om små vinklar en begränsning även vid körning på plant underlag.

Den fördröjning av hyttaccelerationen som uppmätts kan ha annan orsak än vad som tagits hänsyn till i hyttmodellerna. En hypotes är att ramen flexar och bidrar till detta.

En modell blir aldrig bättre än dess indata tillåter. I fallet med däckerna är mängden tillgänglig indata begränsad, varför det råder osäkerhet i modellernas funktion. Emellertid kan vissa parametrar bestämmas efter jämförelse med uppmätta accelerationssignaler.

Utvärderingen av modellerna baseras på jämförelse mellan mätdata och simuleringsresultat. Mätdata kommer från fem olika mätserier, utförda vid olika tillfällen, men med samma fordon. Växlingsegenskaperna ändras med transmissionsoljans temperatur och troligen också med slitaget på transmissionens delar. På grund av detta skiljer sig mätvärdena från gång till gång och också mellan olika fordon. Verifiering mot mätningar från flera olika fordon vore önskvärd.

Vid simulering av nedväxling är det svårt att få till samma förutsättningar som vid mättillfället varför amplituderna kan skilja mycket.

Alla oscillationer från mätdata fångas inte upp i simuleringsresultaten. Ett tänkbart bidrag till oscillationerna är att motor och transmission är upphängda i gummielement, vilket inte är modellerat i SimPow.

7 Framtid

Om växlingskomfort kan simuleras i drivlinemodellen kan utvecklingstiden för t.ex. styrkod förkortas. Nedan följer några tänkbara åtgärder för att förbättra komforten.

- Då lite däckdata har påträffats behövs mer indata från däckleverantörerna, eller från egna mätningar för att få bättre resultat från modellerna.
- Även om ramens acceleration är tillräcklig för att bedöma växlingskomfort i Simulink kan det tänkas vara intressant att ändå ägna tid åt att ta fram en bra modell och bra indata för isolatorerna. En modell som även kan användas i andra tillämpningar än växlingskomfortstudier och framförallt för programvaran ADAMS.
- De modeller som tagits fram kan visa acceleration och ryck i grafisk form eller som datatabell, men inget betyg på om växlingen är bra eller dålig. Den tolkningen är utelämnad till användaren. I ett på transmissionsavdelningen samtidigt utfört examensarbete [9] behandlande framförallt mätning av växlingskomfort, har en algoritm för betygsättning av växling tagits fram. Den är tänkt att användas till att ge ett växlingsbetyg i realtid vid fordonsprov. Algoritmen går att implementera även i simuleringsmiljön för att i ett tidigt skede kunna utvärdera framförallt komponentbyten och styrkod för transmissionen avseende växlingskomfort.
- För att få däckmodellen att fungera i alla situationer bör den förädlas och studier av [14] bör kunna ge intressanta uppslag. Ett förslag är att implementera en hastighetsberoende dämpning, vilket nämns i [14].

Bibliografi

- [1] Carlson Christopher R. och Gerdes J. Christian, *Nonlinear Estimation of Longitudinal Tire Slip Under Several Driving Conditions*
- [2] Björkman Jörgen, TUFB
- [3] Carlqvist Conny, TUFB
- [4] Dyfvelsten Per (2000), *Definition av begreppet växlingskomfort i Hjullastare*, LiTH-IKP-1756
- [5] Eriksson Allan, WLO
- [6] Fröberg Anders (2004), *Pos 04, Vehicle modelling*, Rapport Department of Electrical Engineering, Vehicular Systems
- [7] Heinz Heisler (1989), *Advanced Vehicle Technologi*, Edward Arnold, ISBN 0 7131 3660 X
- [8] Huang Quanan och Wang Huiyi (2004), *Fundamental Study of Jerk: Evaluation of Shift Quality and Ride Comfort*, SAE Technical paper series
- [9] Håkansson Jens och Seger Mathias (2005), *Framtagning och utvärdering av metod och instrument för mätning av växlingskomfort i hjullastare*, LiTH-IKP-EX—05/2233--SE
- [10] Johansson Staffan (2004), *Shunt and Shuffle Evaluation for Vehicle Powertrain*, Chalmers University of Technology
- [11] Miede Arnaud och Wolfson College (2002), *Tyre model for truck ride simulations*, University of Cambridge – Department of Engineering
- [12] Msc. Software Corporation, *Using ADAMS/Tire - Tire Models*, Dokumentation för ADAMS 2003
- [13] Norling Morgan, TUFB
- [14] Pacejka Hans B. (2002), *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier, ISBN 0 7506 5141 5
- [15] Pytel A och Kiusalaas J (1999), *Engineering Mechanics Dynamics - 2nd edition*, Brooks/Cole, ISBN 0-534-95742-0

- [16] Svedenius Jacob och Gäfvert Magnus (2004), *A Brush-Model Semi-Empirical Tire-Model for Combined Slip*, Rapport Department of Automatic Control, LTH, Sweden

- [17] Wong J.Y (1993), *Theory of Ground Vehicles - 2nd edition*, Wiley-Interscience, ISBN 0-471-52496-4

8 Bilaga 1 – Utvärdering av växlingar

Bortsett från originalmodellen har alla modeller vertikal däckfjädring. Beteckningen 'utan hjul' över figurerna betyder att framdrivningsprincipen för modellen är "kuggstångslera".

8.1 Växling 2-3

I Fig. 53 till Fig. 57 nedan har accelerationskörnykeln använts för att simulera och bedöma växling två till tre. Simuleringsresultaten har jämförts med uppmätta data för en L150E, som visas i Fig. 58 .

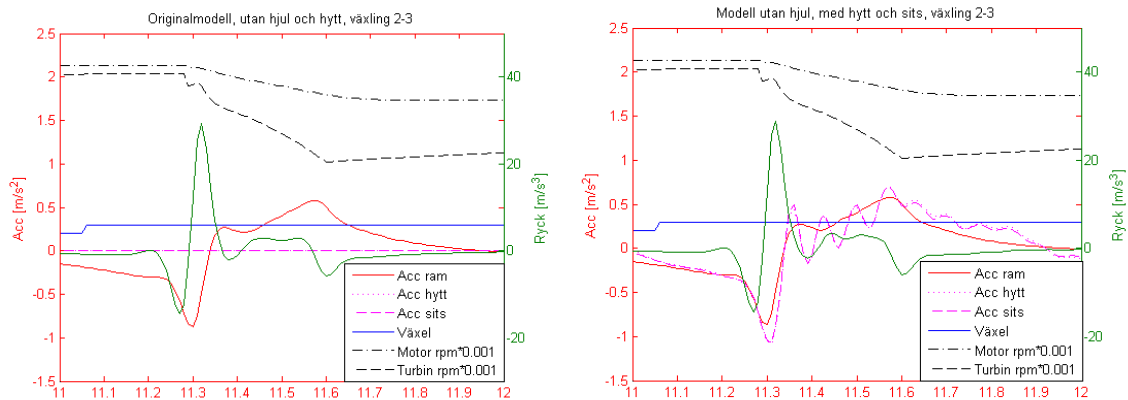


Fig. 53 Acceleration och ryck vid växling 2-3 för originalmodellen (t.v) och modell med vertikal däckfjädring, hytt och ram (t.h)

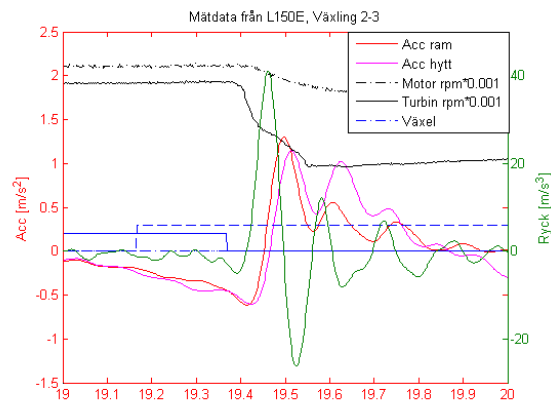


Fig. 54 Uppmätt acceleration och ryck vid växling 2-3 för L150E

Ramaccelerationen i modellerna i Fig. 53 är snarlikt. Däremot ger hyttmodellen oscillationer för hytten, vilket inte kan ses i mätdata i Fig. 54. Utseendet på kurvorna i Fig. 53 skiljer sig mycket från mätdata i Fig. 54.

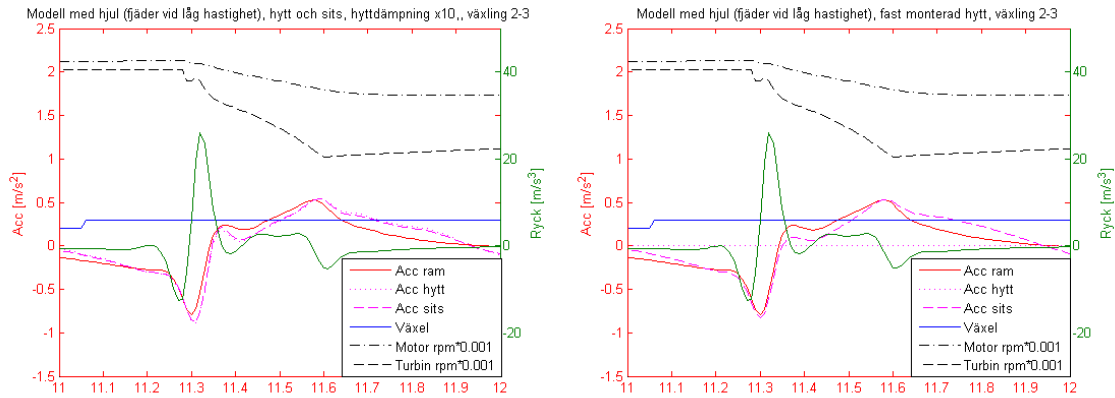


Fig. 55 Modell av SAE/fjäder vid lågfartstyp och hytt med sits (t.v) och modell med kuggstångslera (t.h)

Modellerna i Fig. 55 ger mycket lika resultat. Det visar att den i horisontalled överdämpade isolatormodellen ger i princip samma resultat som den stela hyttmodellen.

