

## Aspekter kring buller och vibrationer i tunga fordons transmissioner

Teori, lagkrav och tekniska lösningar

*Kandidatarbete i Tillämpad mekanik*

FRIDA BOHMAN  
ARMIN FATIC  
ANNA-STINA FRYKHOLM  
DAVID KARLSSON

Institutionen för Tillämpad mekanik  
*Avdelningen för dynamik*  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sverige, 2013  
Kandidatarbete 2013:06



KANDIDATARBETE 2013:06

# Aspekter kring buller och vibrationer i tungfordons transmissioner

Teori, lagkrav och tekniska lösningar

Kandidatarbete i Tillämpad mekanik

FRIDA BOHMAN  
ARMIN FATIC  
ANNA-STINA FRYKHOLM  
DAVID KARLSSON

Institutionen för Tillämpad mekanik

*Avdelningen för dynamik*

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sverige 2013

Aspekter kring buller och vibrationer i tunga fordons transmissioner  
Teori, lagkrav och tekniska lösningar  
Kandidatarbete i Tillämpad mekanik  
FRIDA BOHMAN  
ARMIN FATIC  
ANNA-STINA FRYKHOLM  
DAVID KARLSSON

© FRIDA BOHMAN, ARMIN FATIC, ANNA-STINA FRYKHOLM,  
DAVID KARLSSON, 2013

Kandidatarbete 2013:06

ISSN 1654-4676

Institutionen för Tillämpad mekanik  
Avdelningen för dynamik  
Chalmers tekniska högskola  
SE-412 96 Göteborg  
Sverige  
Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Omslag:

Omslagsbild föreställande förenklad skiss av en drivlina.

© Armin Fatic och David Karlsson, 2013.

Chalmers Reproservice/Institutionen för Tillämpad mekanik  
Göteborg, Sverige 2013

## **Sammanfattning**

Buller är ett växande samhällsproblem som kan stävjas genom införande av strängare restriktioner mot ljudemission. Nya lagar och direktiv är under utveckling på EU-nivå och de väntas träda i kraft inom de närmaste åren. Därför är det viktigt för fordonsbranschen att reducera ljudutstrålning från alla förekommande källor, i synnerhet lastbilars transmission eftersom det ljudet är en betydande ljudkälla.

Följande rapport ger en överblick av orsaker till uppkomst av ljud och vibrationer i tunga lastbilars transmissioner. Till att börja med ges en beskrivning av allmänna ljudegenskaper, gällande lagkrav och regleringar inom området fordonstransmissioner och ljudemissioner samt grundläggande teori om drivlinans funktion med djupare beskrivning av växellådors generella konstruktion. Slutligen sammankopplas dessa ämnesområden till en beskrivning av ljuduppkomst i växellådor vartefter en diskussion följer om problem och lösningar kopplade till frågeställningen om hur ljud och vibrationer kan minskas i tunga lastbilars transmissioner.

Rapporten redogör även för en produktstudie av på marknaden tillgängliga växellådor liksom för en modellering av hur resonansfenomen samt styvhets- och dämpnings-egenskaper kan tänkas påverka vibrationsutbredningen i en förenklad modell av en kuggväxel. Underlag till rapporten har huvudsakligen bestått av litteraturstudier av tidigare avhandlingar och facklitteratur. Dessutom har lagtexter studerats för att undersöka de regleringar som finns idag och de som är på väg att införas. Rapporten avslutas med en diskussion och rekommendationer om hur införandet av regler och lagar kan bidra till minskade ljudemissioner, vilka åtgärder som görs idag samt vad som kan tänkas utvecklas i framtiden.

## **Abstract**

Noise pollution is a growing problem in modern society and more stringent regulations are expected in the next few years in order to manage this issue. It is therefore required of the automotive industry to reduce noise radiation from all sources in particular the truck transmission since this is a significant source of noise.

The following report provides an overview of the causes of noise and vibration in transmissions of heavy duty trucks. First of all general sound properties are described, laws and regulations regarding noise radiation in heavy duty trucks transmissions, as well as the basic functionality of the powertrain with a thorough description of a general gearbox. Finally these topics are linked together into a description of sound generation in transmissions, which is followed by a discussion about problems and solutions related to the question of how sound and vibration can be reduced in heavy duty truck transmissions.

The report also presents a study of the available gearbox solutions as well as a numerical model of the resonance phenomenon, stiffness and damping characteristics which may affect the vibration propagation in a simplified gearbox. The report is primarily based on studies of previous theses and nonfiction literature. In addition, the texts studied to investigate current regulations and those that are about to be introduced. The report concludes with a discussion and recommendations on how the introduced laws and regulations can help to reduce noise emissions, what actions are taken today and what might occur in the future.

## **Förord**

Följande rapport är en sammanställning av de viktigaste aspekterna från vårt arbete om bullerreduktion i växellådor. Projektet genomfördes i form av ett kandidatarbete (15 hp) i Maskinteknik vid Institutionen för tillämpad mekanik, avdelningen för dynamik, Chalmers tekniska högskola, under vårterminen 2013.

Ett stort tack till handledare Håkan Johansson och Sixten Berglund samt examinator Viktor Berbyuk för vägledning och konstruktiva synpunkter under projektets gång.

Chalmers Tekniska Högskola  
Frida Bohman  
Armin Fatic  
Anna-Stina Frykholm  
David Karlsson  
2013

# Innehållsförteckning

Innehållsförteckning .....	v
Förkortningslista .....	viii
1 Inledning .....	1
1.1 Syfte .....	1
1.2 Avgränsningar .....	2
1.3 Metod .....	3
2 Allmän teori om ljud .....	5
2.1 Vågutbredning .....	5
2.2 Systemets dynamiska respons .....	6
2.2.1 Resonans .....	7
2.2.2 Egenmoder .....	8
2.2.3 Dämpning .....	8
2.2.4 Mobilitet .....	9
2.2.5 Frekvensanalys av signal (FFT) .....	10
2.3 Maskeringseffekt .....	10
2.4 Hur buller mäts .....	10
2.5 Beräkningsmodeller för beräkning av bullernivåer .....	12
2.5.1 Nordiska beräkningsmodellen .....	12
2.5.2 Nord2000 .....	12
2.5.3 Harmonoise .....	13
2.5.4 Nord2000 Road .....	13
3 Lagar och bullerminskande incitament .....	14
3.1 Environmental Noise Directive (END) .....	14
3.2 Rådande och kommande lagkrav för fordons typgodkännande i EU .....	14
3.2.1 Testmetoder för typgodkännande av motorfordon med avseende på buller .....	16
3.3.1 Förbud i kombination med undantag för tystgående lastbilar .....	17
3.3.2 Restriktioner i kombination med extra avgifter för ljudemmissioner .....	17



3.3.3 Miljözoner som bullerminskande incitament.....	18
4 Översiktlig beskrivning av tunga fordons drivlinor.....	19
4.1 Drivlinesvängningar.....	19
4.2 Tändpulser från en fyrtakts dieselmotor.....	20
4.3 Kopplingens funktion.....	21
4.4 Växellådans funktion.....	22
4.4.1 Generell uppbyggnad av växellådan.....	22
4.4.2 Växlingens funktion.....	23
4.4.3 Övergripande teori om kugghjulets geometri.....	23
4.4.4 Dimensionering och tillverkning av kugghjul.....	26
5 Ljuduppkomst i växellådor.....	27
5.1 Kugghjul.....	27
5.1.1 Transmissionsfel.....	28
5.2 Växellådehus.....	29
5.3 Torsionssvängningar i växellådan.....	29
6 Modellering av ett växelsteg.....	30
6.1 Metod för modellering.....	30
6.2 Resultat från modellering.....	34
7 Växellådans utveckling till idag.....	38
7.1 Produktstudie av lastbilar på marknaden.....	38
8 Diskussion.....	40
8.1 Medvetenhet om buller- och vibrationsproblematiken samt medel för motivation till teknisk utveckling.....	40
8.2 Teoretiska aspekter kring buller- och vibrationsfenomen i växellådor.....	42
8.2.1 Aspekter på dämpning i material.....	42
8.2.2 Resonanser i växellådan.....	42
8.3 Tekniska aspekter på växellådors konstruktion.....	43
8.3.1 Aspekter på kugghjulens utformning.....	44
8.3.2 Transmissionsfelets betydelse.....	44

8.3.3 Växellådehusets dämpande egenskaper .....	45
8.4 Diskussion kring modelleringsresultat .....	45
9 Slutsatser och rekommendationer .....	47
9.1 Rekommendationer .....	47
Referenser .....	
Appendix I .....	
Appendix II .....	

## **Förkortningslista**

ASEP – Additional Sound Emission Provisions

END – Enviromental Noise Directive

FFT – Fast Fourier Transform

ISO – International Organization for Standardization

LEZ – Low Emissions Zones

MDOF – Multiple Degrees Of Freedom

NOISE – Noise Observation and Information Service for Europe

NVH – Noise Vibration Harshness

SDOF – Single Degree Of Freedom

SFS – Svensk Författningssamling

SMS – Sveriges Mekanförbunds Standardcentral

SS – Svensk Standard

WHO – World Health Organisation

# 1 Inledning

Dagens samhälle förväntar sig att kommunikation och distribution av varor ska vara smidig, pålitlig och billig. Befolkningen har vant sig vid att matbutiker alltid har färskvaror, att brev och paket kommer fram och att företags leveranser anländer exakt i tid. Samhället är därför beroende av lastbilar, både för långväga transporter mellan städer och korta distributioner inom stadsregionerna.