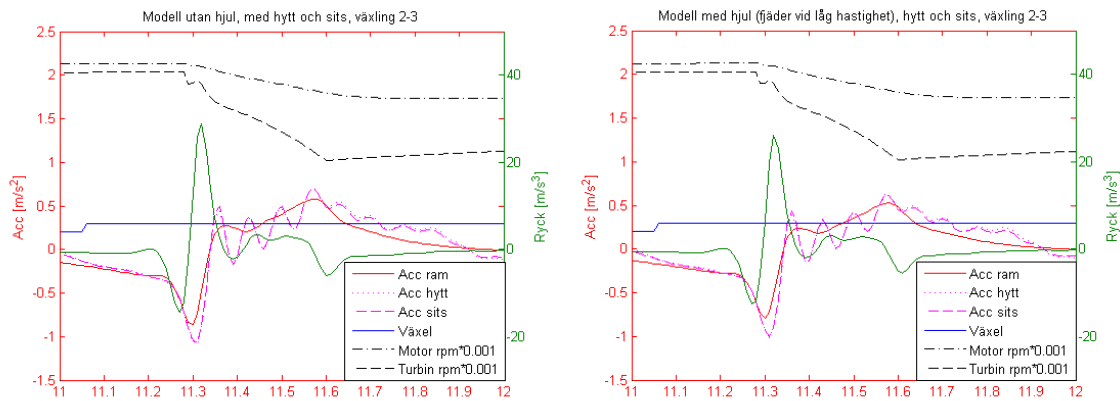


Fig. 56 Modell med "kuggstångslera" och hytt med sits (t.v) och modell av av SAE/fjäder vid lågfartstyp och hytt med sits (t.h)

I Fig. 56 ses igen oscillationerna i hytt- och sitsaccelerationen, vilka inte finns i mätkurvorna. En möjlig orsak kan vara att den horisontella dämpkonstanten för isolatorerna i simuleringarna är för låg. De båda modellerna i Fig. 56 ger i vid uppväxling 2-3 i princip samma resultat men principutseendet på accelerations- och ryckkurvan är inte likt uppmätt resultat.

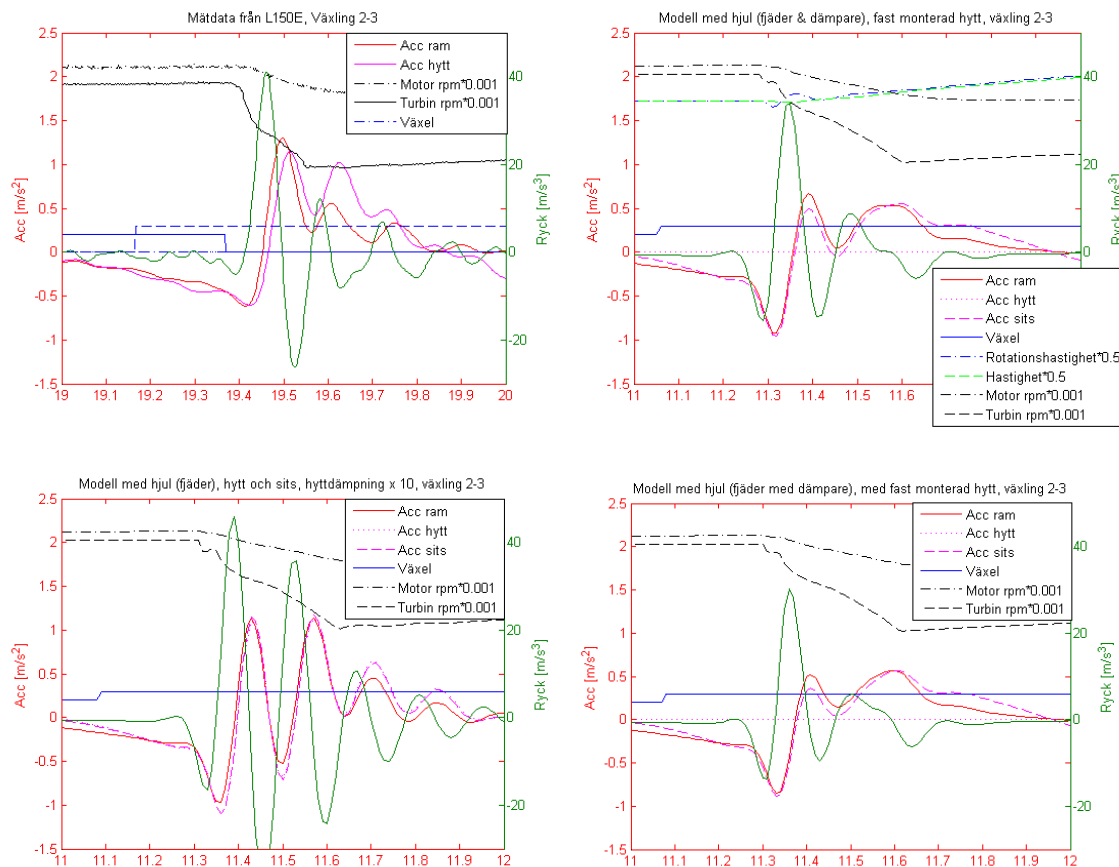


Fig. 57 Växling 2-3. Mätdata från L150E (ö.t.v.), modell med fjäder med extra dämparetyp och dämpfaktor 3 (ö.t.h), fjädermodell (n.t.v.) och extra dämpare med dämpfaktor 2 (n.t.h)

Simuleringsresultat från modeller där hjulen modelleras som fjäder/dämpare över hela hastighetsregistret visas i Fig. 57. Däckmodellen fjäder/dämpare (n.t.v) ger väl stora oscillationer jämfört med mätresultaten, medan modellen med ytterligare dämpning (till höger) verkar vara lite för hårt dämpad.

Mätdata från uppväxling 2-3 skiljer sig mellan olika mätningar enligt Fig. 58.

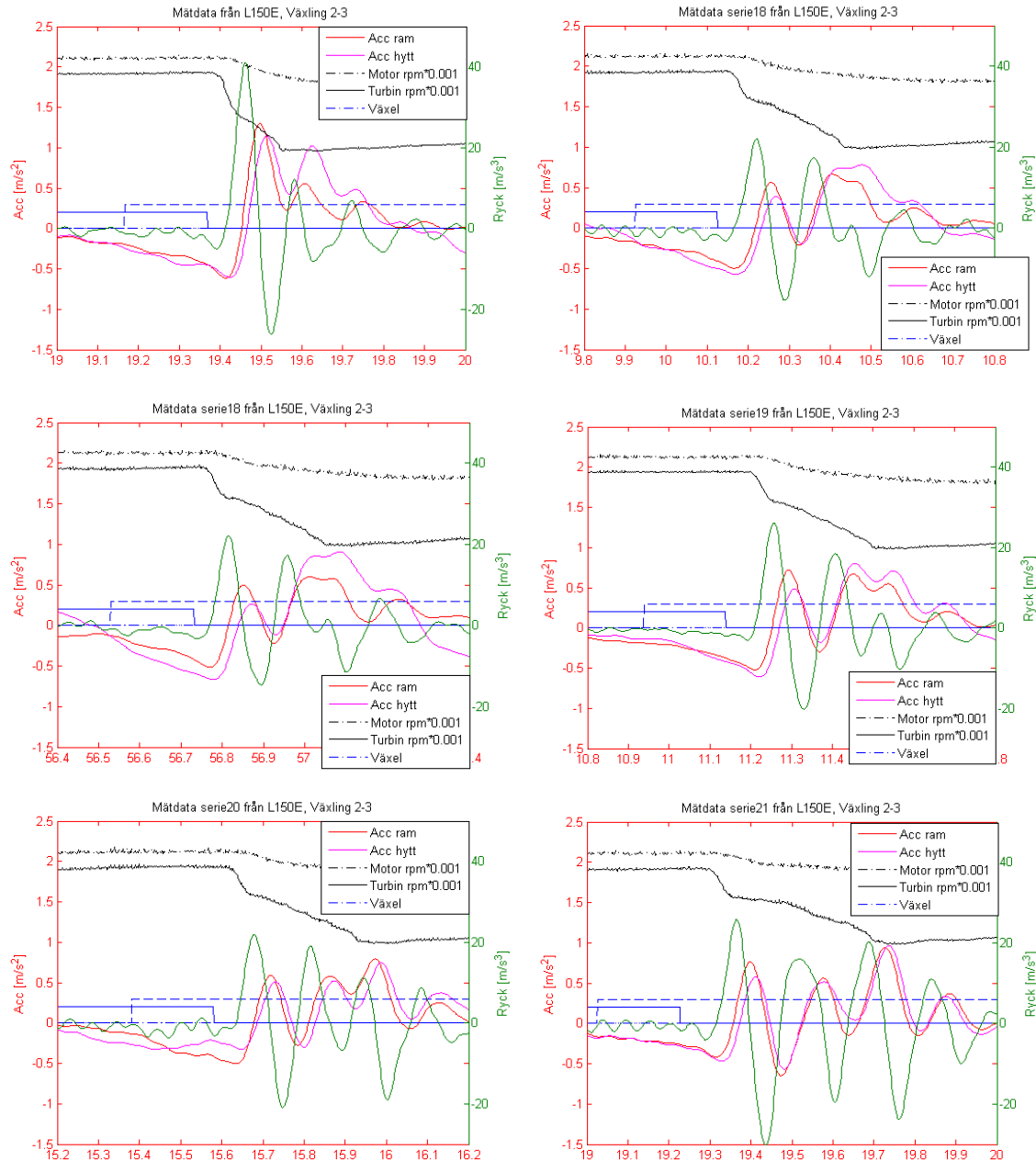


Fig. 58 Jämförelse av mätdata för växling 2-3 från olika mätserier med samma fordon

En sammanfattning av resultaten för växling 2-3 följer här:

- De olika modellerna av fordonskropparna ger inte nöjaktigt resultat:
 - Modellen med fast monterad hytt fångar inte den skillnad mellan ram- och hyttacceleration som syns i mätdata.
 - Modellen med ram och hytt kopplade via isolatorer klarar inte heller att fånga skillnaden mellan ram- och hyttacceleration. Dessutom får hytten i simuleringen problem med egensvängningar. Den longitudinella accelerationen i hytten och sitsen är i princip densamma och sitsmodellen behövs därför inte.

- Framdrivningsprincip utan longitudinell hjulmodell och hjulmodell av typ fjäder vid låg hastighet är utseendemässigt inte lika mätdata.
- Hjulmodellerna fjäder/dämpare och fjäder/dämpare med ytterligare dämpning är däremot utseendemässigt lika mätdata, men en justering av dämpningskonstanten behövs för att amplituderna ska bli riktigt bra.

8.2 Växling 1-2

Simuleringsresultat och mätdata från uppväxling 1-2 framåt visas i Fig. 59 till Fig. 62 nedan.

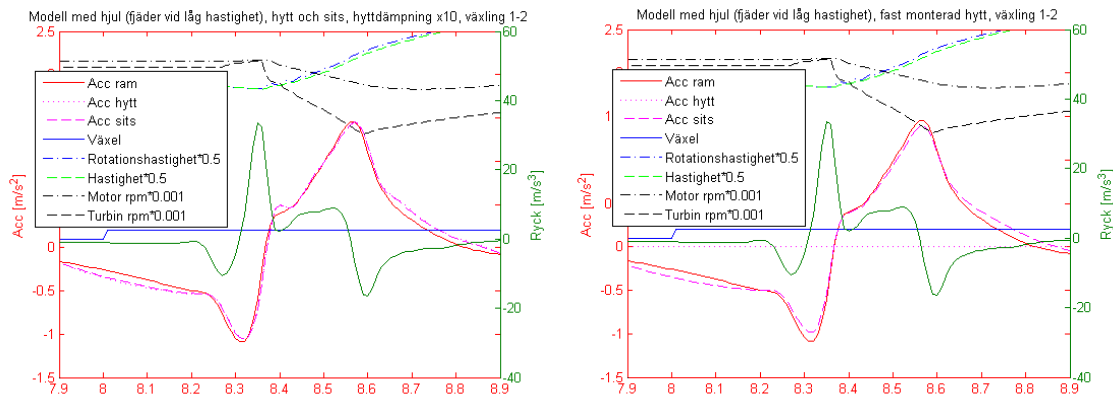


Fig. 59 Växling 1-2. Modell med överdämpad hytt och sits samt fjäder/SAE däckmodell (t.v.) och fast monterad hytt med fjäder/SAE däckmodell (t.h)

Modellerna i Fig. 60 med hytt som är hårt dämpad i longitudinell led respektive med fast monterad hytt ger snarlika simuleringsresultat. I Fig. 60 nedan ses att modellerna utan hjul saknar de tydliga oscillationerna om ca 10 Hz som syns tydligt i mätdata. Däremot resulterar införandet av modellerna med hjul av fjäder/dämpartyp i oscillationer som är påfallande lika mätdata, både i amplitud och frekvens. I modellen med hjul är andra toppen större än första, vilket är fallet i några mätningar, men inte alla. Topp-till-toppvärden verkar rimliga för samtliga modeller i Fig. 59 och Fig. 60.

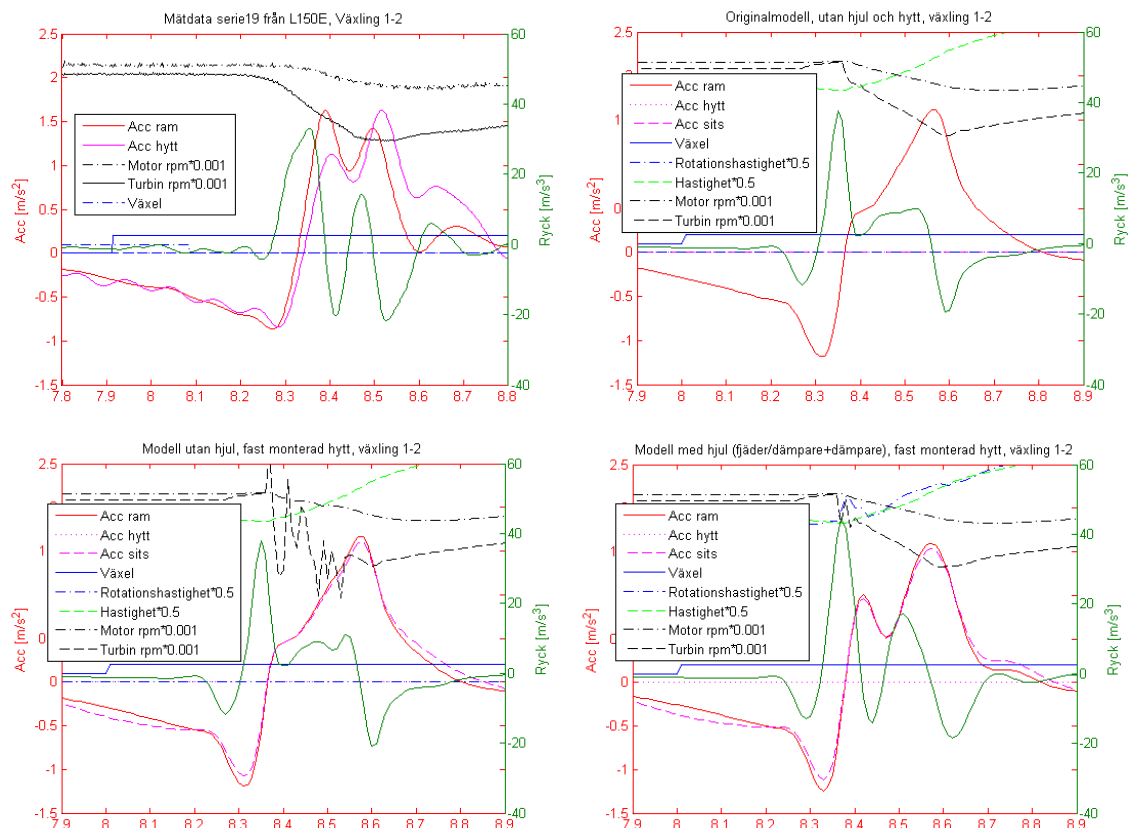


Fig. 60 Växling 1-2. Mätdata (ö.t.v), originalmodell (ö.t.h), modell utan hjul med fast monterad hytt (n.t.v) och med fast monterad hytt och hjul av fjäder/dämparetyp (n.t.h)

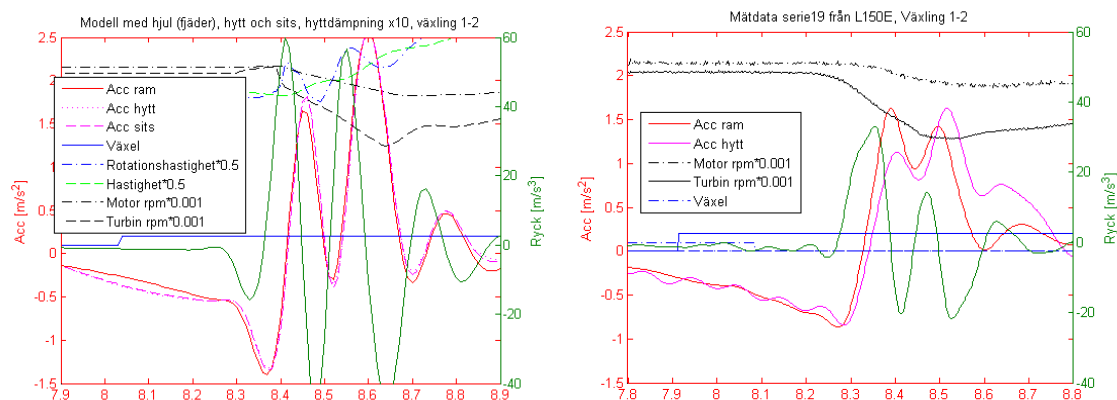


Fig. 61 Odämpad däckmodell vid växling 1-2 (t.v) respektive mätdata (t.h)

Den odämpade däckmodellen i Fig. 61 ger för stora svängningar, både i ryck- och accelerationssignalen. Amplituden hos dessa är betydligt större än vad uppväxling 1-2 från mätdata visar.

Mätdata från de olika mätstillfällena visas i Fig. 62 nedan. Som synes är spridningen för accelerations- och ryckvärdena stor mellan de olika mätningarna, medan frekvensen på

oscillationerna i accelerationskurvan är ungefär densamma. I några mätningar är första toppen i accelerationskurvan störst medan andra toppen är högre i vissa mätningar.

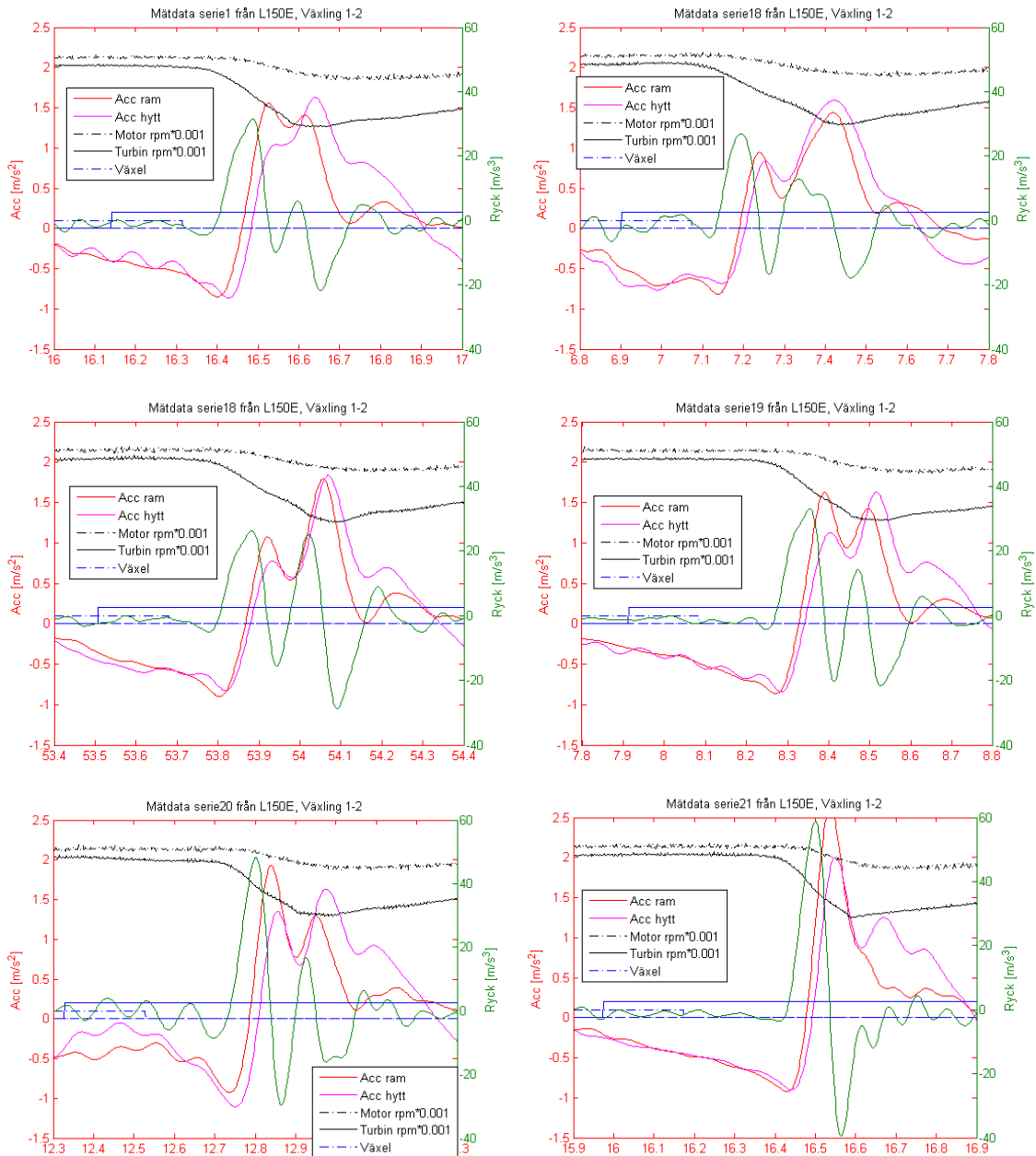


Fig. 62 Jämförelse av acceleration och ryck vid växling 1-2 för olika mätserier med L150E. Relativt stor spridning

Sammanfattning för nedväxling 2-1:

- Modellerna utan hjul saknar de tydliga oscillationerna om ca 10 Hz som syns tydligt i mätdata
- Modellerna med hjul av fjäder/dämpartyp i oscillationer som är påfallande lika mätdata

8.3 Växling 3-4

Simuleringsresultat för uppväxling 3-4 visas i Fig. 63 och Fig. 64 och mätdata i Fig. 65. Simuleringsmodellerna ger vid växling 3-4 generellt lägre nivåer än mätdata på accelerations- och rycksignalerna.