Ljudmiljön i dagens samhälle är samtidigt ett ämne som uppmärksammas allt mer i takt med ökande trafik. Enligt World Health Organisation (WHO) är störd nattsömn, koncentrations- och inlärningssvårigheter samt ökad risk för hjärt- och kärlsjukdomar erkända effekter av trafikbuller (WHO, 2009). Därför höjs allt fler röster för strängare regleringar av ljudemissioner.

Inom EU diskuteras utformningen av nya lagkrav gällande bulleremissioner från fordon (Europaparlamentet, 2013). Nya direktiv och förordningar väntas träda i kraft inom de närmaste åren. Även på nationell nivå diskuteras vilka bullernivåer som är acceptabla och hur trafikbuller ska minskas. Incitament som kan användas på lokal nivå är till exempel skattelättnader, bonussystem som gynnar tystare fordon, vägtullar eller områden med förbud mot tyngre fordon under vissa tider på dygnet.

När lastbilar kör i hastigheter över 50-70km/h uppfattas främst vindsus och däckljud (Trafikverket, 2013). I tätbebyggda områden där hastigheten begränsas framträder ljud från fordons drivlina mer tydligt. Drivlinan, som består av motor, koppling, växellåda, drivaxlar, differential och drivhjul, står för fordonets framdrivning och beskrivs mer ingående i kapitel 4. Shih, Yruma, och Kittredge (2001) påpekar att ljudet från växellådan i regel ligger inom det frekvensområde där människan hör bäst och kan därför uppfattas som mer störande än exempelvis det mer lågfrekventa ljudet från motorn.

Ljud och vibrationer är nära sammankopplade då ljud från drivlinan uppkommer till följd av vibrationer. Även vibrationsproblem som inte leder till ljudutveckling kan ibland bli påtagliga och orsaka slitage på komponenter samt ligga till grund för komfortproblem. Tyvärr kan ljud- och vibrationsproblem vara svåra att förutsäga och hur allvarliga problemen blir upptäcks därför ofta sent i produktutvecklingen. Att genomföra ändringar i ett sent stadium av konstruktionsprocessen är, enligt Shih, Yruma och Kittredge (2001), svårt och kostsamt, varför problematiken i värsta fall kvarstår i den färdiga produkten och kunden blir lidande.

Åkerier som använder tystare och mindre vibrerande lastbilar väntas bli attraktiva att anlita för transporter i tätbebyggda områden då de kan vinna fördelar såsom skattelättnader och större marknadsdistrikt. Lastbilstillverkare som lyckas utveckla tekniska lösningar för mindre ljudutstrålning kan därför vinna stora marknadsfördelar. Tunga fordons transmissioner är ett område där teknikforskning och produktutveckling kan bidra till minskade bulleremissioner från lastbilar. Följande kandidatarbete syftar till att vidare undersöka detta.

## 1.1 Syfte

Kandidatarbetets övergripande frågeställning är: hur kan ljudemissioner från tunga lastbils transmissioner minskas? För att kunna behandla problemet behövs grundläggande kunskap om vad ljud är, hur ljud bildas och hur ljud sprids. Därför

syftar kandidatarbetet till att utreda hur ljud beter sig i växellådors nuvarande konstruktion samt vilka mekanismer som ligger bakom ljud och vibrationsuppkomst i tunga lastbilars transmission. För att vidare undersöka hur olika parametrar påverkar vibrationsutvecklingen i en växellåda avser projektet också genomföra en matematisk modellering av växellådans karakteristik.

Incitament och lagar som ställer krav på industrin behövs för att driva den industriella utvecklingen framåt. Därför syftar kandidatarbetet även till att analysera vilka regleringar och incitament som finns för att motivera tillverkarna att utveckla tystare lastbilar samt hur kommande lagkrav kan tänkas påverka utvecklingen mot allt tystare växellådor.

Hur buller och vibrationer från tunga lastbilars transmissioner kan minskas är ett stort område att studera varför kandidatarbetet ämnar betrakta området övergripande i syfte att belysa ljud- och vibrationsproblematiken i tunga fordons växellådor med överskådlig bredd snarare än djup.

## **1.2 Avgränsningar**

Eftersom tunga fordons transmissioner är ett mycket omfattande område har arbetet begränsats för att rymmas inom ramen för kandidatarbetet. Med tunga fordons transmissioner avses i första hand tunga lastbilars transmissioner. Nedan specificeras övriga avgränsningar som gjorts för att på bästa sätt utnyttja tillgängliga resurser.

Den europeiska marknaden är attraktiv för lastbilstillverkarna och länderna inom Europa har förenliga rättssystem varför studien avgränsas till rådande och kommande regleringar för trafikbuller inom Europa. Kompletterande läggs fokus på bullerminskande incitament inom Europa för att överskådligt täcka in vilken stimulans som bidrar till teknisk utveckling av ljudminskande åtgärder för tunga fordon.

Den tekniska studien avgränsas i första hand till transmissionsområdet mellan växellådans ingående och utgående axel eftersom det karakteristiska högfrekventa ljudet från växellådan anses vara särskilt irriterande (Shih, Yuma & Kittredge 2001). Ljud- och vibrationsproblematiken studeras för tunga lastbilars transmissionssystem med huvudsakligen manuella och semimanuella växellådor i beaktande. Eftersom automatiska växellådors konstruktion skiljer sig avsevärt från manuella och semimanuella växellådor med elektronisk styrning anses dessa ligga utanför projektets ramar.

Exciterande vibrationer från motorns tändpulser beaktas i den mån de anses påverka växellådan medan övriga delar av fordonet helt bortses ifrån. Med anledning av begränsningar i tid och resurser utförs inga egna mätningar, istället läggs mer arbete på beskrivning av växellådans karakteristik genom numerisk modellering i Matlab.

Enbart tillgängliga fordonstyper, med tillhörande växellådor, från fyra av de största lastbilstillverkarna (Volvo Lastvagnar, MAN, Scania och Mercedes-Benz) beaktas. Därmed studeras varken äldre modeller som inte längre är i bruk eller kommande modeller som ännu inte finns på marknaden. På så sätt anses studien ge en representativ återspeglning av rådande utbud.

### 1.3 Metod

Arbetet har huvudsakligen bestått av litteraturstudier med fokus på ljud och vibrationer kopplat till tunga lastbilars transmissioner. Sedermera har litteraturstudierna delats in i några distinkta delar för att strukturera upp arbetet. Nedan beskrivs de områden som har behandlats samt de referenser som respektive område huvudsakligen har baserats på. Alla källor som har använts anges i motsvarande kapitel och återfinns i referenslistan.

Ljud och vibrationer är ett grundläggande område som är väsentligt för förståelsen av den buller- och vibrationsproblematik som har studerats. Området behandlas i kapitel 2 vilket bygger på allmänt accepterad teori och har därför huvudsakligen refererats till kurslitteratur inom ämnesområdet akustik skrivet av Andersson och Kropp (2008) samt tekniska rapporter skrivna av Shih, Yuma och Kittredge (2001) och Corbo, Malanoski och Zalud (1998). I kapitel 2 behandlas även mät- och beräkningsmetoder för ljudemissioner som till stor del har studerats utifrån officiell information från myndigheter och intresseorganisationer såsom Trafikverket, EU och WHO.

Rådande och kommande lagkrav och regleringar samt bullerminskande incitament med fokus på ljudemissioner från tunga fordon har studerats utifrån officiella dokument som återfinns i europeiska lagtextsamlingen EUR-lex, alternativt PreLex, eller i Svensk författningssamling (SFS) med dokumentnummer enligt respektive referens i kapitel 3. På grund av arbetets avgränsningar enligt kapitel 1.2 har studien inte inkluderat lagkrav och incitament för utomeuropeiska länder.

Drivlinans funktion och konstruktion i tunga lastbilar med fokus på växellådor har studerats utifrån de tekniska beskrivningar som presenteras i kapitel 4. Teorin bygger på allmänt accepterad teori som används inom fordonsindustrin. Referenserna som har använts utgörs i första hand av en fordonsteknisk lärobok skriven av Heinz Heisler (2002), en maskinteknisk lärobok skriven av Märta Mägi och Kjell Melkersson (2010) samt produktfakta från studerade lastbilstillverkare (Volvo Lastvagnar, Scania, MAN och Mercedes-Benz).

För att förstå uppkomst och spridning av ljud och vibrationer i tunga fordons växellådor har ytterligare litteraturstudier gjorts utifrån ett antal tekniska rapporter som behandlar området. I kapitel 5 redogörs för vad bland andra Henriksson (2005), Åkerblom (2008), Ognjanović och Kostić (2012), Tuma (2009) och Smith (2003) har studerat och kommit fram till för att beskriva ljud- och vibrationsbeteenden i tunga fordons växellådor.

Utöver litteraturstudier har en förenklad modell av ett växlingssteg modellerats för att beskriva hur vibrationer från motors tändpulser kan bete sig. På så sätt har förståelsen fördjupats för hur olika parametrar såsom massa, styvhet, dämpning och varvtal påverkar ljud- och vibrationsutbredning i en växellåda. Metod och genomförande för modelleringen beskrivs mer ingående i kapitel 6.

För att få en bild av var den tekniska utvecklingen av växellådor är idag har växellådans historiska utveckling studerats kortfattat tillsammans med en övergripande produktstudie av modeller som finns på marknaden. Produktstudien har genomförts med fokus på lösningar från branschens ledande aktörer; Volvo Lastvagnar, Scania, MAN och Mercedes-Benz. Initialt valdes tre åkerier i Göteborgs närområde ut och kontaktades. Åkerierna bidrog med information om sina respektive

lastbilsflottor vilka antas reflektera kundernas behov av olika fordonstyper. Därefter undersöktes tillverkarnas utbud av representerade lastbilstyper kopplat till litteraturstudier av de transmissionslösningar som används i respektive lastbilstyp. Växellådans kortfattade historia och produktstudien beskrivs mer ingående i kapitel 7.

Avslutningsvis har produktstudien sammanvägts med teori från litteraturstudierna och resultaten från modelleringen i en diskussion för att besvara hur ljudemissioner från tunga lastbilars växellådor kan minskas i kapitel 8.

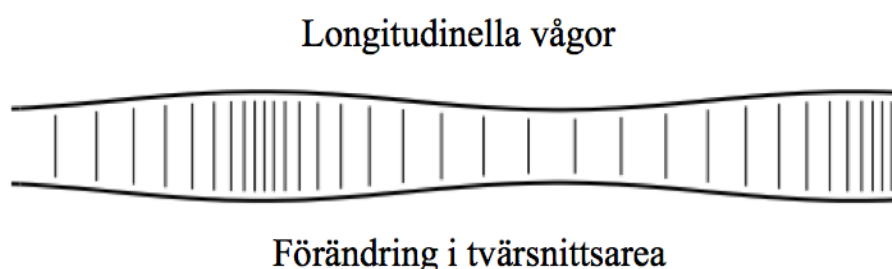
## 2 Allmän teori om ljud

Innan buller- och vibrationsproblematiken kan förklaras mer ingående behövs grundläggande förståelse för hur ljud och vibrationer uppstår och sprids. I följande kapitel beskrivs teorin bakom de ljudfenomen som spelar en fundamental roll vid behandling av buller- och vibrationsproblematiken i tunga fordons transmissioner. Ljudteorin som behandlas här vidareutvecklas i kapitel 5 tillsammans med den fordonstekniska teori som behandlas i kapitel 4.

### 2.1 Vågutbredning

I en föreläsning av Andersson och Kropp (2008) beskrivs hur ljud och vibrationer modelleras som vågor med olika karaktär beroende vilken typ av medium de färdas i. För att täcka in gaser, vätskor och solida material görs ofta skillnad på om det gäller luft-, vatten- eller strukturburna vågor. Särskilt intressant är kopplingen då strukturburna vågor, under bestämda förhållanden, transmittas till luften och bildar luftburna ljudvågor.

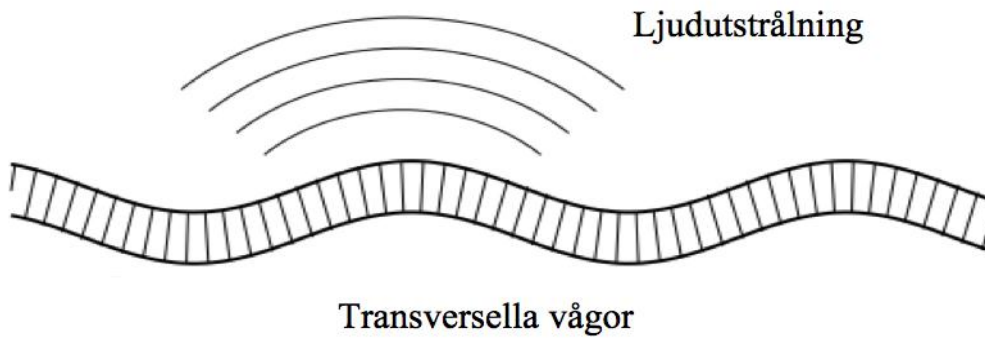
Även om flera modeller för vågornas utbredning förekommer tas i den här studien endast de tre mest relevanta vågsorterna upp: longitudinella vågor, böjvågor och torsionsvibrationer. Figur 1 är hämtad från Andersson och Kropp (2008) och visar hur longitudinella vågor färdas genom luften i form av små tryckvariationer (kompression och expansion), med partikelrörelse i vågens riktning. Longitudinella plana vågor uppkommer i luft till följd av exempelvis mekaniska processer såsom vibrerande strukturer och uppfattas som ljud av det mänskliga örat.



*Figur 1: Longitudinell våg, vanligast förekommande som ljudvåg i luft (Andersson & Kropp, 2008).*

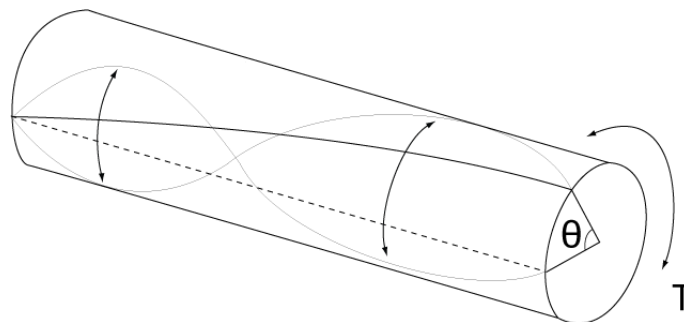
Den andra och vanligaste typen av strukturburna vågor är transversella vågor, eller böjvågor som de också kallas. Andersson och Kropp (2008) beskriver hur partiklarna rör sig vinkelrätt mot vågens propageringsriktning, illustrerat i figur 2, och ger vågen formen av en gitarrsträng i svängning. Böjvågor är huvudorsak till ljuduppkomst i vibrerande strukturer på grund av att de exciterar partiklar i det omslutande mediet och transmittar på så sätt ut ljud (Andersson & Kropp, 2008).





Figur 2: Transversell våg, exempelvis i en plåt (Andersson & Kropp, 2008).

Den tredje vågsorten, som även den är strukturburen, färdas i mediet som vridande vibrationer, även kallade torsionssvängningar. Denna vågtyp har enligt Selim (2007) inte studerats i lika stor utsträckning som longitudinella och transversella vågor. Vridande vågor har sitt ursprung i vridande oscillationer på rak axel och uppkommer på grund av snabb periodisk vridande på- och avlastning. Selim (2007) förklarar att partiklarna roterar kring axelns centrumlinje vilket i sin tur genererar en vinkelavvikelse i tangential-led mellan axelns ändar, illustrerat i figur 3.



Figur 3: Vridande våg, exempelvis i en axel.

Roterande maskiner utsätts för vridande vibrationer på grund av variationer i moment och rotationshastighet från motorn. Som Corbo, Malanoski och Zalud (1998) noterat kan vridande vibrationer ge utmattning i axlar och förstöra kugghjul i utrustning såsom växellådor. Komponenter som kugghjul och axlar har dessutom ofta mindre fel som vidare kan excitera vridande vibrationer (Corbo, Malanoski & Zalud 1998).

## 2.2 Systemets dynamiska respons

Reduktion av ljud- och vibrationsutstrålning prioriteras allt högre inom fordonsindustrin och enligt Shih, Yruma och Kittredge (2001) kan tillvägagångssättet för kvalitetsmätning sammanfattas under benämningen Noise, Vibration and Harshness (NVH). Genom att ta fram relevanta data utifrån NVH-analys kan systemet karaktäriseras med avseende på dess dynamiska respons vid givna driftförhållanden. Systemets dynamiska respons är således ett mått på hur känsligt systemet är för givna exciteringar. Analysen genomförs på komponent eller systemnivå och man tittar huvudsakligen på buller och vibrationer samt om uppkomsten av sådana beror på resonans eller inte (Shih, Yruma, & Kittredge, 2001). Icke-resonansproblem kan vara

besvärliga över hela driftsspännet (hela varvtalsområdet), till skillnad från resonansproblem som endast uppkommer vid bestämda exciteringsfrekvenser.