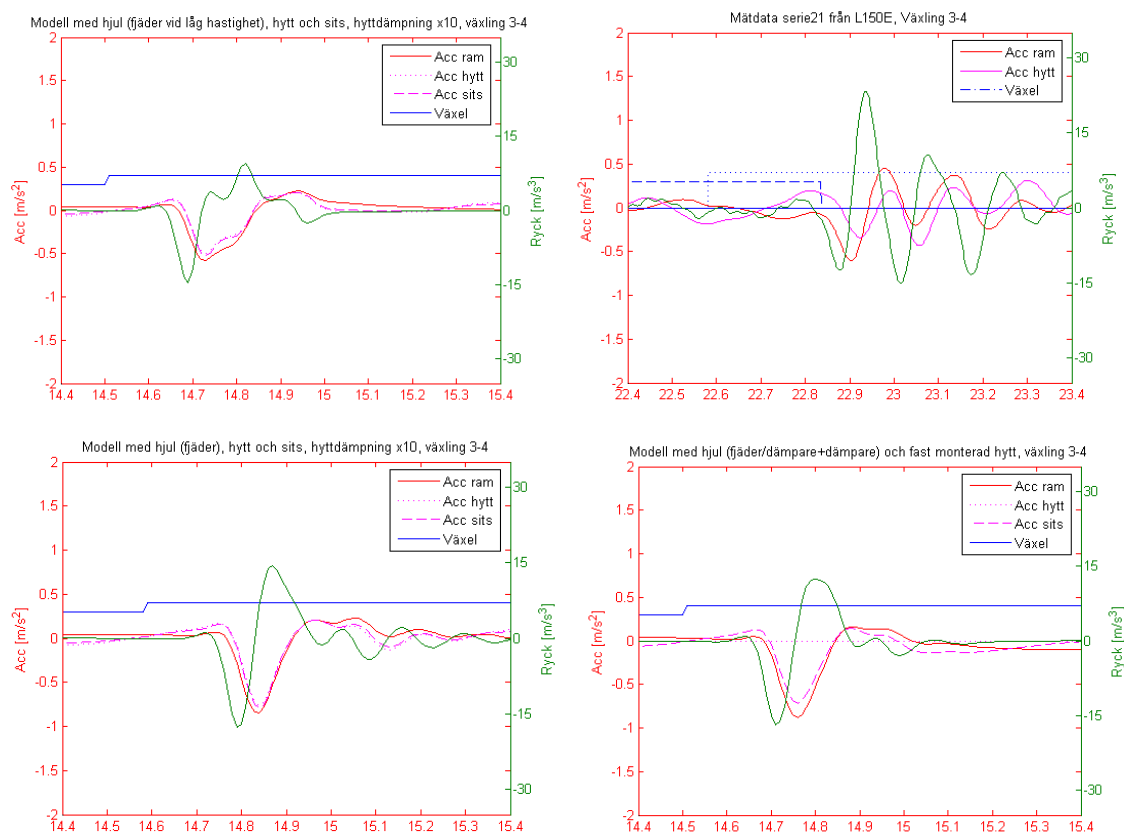


Fig. 63 Modell med fjäder vid låg hastighet (ö.t.v), fjäder utan dämpning (n.t.v) och nedre till höger med 1/3 mindre dämpning än (ö.t.v) och mätdata (ö.t.h)

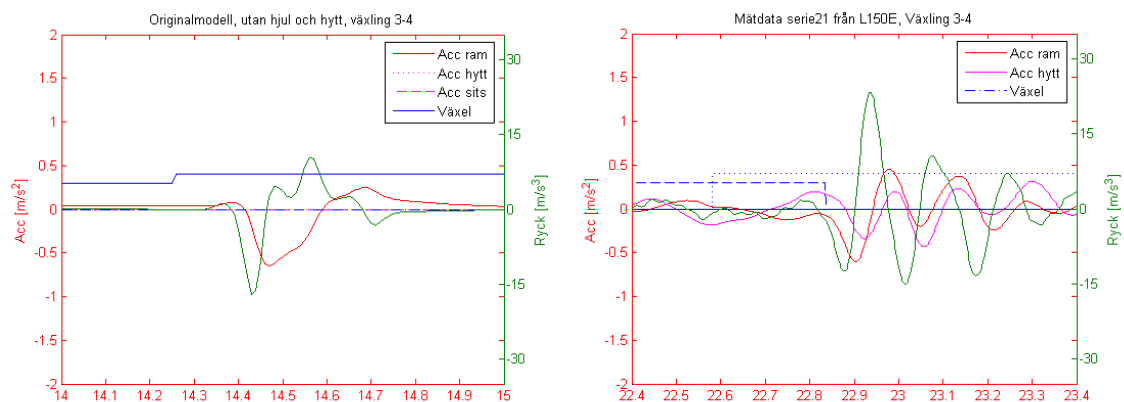


Fig. 64 Originalmodell (t.v) och mätdata (t.h) vid växling 3-4

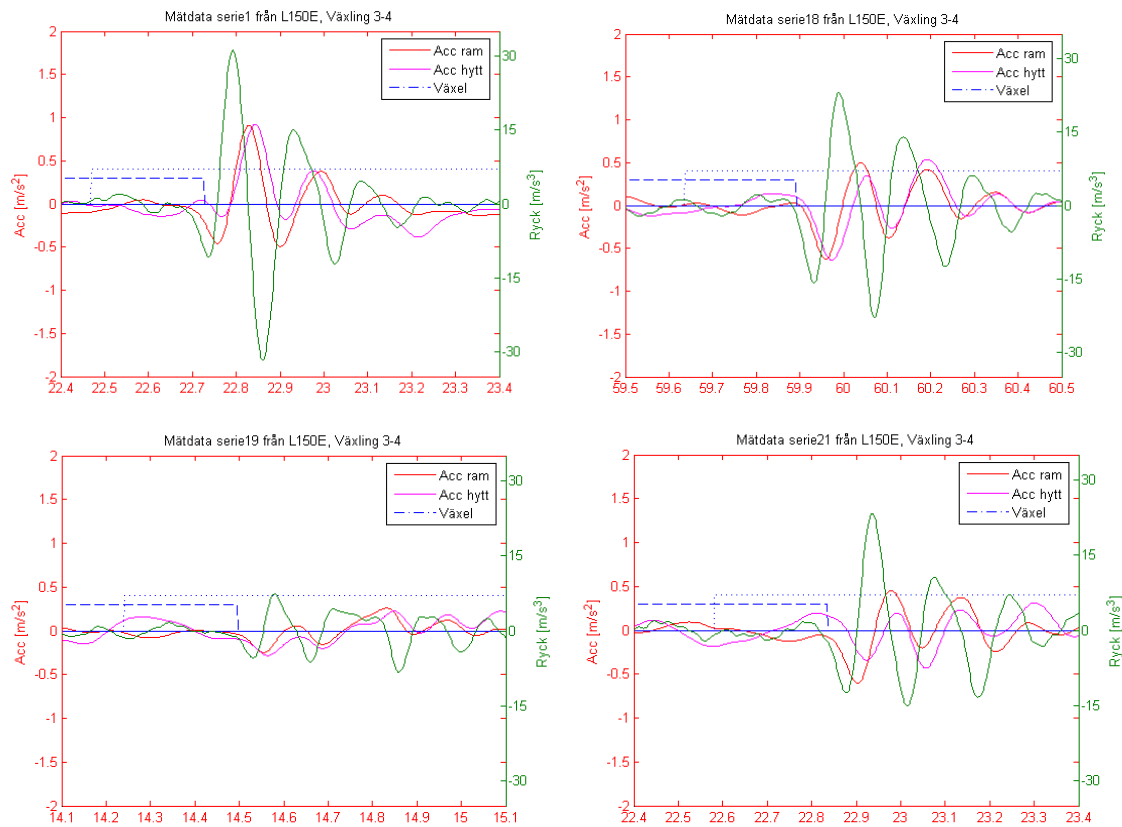


Fig. 65 Mätdata för uppväxling 3-4 med L150E

Ingen av simuleringsmodellerna fångar upp oscillationerna som finns i mätdata och utseendet på kurvorna skiljer sig därför från mätsignalerna. I modellerna med fjäder/dämpardäck i Fig. 63 kan dock tendenser till oscillationer skymtas, medan originalmodellen i Fig. 64 inte visar några spår av dessa. Vidare kan ses att spridningen i mätresultaten är stor. Växling 3-4 är i praktiken knappt kännbar och det är föga troligt att den orsakar diskomfort för föraren. Växling 3-4 därför den växling som bör ägnas minst intresse.

Sammanfattning av simuleringarna och mätdata för växling 3-4:

- Amplituderna skiljer sig dels inom mätdata och mellan mätdata och simuleringar beroende på att körfallen varierar.
- Resultaten från modellerna utan longitudinell hjulmodell och med hjul av typen fjäder vid låg hastighet utseendemässigt olik mätdata.
- Resultaten från modellerna med fjäder/dämpare är utseendemässigt aningen bättre än de föregående modellerna, men skiljer sig betydligt från mätdata.