### 2.2.1 Resonans

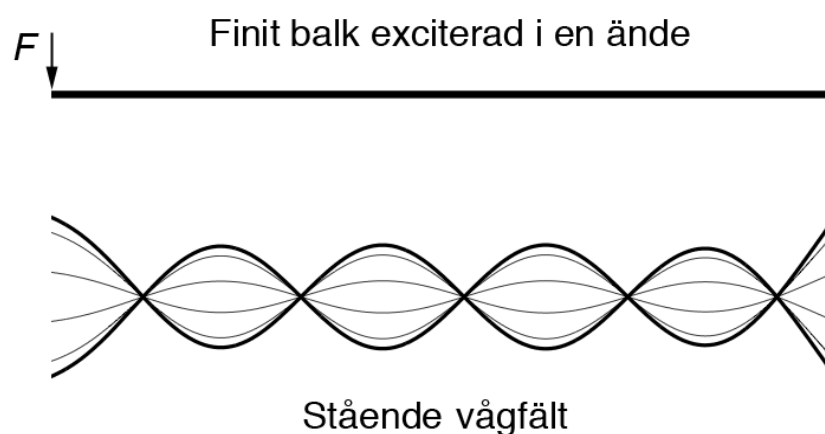
Shih, Yruma, och Kittredge (2001) konstaterar i en rapport att resonans inträffar då någon av exciteringskällans frekvenser sammanfaller med en av systemets många resonansfrekvenser. En komponent, som exciteras vid sin resonansfrekvens, kommer att hamna i självsvängning och ge en överdriven amplitudrespons. Vidare förtydligar Shih, Yruma, & Kittredge (2001) hur detta inte bara ger ökad alstring av buller och vibrationer utan också gör att komponenten kan hamna utanför arbetsområdet som den var dimensionerad för och erhålla permanenta skador.

För ett system med en frihetsgrad, vanligen kallat single degree of freedom (SDOF), sker rörelse i en given koordinatriktning. Resonansfrekvenserna, även kallade egenfrekvenser, beror då av systemets styvhet,  $k$  och massa,  $m$  enligt sambandet i ekvation (1), och kan beräknas enligt ekvation (2)

$$\omega = 2\pi f_r = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1) \quad f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ (Hz)} \quad (2)$$

Enligt Shih, Yruma, & Kittredge (2001) kommer ett system med resonansfrekvensen  $f_r$  inte bara vara känsligt för en exciterande källa med frekvensen  $f_k = f_r$ , utan också för varje övertone, vars värde är en heltalsmultipel av resonansfrekvensen,  $f_k = i \cdot f_r$  (där  $i = 1,2,3..n$ ).

Figur 4 visar en balk, med egenfrekvenser  $f = i \cdot f_r$  (där  $i = 1,2,3 \dots n$ ), som utsätts för en pålagd last i ena änden. Kraften  $F$  utgör exciteringskällan som alstrar vibrationer med en given grundfrekvens  $f = f_k$  samt till den hörande övertoner  $f = j \cdot f_k$  (där  $j = 1,2,3 \dots n$ ). Då exciterande kraftens grundfrekvens eller närmast högre övertone sammanfaller med balkens egenfrekvens eller någon av dess övertoner ( $j \cdot f_k = i \cdot f_r$ ) hamnar balken i självsvängning varpå resonans uppstår och ger upphov till ett stående vågfält.



Figur 4: Resonans i balk (Andersson & Kropp, 2008).

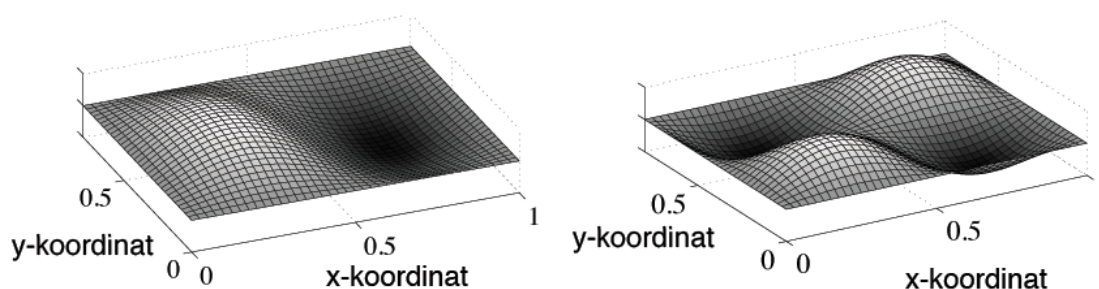
På motsvarande vis fås, som Clough & Penzien (1993) skriver, för ett odämpat system med flera frihetsgrader, multiple degrees of freedom (MDOF), egenfrekvenser via det generaliserade egenvärdessystemet i ekvation (1), som efter insättning av  $\omega = 2\pi f$  kan härledas till ekvation (2).

$$[K - \omega^2 M]x_i = 0 \quad (3) \quad (2\pi f_i)^2 M x_i = K x_i \quad (4)$$

Matrisen M är systemets masströghet och matrisen K dess styvhet. Till varje egenfrekvens  $f_i$  (Hz) finns en associerad egenmod  $x_i$  (Clough & Penzien, 1993).

### 2.2.2 Egenmoder

Även Mägi och Melkersson (2010) beskriver att det till varje resonansfrekvens  $f_i$  finns en unik modform, eller egenmod,  $x_i$  som visar det relativa förskjutningsmönstret kroppen får vid en viss resonansfrekvens. En egenmod, som de i figur 5, består av noder där amplituden är noll samt aktiva regioner (toppar och dalar) där amplituden är skild från noll. Egenmoder betecknas med ordningsnummer som är avgörande för storleken på responsen utifrån en given excitering. Moden vid första resonansen ger störst respons, störst avvikelse och har därmed mest energi. Responsen avtar enligt Corbo, Malanoski och Zalud (1998) med ökande modnummer.



Figur 5: Till vänster illustreras mod (2,1) och till höger illustreras mod (2,2).

### 2.2.3 Dämpning

Ett annat relevant koncept är dämpning i en komponent till följd av materialets inre friktion. Mägi och Melkersson (2010) ger i sin bok beskrivningen av fenomenet som att energi i utbredande vibrationer omvandlas till förluster i form av värmeenergi. I Swerea IVF (2002) står det att dämpningen i första hand styrs av materialets elasticitet och densitet. Vidare beror en komponents dämpning även på geometri, temperatur och kan få en markant ökning med ökad belastning. Andra dämpeffekter som förekommer i torsionsssammanhang härrör, enligt Pettersson (2001), från lager och friktion samt, i de fall där smörjolja är närvarande, viskös dämpning.

Inom byggnadsakustiken, förklarar Andersson & Kropp (2008), kan dämpningen i en vägg tas fram genom att analysera hur ljudnivån avtar vid passage genom väggen mellan två rum. Det har påvisats både experimentellt och genom beräkningar att dämpningen blir märkbart högre om väggen består av dubbla paneler, som sitter infästa oberoende av varandra, än för en enkelvägg. Däremot kvarstår signifikant lägre dämpning vid resonansfrekvensen varför det är viktigt att den flyttas bort från exciterande frekvensen.

För att hindra motorvibrationer från att translatera ut i kaross och chassi används

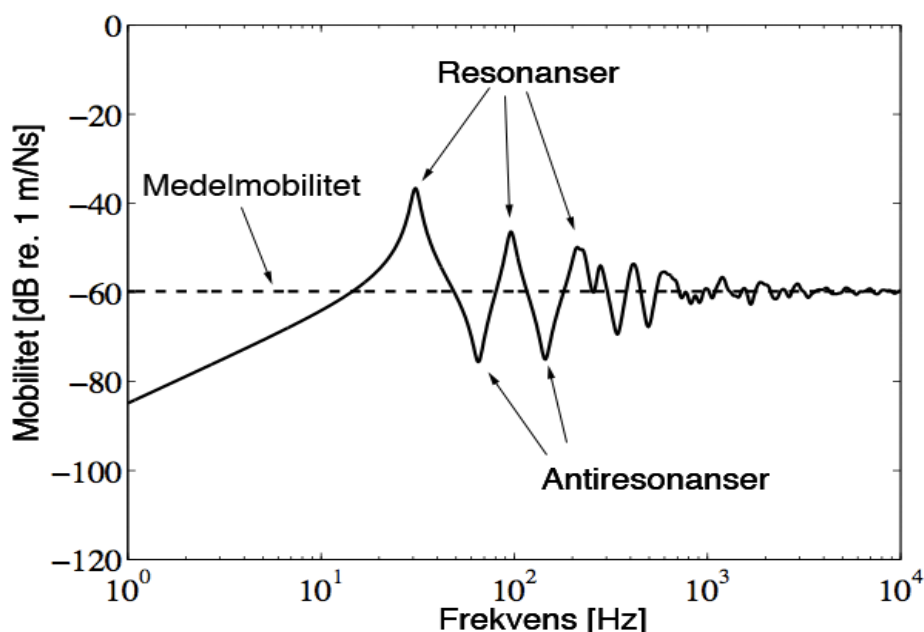
motorkuddar som dämpare i upphängningen. Andersson & Kropp (2008) konstaterar att standardtypen idag är passiva, konventionella hydro- eller elastomerdämpare. Problemet med dessa är att de ger konstant dämpning oavsett belastning vilket inte är optimalt för varierande varvtal. Dock sker forskning och utveckling av aktiva dämpare som genom elektronisk reglering ska kunna ge precis nödvändig dämpning vid en given belastning (Andersson & Kropp, 2008).

#### 2.2.4 Mobilitet

Storleken på responsen hos ett system som sätts i svängning kommer, enligt beskrivningen i Andersson & Kropp (2008), bero på systemets mobilitet. Mobiliteten är därmed ett mått systemets mottaglighet för excitering och beskrivs av hur känslig varje punkt i strukturen är med avseende på en yttre pålagd kraft.