8.4 Växling fram-back och back-fram

Simuleringsresultat och mätdata för riktningssändring fram-back och back-fram visas i Fig. 66. I mätningarna ändras riktning vid ganska stort gaspådrag (se motorvarvet) varför accelerations- och rycknivåerna blir stora, medan riktningssändring i simuleringarna sker vid lågt gaspådrag. Resultaten går därför inte att jämföra. Det kan ändå vara av intresse att studera signalerna.

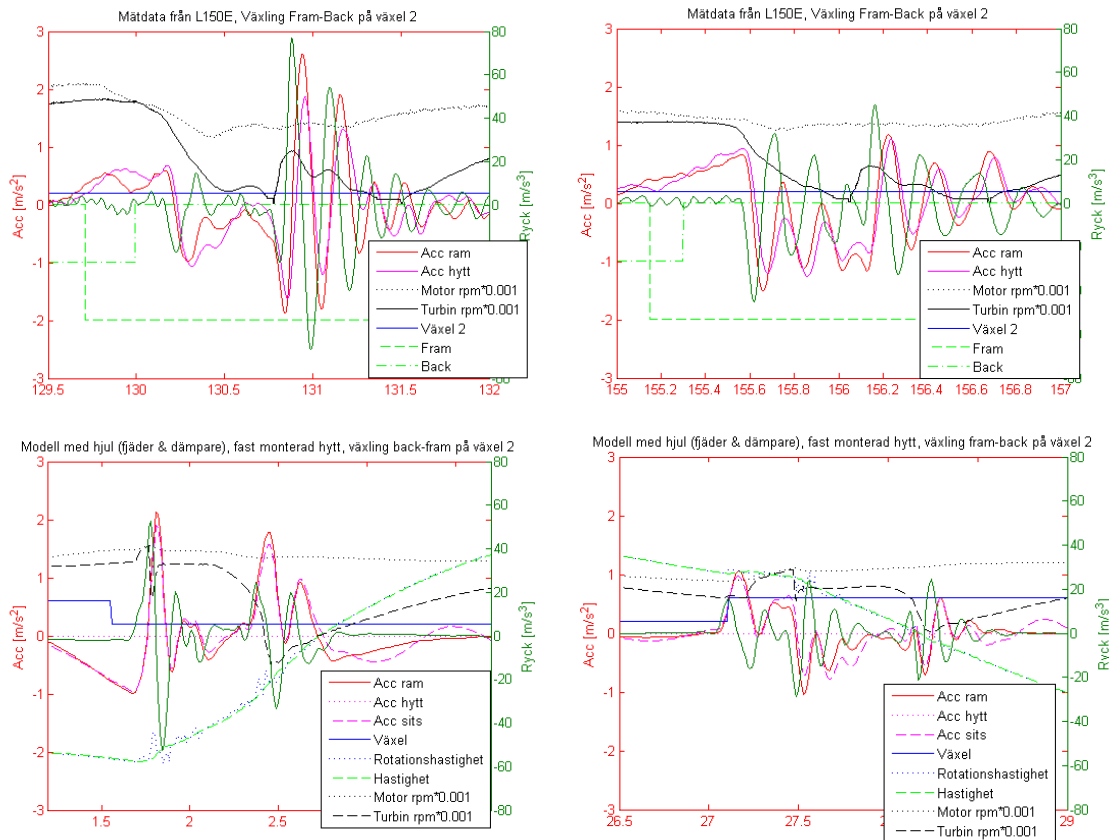


Fig. 66 Växling fram-back och back-fram på växel 2. Mätningar från L150E (övre) och simulerade modeller med däck (nedre)

Körfallen är så olika för simuleringarna och mätningarna att någon slutsats för växlingen ovan inte kan dras.

8.5 Utvärdering av hjulmodell vid växling 2-1

8.5.1 Snäll nedväxling

I Fig. 67 visas en kick-downväxling med lågt gaspådrag. Körfallen skiljer sig en del mellan mätningarna och simuleringen, varför kurvornas nivåer inte går att jämföra. Däremot kan utseendet på ramens acceleration och ryck studeras.

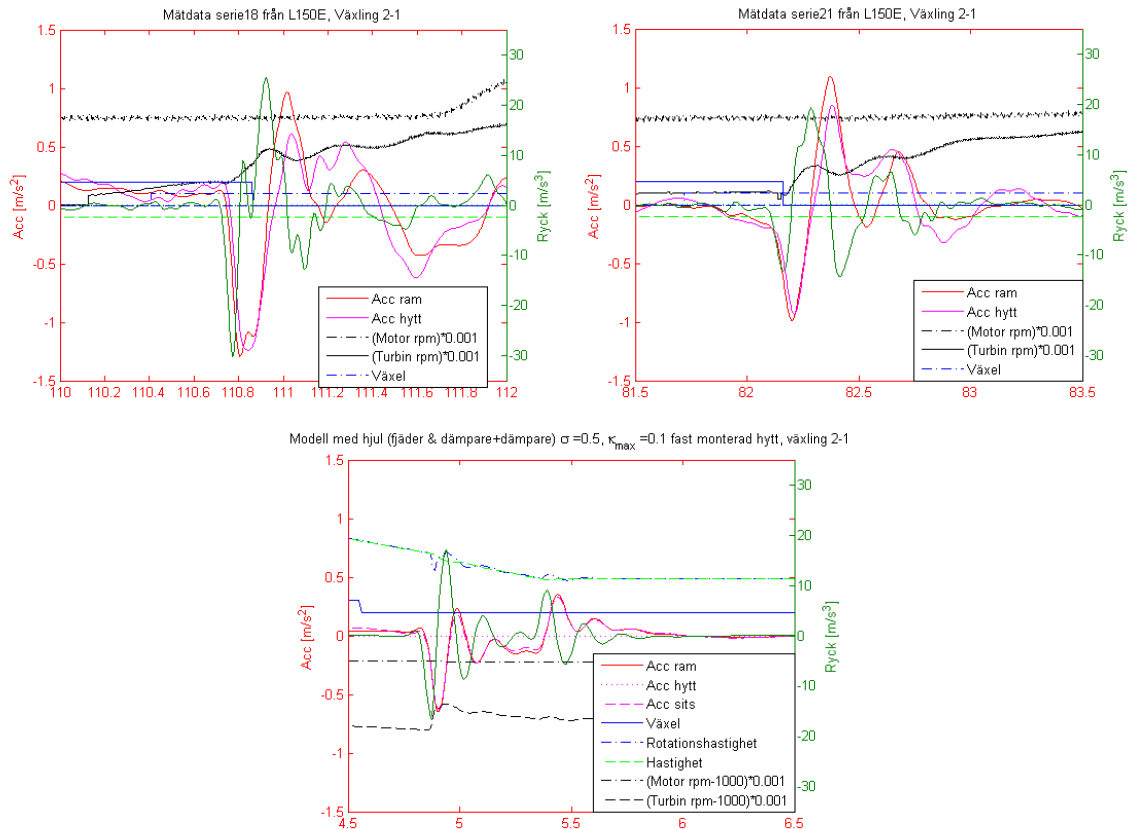


Fig. 67 Snäll nedväxling 2-1. Resultat från två mätningar (överst) och simuleringsresultat med hjulmodellen fjäder/dämpare med ytterligare dämpare (nedre)

8.5.2 Hård nedväxling

I mätdata i Fig. 68 syns att ram och hyttacceleration skiljer sig betydligt. För utvärdering av hjulmodellen kan hyttaccelerationen ignoreras – studera således ramens acceleration och ryck.

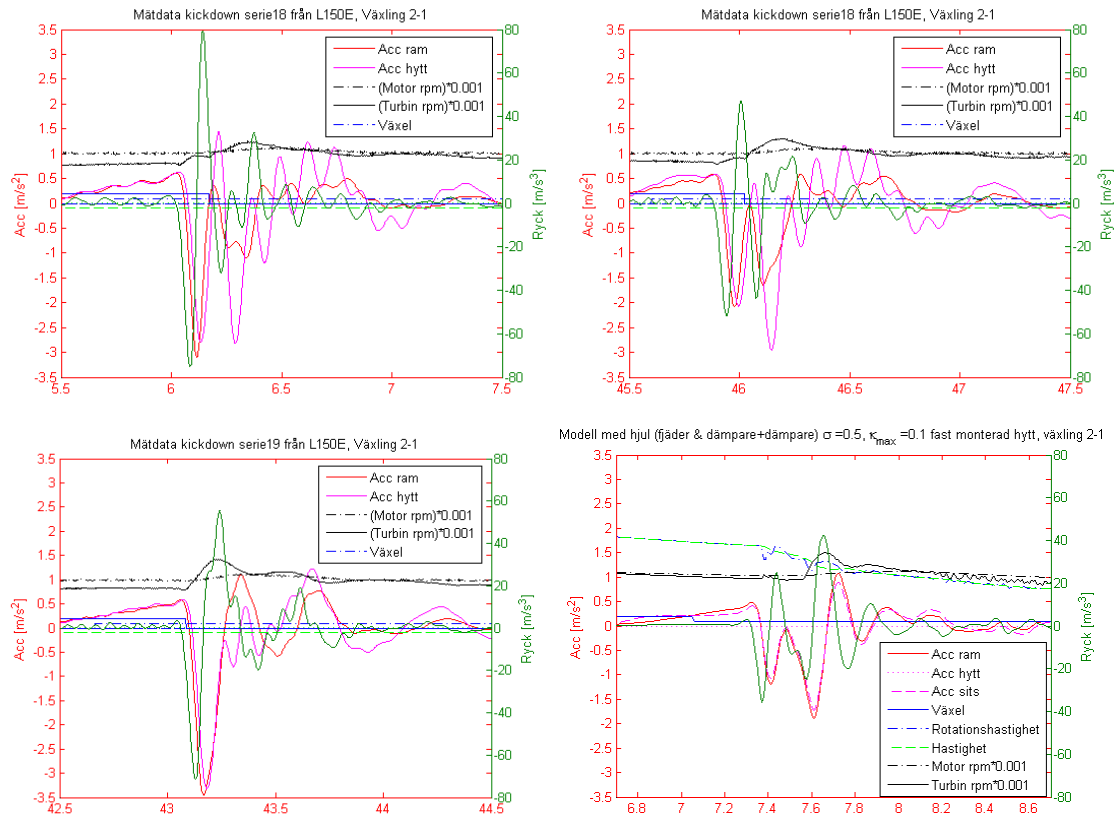


Fig. 68 Hård nedväxling 2-1. Mätdata (övre och nedre till vänster) och hjulmodell fjäder/dämpare med ytterligare dämpning (n.t.h)

Resultaten från mätningarna och simuleringen skiljer sig framförallt i nivå, men även frekvensen på svängningarna.