I Swerea IVF (2002) förklaras att systemets mobilitet beror av parametrarna geometri, styvhet, massa och dämpning, varför materialvalet är av stor betydelse för vibrationsegenskaperna. Men mobiliteten varierar alltid kring samma medelvärde, knutet till styvheten och massan, vilket innebär att styva och tunga system har låg känslighet för vibrationer medan dämpningen först och främst avgör storleken på responsen vid resonanser (Swerea IVF, 2002).

Andersson & Kropp (2008) beskriver hur responsen dels beror på inre dämpning och dels på exciterande frekvenser. Så länge exciterande frekvenser ligger under den första resonansfrekvensen är systemet trögt och svårt att få i svängning, som figur 6 illustrerar. När exciterande frekvensen och första egenfrekvensen sammanfaller uppstår största amplitudförstärkning varefter responsen fortsatt är synbar vid övertonerna men avtar med ökande exciteringsfrekvens. Mellan resonanstopparna, noterar Andersson & Kropp (2008), uppstår antiresonanser där dämpningen blir hög och komponenten är svår att excitera.



Figur 6: Diagram över hur mobiliteten varierar med frekvens,  
(Andersson & Kropp, 2008).

Vidare förklarar Andersson & Kropp (2008) att för att minimera mobiliteten måste

aktiva regioner för alla egenmoder, med resonansfrekvenser i frekvensspannet där exciterande kraften är stor, undvikas. Mobiliteten kan också minskas lokalt genom att lägga på högre massa eller genom att styva upp strukturen. Dock är en ökning av massan inte önskvärd då det ofta ger ett negativt utslag på fordonets totaloptimering. Enligt ekvation (1) förskjuts resonansfrekvensen nedåt med ökad massa och riskerar att hamna i exciteringskällans arbetsområde där resonansfenomen kan inträffa (Andersson & Kropp, 2008).

Genom att justera komponentens massa och styvhet kan man teoretiskt sett förflytta komponentens egenfrekvens så att den hamnar utanför de starkaste exciterande frekvensernas område och på så sätt undvika resonansstoppar. Shih, Yruma, & Kittredge (2001) ger som exempel hur drivlinans vridande naturliga frekvenser finjusteras med hjälp av vridstyvheten som bestäms med fjädrarna i tryckplattan i kopplingen.

### **2.2.5 Frekvensanalys av signal (FFT)**

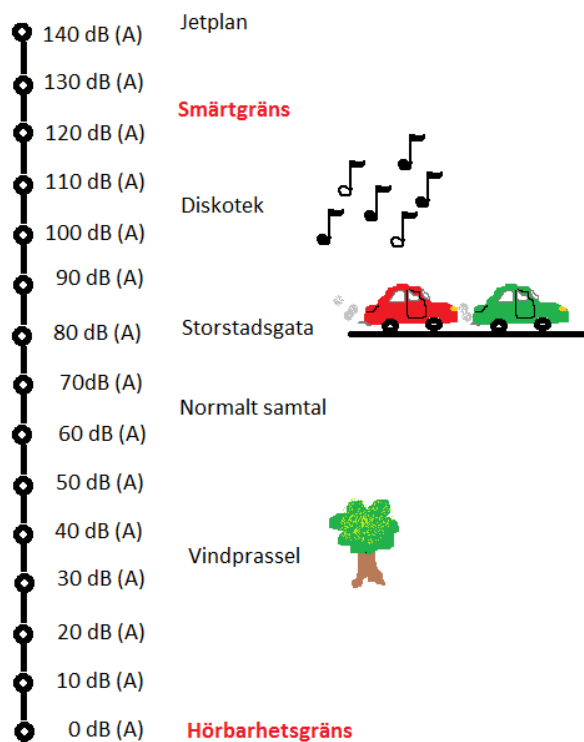
En signal av tidigare beskrivna vibrationer kan, som Andersson och Kropp (2008) beskriver, analyseras med fouriertransform vilket görs effektivt med algoritmen Fast Fourier Transform (FFT). Signalen beskrivs då som summan av enstaka harmoniska svängningar (sinusfunktioner) genom att den bryts ner i sina individuella frekvenskomponenter. Resultatet blir en omdefiniering av den ursprungliga tidssignalen till frekvensplanet, där komponenternas amplitud beskrivs som funktion av frekvens (Hz). På så sätt kan grundtonen, som är den lägsta frekvens där amplitudförstärkning inträffar, och övertonerna, de återkommande amplitudförstärkningarna vid frekvenser som är heltalsmultipler av grundtonen, identifieras. För en periodisk motortändpuls kan alltså grundfrekvens och de harmoniska övertoner som är intressanta i sammanhanget, identifieras med hjälp av FFT (Shih, Yruma, & Kittredge, 2001).

### **2.3 Maskeringseffekt**

Örats kritiska band är ett begrepp som beskriver hur örat uppfattar frekvenser som ligger nära en given frekvens. Närliggande frekvenser kommer inom det kritiska bandet att maskeras av den frekvens som låter starkast. Till exempel är örats kritiska band 6Hz brett vid frekvensen 2000Hz. Frekvenser inom spannet 1994-2006Hz kommer då att maskeras av mittfrekvensen och uppfattas inte som separata ljudkällor. Alton (2006) ger som exempel när man lyssnar på radio i en bil, eller försöker prata med någon som diskar. I exemplet maskeras stora delar av rösterna av ljud från motor, däck och vindsus eller av ljudet från det rinnande vattnet.

### **2.4 Hur buller mäts**

Andersson och Kropp (2008) förklarar att det mänskliga örat är utformat för att bäst uppfatta ljudfrekvenser som ligger inom vidden för det mänskliga talet, mellan ca 1000 och 5000 Hz. För att beskriva hur ljud uppfattas av det mänskliga örat, viktas vanligen ljudets frekvenssammansättning med ett A-filter varför gränsvärden för buller ofta anges i dB(A). Enligt Andersson och Kropp (2008) förstärker A-filtret amplituden hos de mest hörbara frekvenserna och sänker amplituden för övriga frekvenser på ett sätt som speglar den mänskliga hörseln bra. Figur 7 nedan illustrerar vilken ljudtrycksnivå som olika fenomen ger upphov till.



Figur 7: Ljudtrycksnivå för några olika fenomen. Illustrationen baseras på indelning enligt information på Trafikverkets hemsida (2013).

Hur buller påverkar människor beror inte enbart på ljudets intensitet utan också på hur länge ljudet varar. Enligt Trafikverket (2013) används metoder för genomsnittsberäkning över tid för att beskriva trafikbuller som varar under långa tidsperioder. Trafikbuller anges därmed i ekvivalenta värden på ljudnivån uttryckta i dB(A).

Ett mått på A-vägd ekvivalent ljudtrycksnivå som används för att ange bullernivåer är  $L_{Aeq}$ . Måttet bygger på antagande om att lika ljuddoser (ljudenergi gånger exponeringstid) ger samma ljudbelastning (Trafikverket, 2013). Hänsyn till snabbt varierande ljud och sällan förekommande ljudhändelser tas alltså inte. Olika index används för att beskriva ekvivalent ljudnivå genomsnittsberäknad över olika tidsperioder men grundprincipen för beräkning är densamma även om exakt beräkning kan vara urskiljande efter antaganden.  $L_{eq24h}$  och  $L_{den}$  är till exempel vanligt förekommande benämningar på ekvivalent ljudnivå beräknad för ett årsmedeldygn men de viktas enligt olika normer om hur ett dygn definieras och hur körbeteenden beror över ett dygn.

Benämningen  $L_{den}$  används inom EU för att beskriva omgivningsbuller där index *den* står för *day*, *night*, *evening*.  $L_{den}$  är ett bullermått som beräknas enligt definition i Europaparlamentets och rådets direktiv 2002/49/EG, bilaga 1 (Europaparlamentet och ministerrådet, 2002) som dygnsmedelvärde för ett år enligt formeln:

$$L_{den} = 10 \cdot \lg \frac{1}{24} \left( 12 \cdot 10^{\frac{L_{day}}{10}} + 4 \cdot 10^{\frac{L_{evening} + 5}{10}} + 8 \cdot 10^{\frac{L_{night} + 10}{10}} \right) \quad (5)$$

där  $L_{day}$ ,  $L_{evening}$  och  $L_{night}$  är de A-vägdade ekvivalenta kontinuerliga ljudtrycksnivåerna

enligt definitioner i ISO 1996-2: 1987, fastställda över ett års samtliga dagsperioder, kvällsperioder respektive nattperioder (2002/49/EG). Dagen antas ha tolv timmar, kvällen fyra timmar och natten åtta timmar. Ekvivalent ljudnivå för kvällen viktas upp med 5dB och ljudnivån för natten med 10dB. Det infallande ljudet beaktas så att buller som reflekteras från fasader inte räknas med vilket vid mätning motsvarar en korrigering på 3dB. Beräknat  $L_{den}$  avser ljudnivån vid en höjd motsvarande ca fyra meter ovan mark (2002/49/EG).