Sammanfattning för utvärdering av hjulmodeller för nedväxling 2-1:

- Att amplituderna skiljer sig betydligt beror på att det varit svårt att få till samma körfall.
- En hypotes är att avvikelserna i frekvens beror på att modellen är lite för enkel.

8.6 Utvärdering av hyttmodell vid växling 2-1

I Fig. 69 framgår att ram och hyttacceleration i mätdata för nedväxling 2-1 skiljer sig betydligt. Hyttkurvan har oscillationer om ca 10Hz, vilka har sitt ursprung i egenfrekvens för isolatorer och hytt.

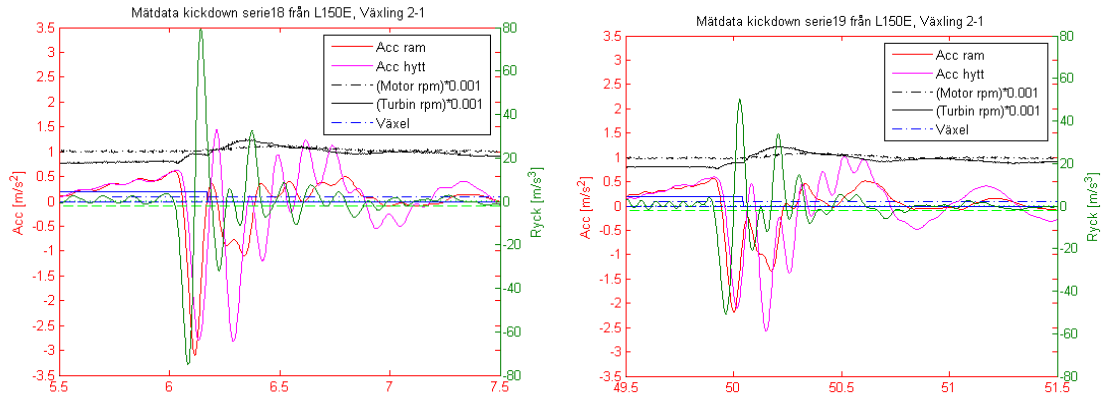


Fig. 69 Mätdata för nedväxling 2-1.

I Fig. 70 visas simuleringsresultat för samma växling. Observera att körfall skiljer sig mellan mätningar och simulering, varför kurvornas nivåer inte är direkt jämförbara.

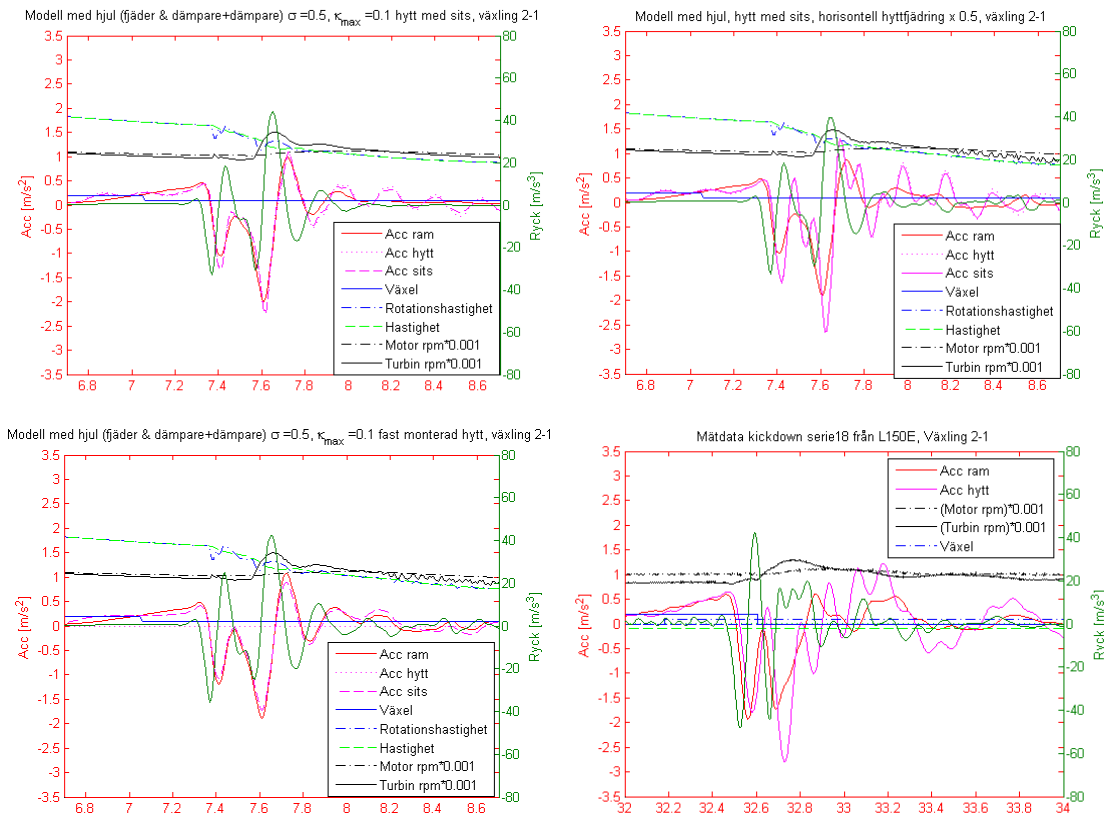


Fig. 70 Simuleringsresultat för växling 2-1. Två modell med hytt och sits: (ö.t.v) och (ö.t.h) med halverade longitudinella hyttfjädringskonstanter. Modell med fast monterad hytt (n.t.v) och mätdata (n.t.h)

De kraftiga hyttoscillationer om ca 10 Hz som är tydliga i mätdata finns ej i modellen med fast monterad hytt.

Modellen med hytt och sits har små oscillationer för hytten, men med frekvens som verkar vara ca 5 Hz. Frekvensen i grafen är dock ett resultat av filtreringen – den ofiltrerade hyttoscillationen har en frekvens om ca 14 Hz, vilket framgår av Fig. 71. En hypotes är att denna skillnad gentemot mätdata beror på att den longitudinella hyttfjädringskonstanten som använts i modellen felaktig. Därför gjordes en simulering där styvheten sattes till hälften, vilket borde ge en egenfrekvens om ca 10 Hz. Resultatet blir inte heller i detta fall helt likt mätdata.

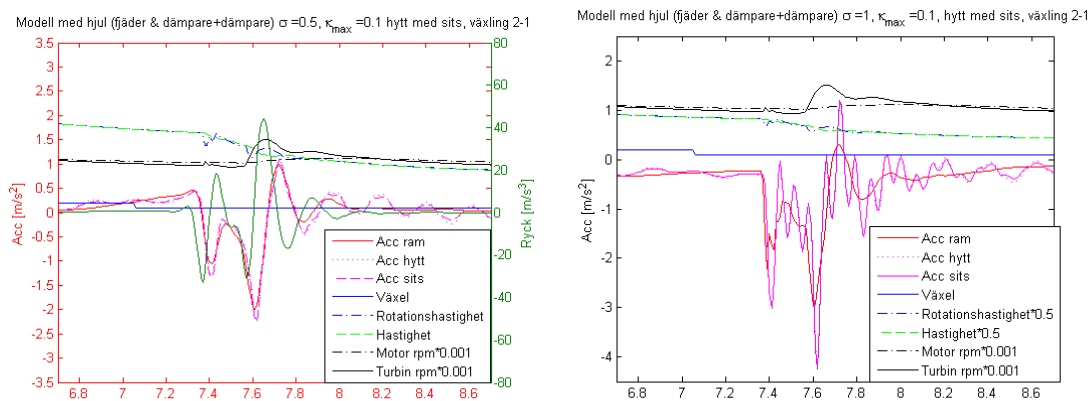


Fig. 71 Nedväxling 2-1, Filtrerade (t.v) och ofiltrerade (t.h) signaler för hyttmodell med sits (t.v.)

Sammanfattning för utvärdering av hyttmodeller för nedväxling 2-1:

- Fordonsmodellen med hytt och sits fångar inte de longitudinella svängningar för hytten som uppträder nedväxling 2-1, vilken är den hårdaste växlingen. En möjlig hypotes är att den longitudinella styvheten och dämpningen i modellen är felaktig och att isolatormodellen är för enkel.

8.7 Utvärdering av däckens slirande egenskaper

För att utvärdera däckmodellerna avseende slirande egenskaper används körcykeln grushög. Endast den senare delen, efter 16 sekunder är här av intresse. Statisk friktionskoefficient, μ_p , till underlaget är satt till 0.3 och dynamisk, μ_k , till 0.27. Vid tiden 15 sekunder hålls full gas och full fart på 4ans växel. Gångmotståndet stegras kraftigt efter 16 sekunder varpå farten minskar och nedväxling sker, först till 3an och efter 18.5s kick-down till 1an. Fordonet står då i princip stilla. Fig. 72 och Fig. 73 visar hjulens rotationshastighet respektive slip för modell med hjul av fjäder/dämpartyp och resultatet för modell utan hjul ("kuggstångslera") visas i Fig. 73.

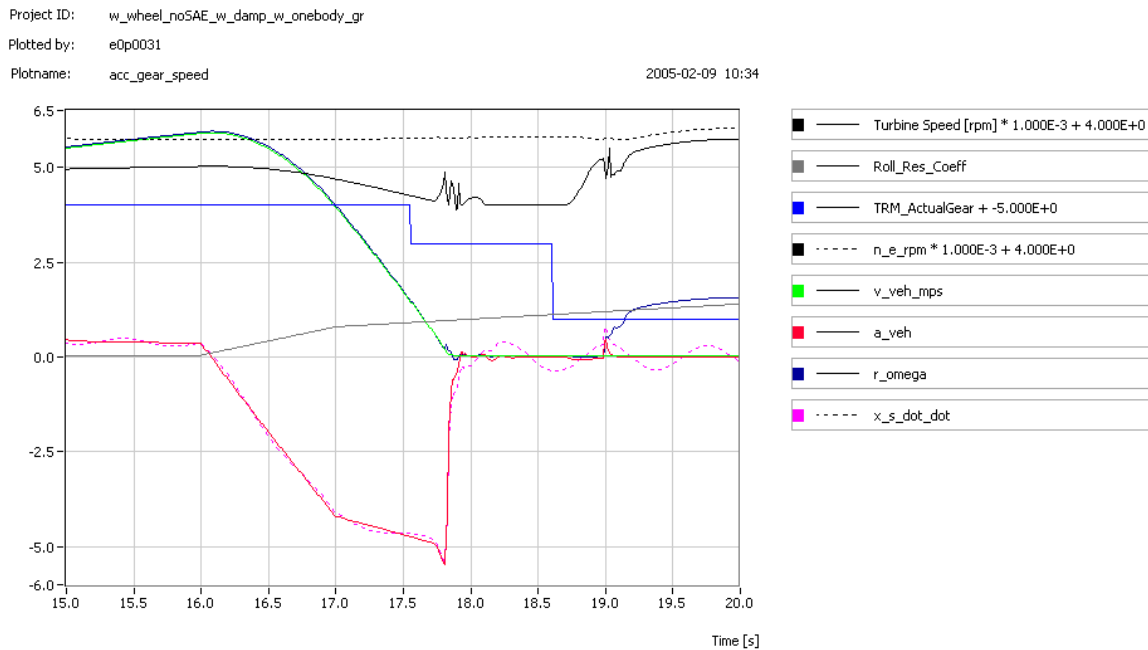


Fig. 72 Utvärdering av hjulmodellens slirande egenskaper. Hjulmodell av fjäder/dämpartyp möter kraftigt ökat gångmotstånd efter 16 sekunder. Se speciellt fordonshastighet (grön kurva) och hjulens rotationshastighet (mörkblå kurva)

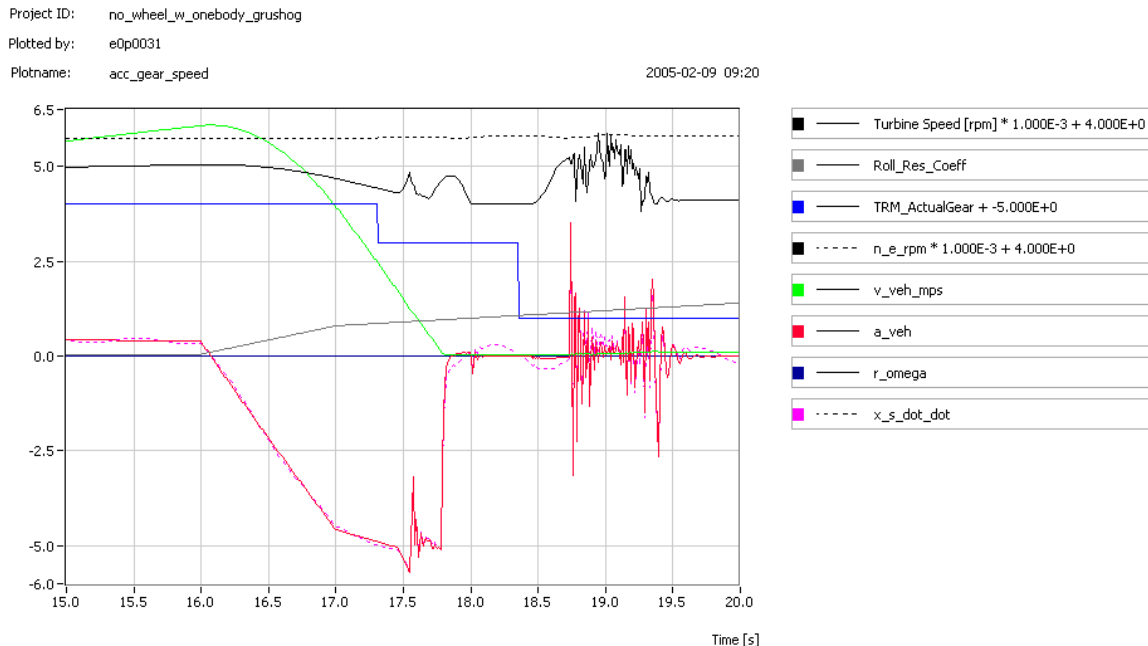


Fig. 73 Kraftigt ökat gångmotstånd för modell utan hjul, d v s. ”kuggstångslera”

Med hjulmodellen blir dragkraften efter kick-down större än friktionskraften mot underlaget och hjulen börjar slira efter 19 sekunder. Utan hjul uppkommer stora spikar i accelerationssignalen.

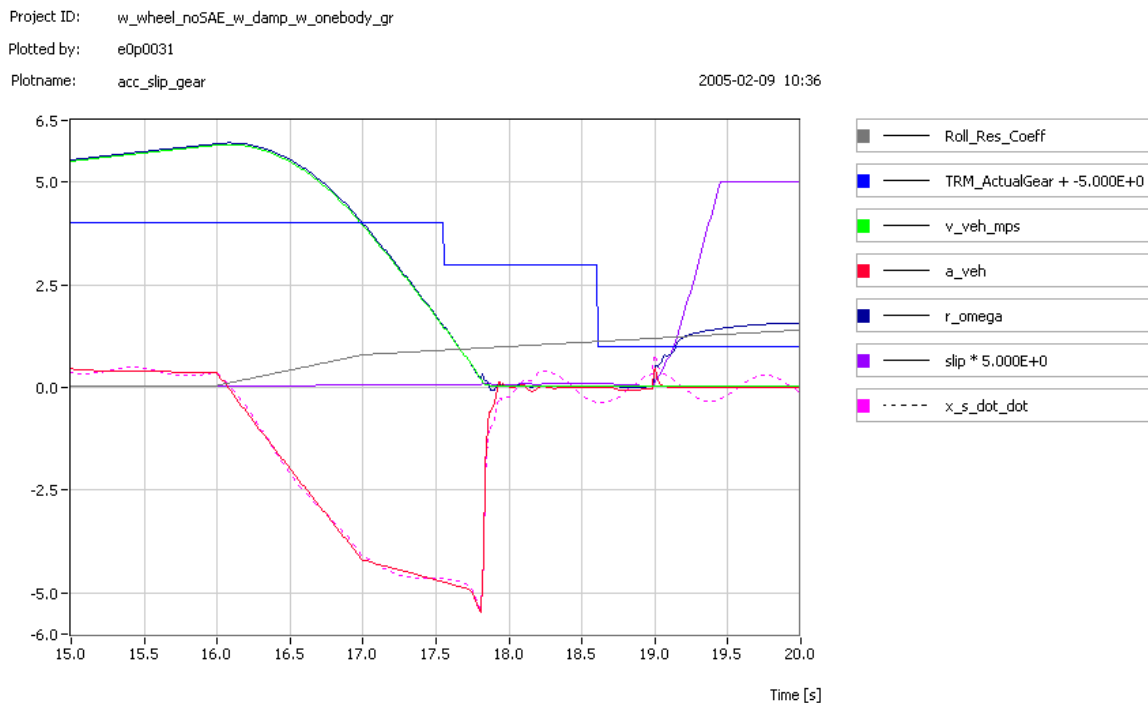


Fig. 74 Slip för modell av fjäder/dämpartyp vid kraftigt ökat gångmotstånd

I Fig. 74 ses att slippet växer till 1. Slippet begränsas till intervallet [-1 1].

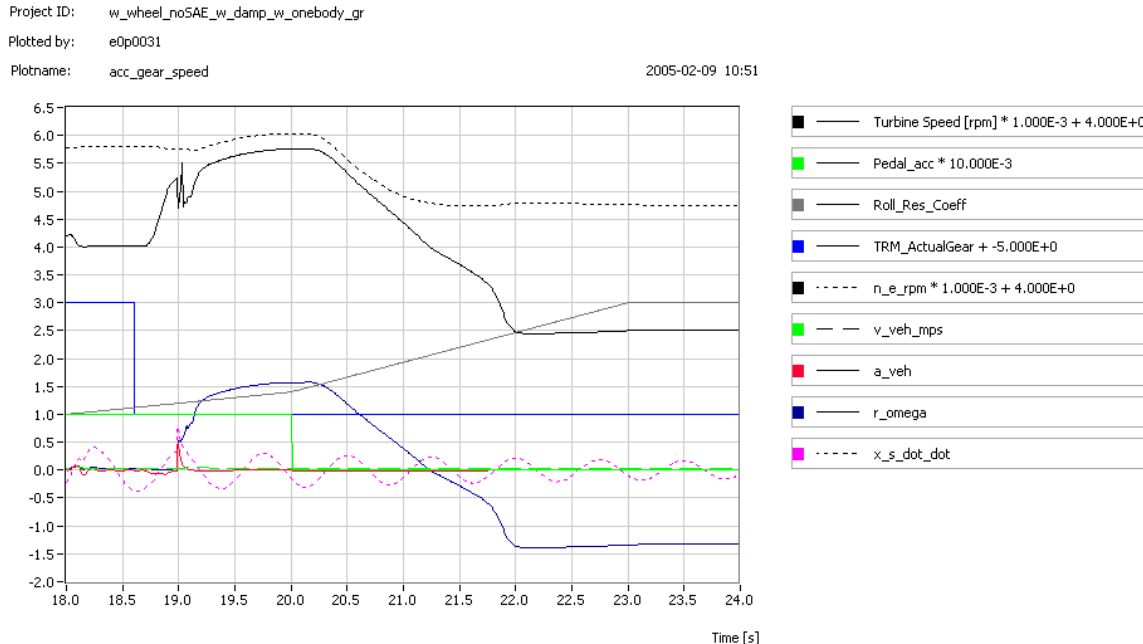


Fig. 75 Rotationshastighet för däck i slirande hjulmodell vid högt gångmotstånd och gasavdrag från 100% till 0% efter 20 sekunder

Däckmodellen av fjäder/dämpartyp kräver injustering och ytterligare utvärdering innan den fungerar i alla situationer. I Fig. 75, Fig. 76 och Fig. 77 används körcykeln grushög för att påvisa ett felaktigt uppträdande hos modellen. Gaspådraget är 100% fram till 20s, därefter släpps gasen helt till 0% gaspådrag varpå hjulen börjar rotera bakåt.

Felet ligger i att slipet integreras fram till ett för stort värde (jämför typexempel slipkurva i Fig. 27) och därför ger hög dragkraft (turkos kurva i Fig. 76) länge. Ingående vridmoment till hjulen (röd kurva) är vid tiden mellan 20 och 22 sekunder lägre än från däcken utgående vridmoment.

Vidare kan ses att slipet sjunker fram till ca 21.2s och därefter är konstant. Orsaken till det är att den implementerade logiken från [14] sätter ”uppspanningsderivatan” $\frac{du}{dt}$ till

noll då några villkor är uppfyllda.