Alla mått på ekvivalent ljudtrycksnivå kan anges med index *outside* för att beskriva trafikbuller vid eller utanför en fasad, eller med index *inside* för att beskriva bullernivåer inomhus. Mått utan extra angivelse avser oftast ekvivalent ljudtrycksnivå för utomhusmiljö. I Sverige används vanligen  $L_{Amax}$ , som komplement till  $L_{eq24h}$ ,  $L_{den}$  och  $L_{night}$  för att beskriva maximal ljudnivå vid enstaka fordonspassager. Inom EU anses det tillräckligt att använda  $L_{den}$  med  $L_{night}$  som komplementerande mått för att beskriva alla typer av omgivningsbuller. WHO skriver dock i sin rapport *Night noise guidelines for Europe* (2009) att mått för maximal ljudnivå, som  $L_{Amax}$ , är viktiga att beakta, särskilt vid enstaka passager av tunga fordon, flygplan och tåg. WHO (2009) påvisar även att  $L_{night}$  är lämplig att använda vid uppskattningar av ljudexponeringens långsiktiga hälsopåverkan, vanligen kardiovaskulär påverkan, men att  $L_{Amax}$  är lämpligare att använda för att uppskatta kortsiktig hälsopåverkan, såsom störd sömn. Vidare redogör WHO-rapporten (2009) att redan vid värden för  $L_{Amax, inside}$  på 35-42dB påvisas minskad sömnkvalité och negativa biologiska effekter.

## 2.5 Beräkningsmodeller för beräkning av bullernivåer

Gränsvärden för tillåtna ljudnivåer anges i ekvivalenta ljudtrycksnivåer enligt beskrivning i föregående kapitel men för att kunna uppskatta vilka ljudnivåer som råder i samhället används standardiserade beräkningsmodeller enligt följande beskrivningar. Grundprincipen för alla beräkningsmodeller som behandlas nedan är att antal och typ av fordon som passerar en viss sträcka under en viss tid uppskattas och används som indata i respektive beräkningsmodell.

### 2.5.1 Nordiska beräkningsmodellen

På 1970-1980 talet utvecklades den Nordiska beräkningsmodellen som är den konventionella beräkningsmodellen som fortfarande används (Trafikverket, 2013). Senaste reviderade versionen av modellen är från 1996 vilken beskrivs i Naturvårdsverkets rapport *Vägtrafikbuller - Nordisk beräkningsmodell* (1999) producerad i samverkan med dåvarande Vägverket och Nordiska ministerrådet. Med Nordiska beräkningsmodellen kan ekvivalent ljudtrycksnivå beräknas för  $L_{Aeq}$  samt  $L_{Amax}$  utifrån trafikmängd, trafikslag, hastighet, terrängförhållanden och bebyggelse (Naturvårdsverket, 1999). Modellen tar dock endast hänsyn till två kategorier av fordon; lätta fordon och tunga fordon (Naturvårdsverket, 1999). Även om den Nordiska beräkningsmodellen anses vara något förlegad, eftersom den bygger på data och antaganden från 1970-talet, används den fortfarande som standard vid trafikbullerberäkningar i Sverige (Trafikverket, 2013).

### 2.5.2 Nord2000

Nord2000 utvecklades efter beslut av nordiska ministerrådet 1996 för att anpassa bullerberäkningar efter mer nutida trafikförhållanden. I användarguiden för Nord2000 Road beskriver Kragh et al. (2006) att tanken var att utveckla en generell spridningsmodell som var tillämpbar för beräkning av ljudnivåer för tågtrafik, vägtrafik samt övriga källor för omgivningsljud. Ljudspridningen skulle kunna

beräknas utifrån varierande väderförhållanden samt komplicerade terrängförhållanden och därför lämpa sig för beräkning av genomsnittsvärden över ett år.

Enligt användarguiden för Nord2000 (Kragh et al. 2006), kan A-viktade ekvivalenta ljudnivåer beräknas med Nord2000 för alla möjliga kombinationer av fordon förutsatt att indata finns tillgänglig. Varje fordon tillpassas en viss kategori och tilldelas värden utifrån databaser med indata för respektive fordonskategori, den största databasen är den danska (Jonasson, 2005). Även maxvärden kan beräknas för enstaka fordon eller kombinationer av fordon vid specifika positioner. Däremot tillhandahåller inte Nord2000 statistiska metoder för beräkning av maxvärden för passerande fordon (Kragh et al. 2006).

### **2.5.3 Harmonoise**

Harmonoise är den europeiska motsvarigheten till Nord 2000 utvecklad inom EU:s IMAGINE projekt och gör det möjligt att urskilja däck-/vägljud och drivlineljud för varje fordon. SP Sveriges provnings- och forskningsinstitut har i samarbete med Volvo Lastvagnar utvärderat modellens verklighetsanpassning till tunga lastbilar och funnit den harmoniserade metoden fullgod (Jonasson, 2005).

I den harmoniserade modellen ses varje fordon som två punktkällor i rörelse vid olika höjd, för lastbilar vid 0,01m respektive 0,75m (Jonasson, 2005). Den lägsta punkten tilldelas en procentuell andel för däck- och vägljud, resterande andel tilldelas den övre punkten. På liknande sätt fördelas ljud från drivlinan mellan punkterna (Jonasson, 2005).

### **2.5.4 Nord2000 Road**

Nord2000 har vidareutvecklats under senare år och anpassats för att än mer efterlikna verkligheten. Influenser från Harmonoise-modellen har bidragit till att Nord2000 idag även kan urskilja däck-/vägljud från drivlineljud genom att betrakta varje fordon som två punktkällor vilket beskrivs i användarguiden till Nord2000 Road (Kragh et al. 2006).

Indata som behövs för att genomföra en beräkning enligt användarguiden för Nord2000 Road (Kragh et al. 2006) är trafiktätheten under önskat tidsintervall samt hastighet och procentuell fördelning av fordonstyper. Vidare behövs information om rådande topografi, typ av vägunderlag samt temperatur. För beräkningar av  $L_{den}$  behövs specifik indata för dagtid, kväll och natt. Genom att kombinera beräknade värden för olika specifika förhållanden i relation till hur ofta förekommande de är kan långtidsmedelvärden beräknas (Kragh et al. 2006).



### 3 Lagar och bullerminskande incitament

För att kunna begränsa trafikbuller behövs lagar och direktiv som sätter gränser och reglerar ljudutstrålningen från fordon samt incitament som motiverar till teknisk utveckling för tystare fordon.

#### 3.1 Environmental Noise Directive (END)

Enligt *Europaparlamentets och rådets direktiv 2002/49/EG om bedömning och hantering av omgivningsbuller* (Europaparlamentet och ministerrådet, 2002) ska EU:s medlemsländer eftersträva en hög hälso- och miljöskyddsnivå med avseende på buller. Kortfattat kallas direktivet för Environmental Noise Directive (END). Utifrån gemenskapspolitiken ställer direktivet krav på medlemsstaterna att centralt samordna uppskattningar av bullerexponering, bullerkartläggning samt formulering av aktionsplaner definierade på lokal nivå för all tätbebyggelse av stadskaraktär med mer än 100 000 invånare.

Bullerkartläggningen anges i  $L_{den}$  och  $L_{night}$  samt tydligt urskilja buller från vägtrafik, järnvägstrafik, flygplatser och områden med industriell verksamhet inklusive hamnar (Europaparlamentet och ministerrådet, 2002). Det beräknade antalet människor som exponeras för buller motsvarande  $L_{den}$ -värden, respektive  $L_{night}$ -värden, sammanställs för intervallen 55dB-59dB, 60dB –64dB, 65dB –69dB, 70dB –74dB samt > 75dB för respektive ljudkälla. Kartläggningen ska framställas grafiskt och överskridande av gränsvärden ska anges tydligt. Uppgifterna ska överlämnas till Europakommissionen enligt artikel 10.2 i 2002/49/EG, utgöra en informationskälla för allmänheten enligt artikel 9 2002/49/EG samt utgöra grunden för handlingsplaner i enlighet med artikel 8 2002/49/EG.

Svensk tillämpning av END utgörs av *Förordningen om omgivningsbuller* (SFS:2004/675). Sedan 1 mars 2012 ålägger förordningen alla kommuner med mer än 100000 invånare att kartlägga allt omgivningsbuller inom regionen senast den 30 juni vart femte år. Enligt förordning (SFS: 2004/675) 4§ åligger det även Trafikverket att, under samma tidsintervall, kartlägga buller från all vägtrafik vid vägar med trafiktäthet på mer än tre miljoner fordon per år. Insamlad data tillsammans med grafiska bullerkartor och åtgärdsplaner skall sedan rapporteras till Naturvårdsverket senast ett år efter varje insamlingsperiod. Naturvårdsverket ansvarar i sin tur för att sammanställa underlag för regeringens inrapportering till Europakommissionen enligt direktiv 2002/49/EG.

All data som samlas in och skickas till Europakommissionen från alla europeiska länder samlas i den europeiska interaktiva databasen NOISE, *Noise Observation and Information Service for Europe* (2013). NOISE är gratis att använda för alla. Informationen i NOISE åskådliggörs som interaktiva bullerkartor och kan enkelt exporteras till tabellformat. Bullerkartorna i NOISE visar över lag stor bullerutbredning i högt trafikerade områden i närhet till städer, områden som även är tätt bebodda.

#### 3.2 Rådande och kommande lagkrav för fordons typgodkännande i EU

Europarådets direktiv 70/157/EEG reglerar ljudemissioner för fyrhjulsmotorfordon sedan 6 februari 1970. Sedan fastställandet av direktivet har flertalet tillägg gjorts för att anpassa lagstiftningen efter teknikutveckling och moderna körmönster. Det senaste tillägget kom 2007. Direktiv 70/157/EEG bygger dock i grunden på äldre forskning och insamlade data som i dagens moderna samhälle inte anses verklighetsanpassad

varför Europakommissionen redan 1996 började undersöka möjligheterna för utvecklandet av ett nytt direktiv (Europakommissionen, 2011).

Grundtanken med EU-samarbetet är fri rörelse av varor, tjänster och personer mellan medlemsstaterna varför EU anser att arbetet med gemensamma krav för ljudnivåer från motorfordon är viktiga. Den 6 februari 2013 accepterades förslaget på *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* med dokumentnummer COM(2011)0856 av Europaparlamentet som lämnade sitt yttrande till ministerrådet (Europakommissionen, 2013). Det nya lagförslaget är tänkt att ersätta direktiv 70/157/EEG med alla tillhörande tillägg. Förslaget på *Förordningen om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856-final] fastställer nya standarder för testning, nya gränsvärden, ytterligare bestämmelser för ljudemissioner samt minimala nivåer för ljud från el-fordon (Europakommissionen, 2011).

Ny standard för provningsprotokoll innebär att testning för typgodkännande av fordon utförs enligt beskrivning i avsnitt 3.2.1. Nya gränsvärden innebär, enligt det ursprungliga lagförslaget (Europakommissionen, 2011), sänkningar i två steg varav den första innebär en sänkning av gränserna för typgodkännande av lätta fordon för persontransport med 2 dB(A) och tunga fordon för varutransport med 1 dB(A). I den andra fasen föreslås gränserna sänkas med ytterligare 2 dB(A) för alla fordon. Sju år efter offentliggörandet är det därmed tänkt att alla fordon ska uppfylla de nya gränsvärdena för att kunna registreras och säljas. När det gäller gränsvärden för minimal ljudnivå från el-fordon åsyftas att el-fordon idag låter så pass lite att de ibland kan vara svåra att upptäcka och därmed utgör en säkerhetsrisk för exempelvis hörselskadade personer. Därför vill man införa en mista tillåten ljudnivå för den typen av fordon.

Lagstiftningsprocessen i EU tar lång tid. Enligt information på Sveriges riksdags hemsida om EU-upplysning (2013) initieras processen av att Europakommissionen utarbetar ett förslag som lämnas vidare till ministerrådet, medlemsstaternas regeringar och Europaparlamentet. Europaparlamentet utreder därefter förslaget och lämnar yttrande till ministerrådet, det är här som behandlingen av förslaget på *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] var den 6 februari 2013. Ministerrådet inleder då en process som syftar till att medlemsstaterna ska enas om en gemensam uppfattning av förslaget. Varje medlemsstat analyserar därmed förslaget och yttrar sig, efter vilket förhandling om gemensam ståndpunkt följer. För frågor inom vissa områden krävs även yttrande från berörda kommittéer vilket för *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] innebär yttrande från Europeiska ekonomiska och sociala kommittén.

Att Europaparlamentet har accepterat förslaget på *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856], om än med en del tillägg, betyder inte att det därmed är gällande lag utan ministerrådets ståndpunkt måste överensstämma med europaparlamentets yttrande för att beslut ska kunna fattas. I dagsläget inväntas ministerrådets beslut (Europakommissionen, 2013). Om Europaparlamentet och ministerrådet inte kan enas efter första omgången, lämnas frågan över till Europaparlamentet igen vartefter processen börjar om (EU-upplysningen, 2013). För att lagförslaget ska godkännas krävs att både ministerrådet och Europaparlamentet enas om, samt godkänner, alla förslag och tillägg som görs i processen.

Europaparlamentet tillägger i sitt godkännande av *Förordningen om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] från 6 februari 2013 att en form av märkning som talar om hur mycket varje fordon låter ska införas för alla fordon (Europaparlamentet, 2013). På så sätt vill Europaparlamentet att fordonstillverkarna ska ge kunderna möjligheten att aktivt kunna välja ett tystare fordon. Utformningen av en sådan märkning ska utredas och märkningen beräknas träda i kraft två år efter att förordningen om motorfordons ljudnivå [COM(2011)0856] trätt i kraft.

### **3.2.1 Testmetoder för typgodkännande av motorfordon med avseende på buller**

2007 publicerades en ny testmetod baserad på reviderad ISO-standard (ISO 362) av FN/ECE:s arbetsgrupp för buller. Bakgrunden till utvecklingen av den nya metoden var att tidigare sänkningar av gränsvärden enligt direktiv 70/157/EEG med tillhörande tillägg visat sig ha minskande effekt till följd av ändrade körbeteenden och beräkningsmetoder som inte längre reflekterade verkligheten (Europakommissionen, 2011).

Europakommissionens förslag till *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856 final – 2011/0409 (COD)] (2011) fastställer en övergång till den nya testmetoden med förfarande enligt COM(2011)0856 bilaga II. Utifrån den kommande förordningen ska ljud som emitteras från ett fordon mätas på två sätt, ett för fordon i rörelse samt ett för stillastående fordon förutsatt att fordonet har en verksam förbränningsmotor vid stillastående (Europakommissionen, 2011).

Den nya testmetoden (A) som publicerades 2007 och den äldre metoden (B) har sedan offentliggörandet av metod A använts parallellt för att upprätta en databas med mätresultat. Databasens mätvärden har sedan analyserats av det nederländska forskningsinstitutet TNO på uppdrag av Europakommissionen. I TNO:s rapport *Vehicle noise limit values* (Venoliva) (de Roo et al., 2011) konstateras en genomsnittlig skillnad mellan metod A och metod B på ca -1,9dB(A) för alla fordon utom för tunga lastbilar som ger en genomsnittlig skillnad på ca 1,0dB(A). Alla fordon utom tunga lastbilar uppges alltså uppnå gällande gränsvärden med metod B.

Enligt yttrande från Europeiska ekonomiska och sociala kommittén (2012) föreslår kommissionen i sitt förslag till *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011) 856 final – 2011/0409 (COD)] att mätmetoderna bör kompletteras med ytterligare provningsbestämmelser specifika för tung fordonstrafik eftersom kommissionen anser att mätresultatet med mätmetod B är mindre tillförlitligt för tung trafik med hänvisning till Venoliva-rapporten (de Roo et al., 2011).

I skrivande stund diskuteras den exakta utformningen av kompletterande provningsbestämmelser för tunga fordon. Förslagen som diskuteras behandlar maximal acceleration och val av växel samt hur lastbilarna ska lastas vid test. Enligt *Europaparlamentets resolution av den 6 februari 2013 om förslaget till Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856 – C7-0487/2011 – 2011/0409(COD)] föreslås provningar med konstant acceleration på 2,0m/s<sup>2</sup> samt ASEP-provningen med maximal acceleration på 3,0m<sup>2</sup>. Utifrån kommunikéerna kring förslaget till *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] verkar det dock oklart hur de exakta utformningen av ASEP-provningen ska se ut (Europaparlamentet, 2012).

### **3.3 Ekonomiska incitament och bullerminskande stimulans**

För att minska trafikbuller krävs mer än lagar och regleringar som sätter tydliga gränser. Genom att använda ekonomiska incitament och andra bullerminskande stimulanser kan lastbilsindustrin, via åkarna, motiveras till att utveckla tystare lastbilar och därmed tystare växellådor.

#### **3.3.1 Förbud i kombination med undantag för tystgående lastbilar**

I flertalet europeiska städer används förbud mot all eller viss motortrafik inom ett visst område för att minska bullernivåerna inom området. Ett sådant förbud kan då gälla under delar av dygnet, hela dygnet eller vissa veckodagar. För att samtidigt belöna och motivera nyttjande av tystare fordon kan den här typen av restriktioner kombineras med undantagstillstånd eller skattelättnader för tystgående fordon.

I Österrike gäller ett totalförbud mot all trafik med tyngre fordon (< 7.5 ton) mellan klockan 22.00 och klockan 05.00 (Sveriges åkeriföretag, 2013). Lastbilar som uppfyller särskilda krav för tystgående fordon undantages från förbudet förutsatt att de har en märkning med ett vitt L på en rund grön monterad på fronten. Märkningen erhålls om giltigt intyg från respektive lastbilstillverkare kan uppvisas för varje tidsperiod om två år (Österrikiska handelskammaren, 2013). En lastbil som innehar L-märkningen får endast färdas med maximal hastighet om 60km/h, eller på särskilt utmärkta sträckor i maximalt 80km/h under nattförbudet.