I Fig. 77 har fjäderuppspanningen u begränsats till $[-0.1 \ 0.1]$ och problemen med hjulrotation åt fel håll elimineras. Detta visar att den typiska dragkrafts- och slipkurvan i Fig. 27 troligen inte är relevant för en däckmodell av fjäder/dämpartyp och den bör därför ersättas med en mer linjär kurva. Därmed hindras den dragkraftsgenererande fjädern från att bli orimligt mycket uppspänd. Om SAESlipvärdet är av intresse att studera kan detta visas utan att det används vid dragkraftsgenerering.

Project ID: w_wheel_noSAE_w_damp_w_onebody_gr

Plotted by: e0p0031

Plotname: F_drag_F_acc_gear_speed

2005-02-15 14:17

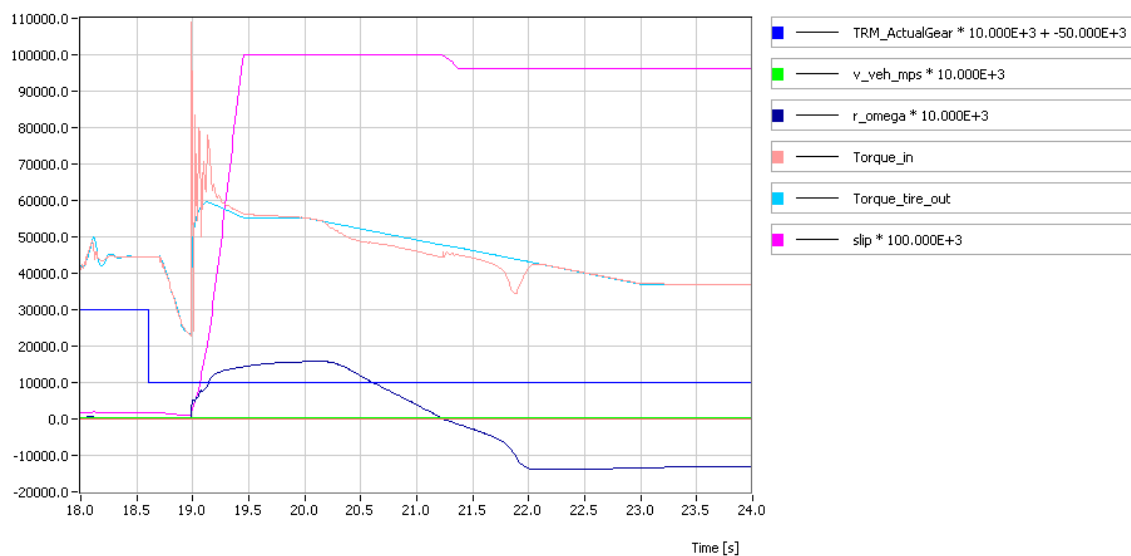


Fig. 76 Slip och dragkraft för fjäder/dämparmodell vid gasavdrag i körcykeln grushög. Fjäderuppspänningen är begränsad till $[-1 \ 1]$ och modellen ger felaktigt resultat på rotations hastigheten vid gasavdrag

Project ID: w_wheel_noSAE_w_damp_w_onebody_gr

Plotted by: e0p0031

Plotname: F_drag_F_acc_gear_speed

2005-02-15 13:58

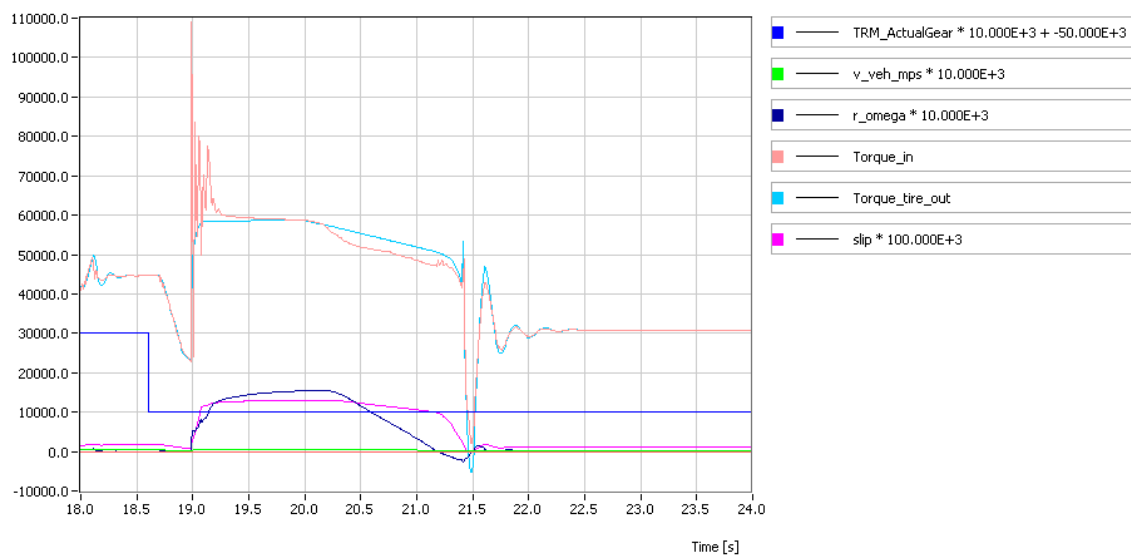


Fig. 77 Slip och dragkraft för fjäder/dämparmodell vid gasavdrag i körcykeln grushög. Fjäderuppspänningen är begränsad till $[-0.1 \ 0.1]$ och resultatet blir rimligt

9 Bilaga 2 - Variabelförteckning

9.1.1 Variabler för text och simulinkmodell

β	Underlagets lutning [rad]. $\beta < 0$ i uppförsbacke
φ	pitchvinkel för hytt och stol
θ	pitchvinkel för ram
κ, i	Slip []
$\kappa_{low\text{speed}}$	Alternativ slipdefinition [] som gäller då $v < v_{low}$
$\kappa_{low\text{speed,init}}$	Initialvärde [] för $\kappa_{low\text{speed}}$ då funktionen aktiveras.
μ_p, my_p	Maximal (statisk) friktionskoefficient []
μ_k, my_k	Kinetisk friktionskoefficient []
σ_κ	Relaxationslängd [m]
$\omega, \text{omega}, \text{beta_dot}$	Hjulets rotationshastighet [rad/s]
a	Längd på kontaktyta mellan däck och underlag [m]
a_{veh}, x_{dot_dot}	Longitudinell acceleration i ramens tyngdpunkt [m/s^2]
$C_{F\kappa}, C_{slip}$	Longitudinell slipstyvhet per längdenhet [N]
C_{Fx}	Longitudinell däckstyvhet [N/m]
Dynamic_mass	Dynamisk massa [kg]. Ändras då skopan lastas.
F_a	Kraft [N] som accelererar fordonet, parallell med marken
$F_d, F_{veh_drag}, F_{wx}$	Dragkraft, parallell med marken [N]
F_{d1}	Dragkraft [N] då $0 < \kappa < i_c$
F_{d2}	Dragkraft [N] då $i_c < \kappa < i_{c2}$
F_{d3}	Dragkraft [N] då $i_{c2} < \kappa < I$
F_z, F_z	Normalkraft [N]
i_c, i_c	Kritisk slipgräns []. Dragkraft linjär då $ \kappa < i_c$
i_{c2}, i_{c2}	Övre slipgräns []. Dragkraft minskar då $ \kappa > i_{c2}$
Mass	
$n_e \text{ rpm}$	Motorvarvtal [rpm, varv/min]
omega_dot	Hjulets rotationsacceleration [rad/s^2]
r_e	Effektiv rullradie [m]
r_{omega}	Hastighet för hjulperiferin [m/s] = $r_e \omega$
Roll_res_coeff	Rull-(gång-)motståndskoefficient []
$T, \text{Torque_in},$	
Torque_tire_in	Vridmoment [Nm] till hjulet
Torque_tire_out	Vridmoment [Nm] från hjulet = $r_e F_d$
TRM_actual_gear	Aktiv växel i SimPow. Värderna 6-9 motsvarar fram, växel 1-4 och värden 10-13 back, växel 1-4
$\text{Turbine_speed [rpm]}$	Turbinvarvtal hos momentomvandlaren [varv/min]
u	Deformation [m] av däck
v	Fordons hastighet [m/s]
v_{low}	Hastighetsgräns [m/s] för slip vid låg hastighet. Växling mellan olika sliphastigheter sker vid v_{low}
v_S	Sliphastighet [m/s]
v_{veh}, x_{dot}	Fordons hastighet i longitudinell led [m/s]

x'_{dot}	Fordonshastighet parallell med underlaget [m/s]
$x_{s_dot_dot}$	Sitsens longitudinella acceleration [m/s ²]
$x_{u_dot_dot}$	Hyttens longitudinella acceleration [m/s ²]
z_{dot}	Fordonshastighet i vertikalled [m/s]

9.1.2 Parametervärden för modeller

Hjul

σ_{κ}	0.5 [m]
a	0.6 [m]
C_{slip}	$8 \cdot 10^5$ [N]
i_{c2}	0.20 []
J_{wheel}	800 [kgm ²]
m_{wheel}	[kg]
r_e	0.816 [m]
v_{low}	0.05 [m/s]

Vertikal däckfjädring (värden per par)

C_z	5000 [Ns/m]
K_z	$1.13 \cdot 10^6$ [N/m]

Ram

a	0.5982 []
γ	0.1737 []
K	0.1037 []
λ	0.4372 []
θ_{init}	0.0037 [rad]
D	1.02 [m]
$I_{yy_{body}}$	200927 [kgm ²]
L	3.55 [m]
m_{body}	22301 [kg]
X_{init}	$-1.9 \cdot 10^{-4}$ [m]
Z_{init}	-0.0511 [m]

Hytt

α_{cab}	1 []
K_{cab}	0.798 []
γ_{cab}	-0.3485 []
λ_{cab}	0.4412 []
φ_{init}	0.0037 [rad]
D_{cab}	0.055 [m]
$I_{yy_{cab}}$	7272 [kgm ²]
L_{cab}	1.02 [m]
m_{cab}	888 [kg]
X_{init}	0.0051 [m]
Z_{init}	-0.0521 [m]

Sits

K_{seat}	-84 []
$C_{z,sits}$	1000 [Ns/m]
D_{seat}	0 [m]
$I_{yy_{seat}}$	748.89 [kgm ²]
$K_{z,sits}$	5871.2 [N/m]
L_{seat}	-0.005 [m]
m_{seat}	88 [kg]

Isolatorer (värden per par)

C_x	3500 [Ns/m]
C_z	4400 [Ns/m]
K_x	$3.2 \cdot 10^6$ [N/m]
K_z	$1.28 \cdot 10^7$ [N/m]

På svenska

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

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

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

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

In English

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

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

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

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

© [Daniel Brengdahl]