En annan variant är förbud mot lastbilstrafik inom vissa stadsområden i kombination med olika former av undantag för tystgående lastbilar. Den här varianten används till exempel i Tyskland (Müller & Möser, 2009), då med varierande utförande i olika städer. Müller och Möser (2009) hänvisar till Tyska trafikförordningen (StVZO) som reglerar definitionen av tystgående lastbilar i Tyskland sedan 1984. Müller och Möser (2009) påpekar dock att det är svårt att säga hur effektiv den här typen av undantag från förbud är för att bidra till teknisk utveckling även om det kan konstateras att bulleremissionerna från dagens lastbilar motsvarar de från 1984 års tystgående lastbilar samt att utbudet av tystgående lastbilar har ökat avsevärt sedan Österrike införde sitt Nachtfahrverbot i december 1989.

#### **3.3.2 Restriktioner i kombination med extra avgifter för ljudemissioner**

Ytterligare en variant av ekonomiska incitament som kan tänkas stimulera till utvecklingen av tystare lastbilar är att införa restriktioner i kombination med en straffavgift. Inom ramen för Qcity-projektet (2011) har effekten av att införa olika typer av så kallade tysta områden i Stockholm studerats. Studien jämförde effekten av att införa förbud mot all standardtrafik inom ett område jämfört med effekten av att införa avgifter för ljudemissioner inom samma område. Resultaten som redovisas från Qcity-projektet (2011) påvisar att totalförbud mot standardtrafik ger en påtaglig reduktion av ljudnivåerna inom det tysta området samt en viss minskning av ljudnivåerna vid områdets gränser. Vid införande av avgifter kunde en koppling mellan minskad ljudnivå och avgifternas storlek påvisas.

Enligt pressmeddelande från Europaparlamentet (2011) ges alla medlemsländer i EU rätten att avgiftsbelägga fordon i syfte att minska såväl koldioxidemissioner som bulleremissioner förutsatt att en viss andel av intäkterna återinvesteras i utbyggnad och underhåll av det europeiska trafiknätet. Direktivet kallas Eurovinjetten och tillämpas i Sverige, Danmark, Nederländerna, Luxemburg och Belgien genom ett system som bygger på en tidsbaserad vägavgift som tas ut för lastbilar baserat på

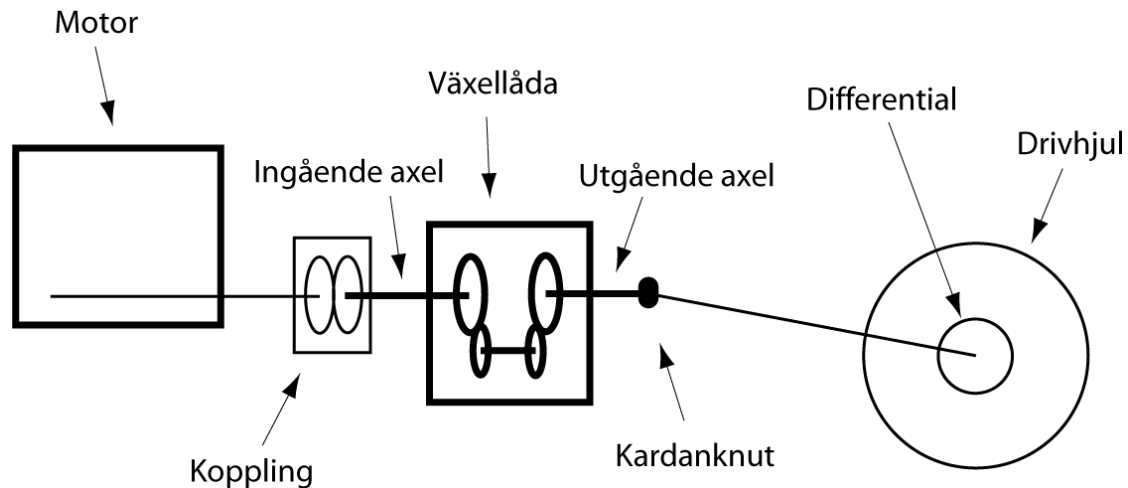
vilken euroklass lastbilen tillhör och antalet axlar (Trafikanalys, 2013). I Trafikanalys rapport om Transportsektorns samhällsekonomiska kostnader (2013) påpekas dock att trenden inom EU går mot mer avståndsbaserade avgiftssystem för lastbilar vilket idag används i Tyskland, Polen, Tjeckien, Slovakien, Österrike och Portugal.

### **3.3.3 Miljözoner som bullerminskande incitament.**

I Sverige och andra europeiska länder, har miljözoner införts i flertalet städer med huvudsakligt syfte att förbättra luftkvaliteten inom ramen för EU:s miljömål (Trafikverket, 2010). Utformningen och regelverken för miljözonerna skiljer sig åt mellan länderna men de benämns gemensamt med *Low Emission Zones* (LEZ). Vilka städer i Europa som har miljözoner kan ses i en översikt via hemsidan [lowemissionzones.eu](http://lowemissionzones.eu) (2013) men för vidare information om respektive regler hänvisas till lokala myndigheter. Kännetecknande för en miljözon är att endast fordon som uppfyller vissa miljökrav får färdas inom zonen, ofta används Euroklassificeringen av fordon för att begränsa vilka fordon som får vistas inom respektive zon. I dagsläget inkluderas inte bullerkrav i Euro-klassificeringen även om LEZ ofta införs i syfte att såväl förbättra luftkvaliteten som att minska bullernivåerna i stadsregioner (Trafikverket, 2010).

## 4 Översiktlig beskrivning av tunga fordons drivlinor

För att kunna undersöka hur kraven från lagar och incitament kan uppfyllas behövs, förutom förståelse för ljud, även god kännedom om drivlinan. En generell modell av drivlinan, som driver fordonet, illustreras i figur 8 och består av motor, koppling, växellåda, drivaxlar, differential och drivhjul.



Figur 8: Generell modell över ett tungt fordons drivlina.

### 4.1 Drivlinesvängningar

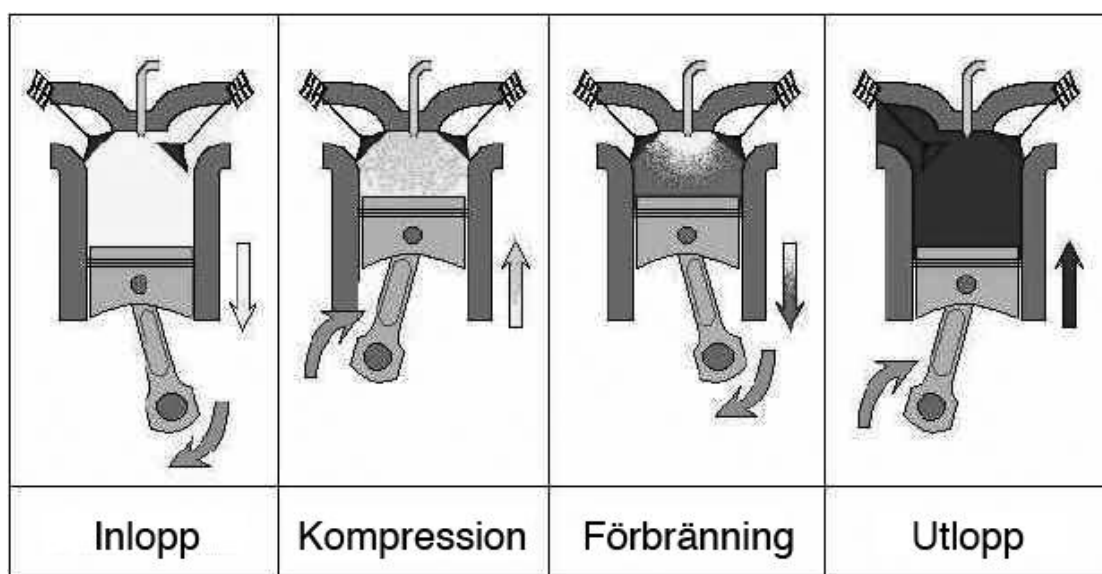
I drivlinan förekommer torsionssvängningar som beror på ett antal olika faktorer. Anders Olsson (2011) beskriver i sitt examensarbete; *kopplingsstyrning för ökad drivlinekomfort*, att dessa orsakas av följande:

- Tändpulser: Varje explosion från motorns respektive cylinder ger en momentimpuls på vevaxeln.
- Ojämnt underlag: En varierande normalkraft mellan hjul och vägbanan ger ett varierande vägfäste vilket kan resultera i fram- och tillbakavridning av drivaxeln.
- Hastig kopplingsanslutning: Om kopplingens ingående axel har hög hastighet och moment i förhållande till kopplingens utgående axel vid en snabb kopplingsanslutning resulterar det i en förvriddning av den utgående axeln. Då den utgående axelns styvhet motverkar förvriddningen resulterar det i en oscillation kring axelns medelförvriddning vilket ger ett fluktuerande moment in i växellådan och till resten av drivlinan.
- Hastig kopplingsöppning: Hastig kopplingsöppning vid förvridd drivlina ger en oscillerande rörelse
- Stora momentpådrag: Vid stora momentpådrag, vanligtvis på låga växlar och låg hastighet, sker en förvriddning av drivlinan där motmomentet fortplantar sig i motorns infästning och vidare till fordonets chassi.

För att få en förståelse för hur dessa torsionssvängningar fortplantar sig i drivlinan behövs en mer ingående analys av hur de olika komponenterna fungerar, vilket beskrivs i följande avsnitt.

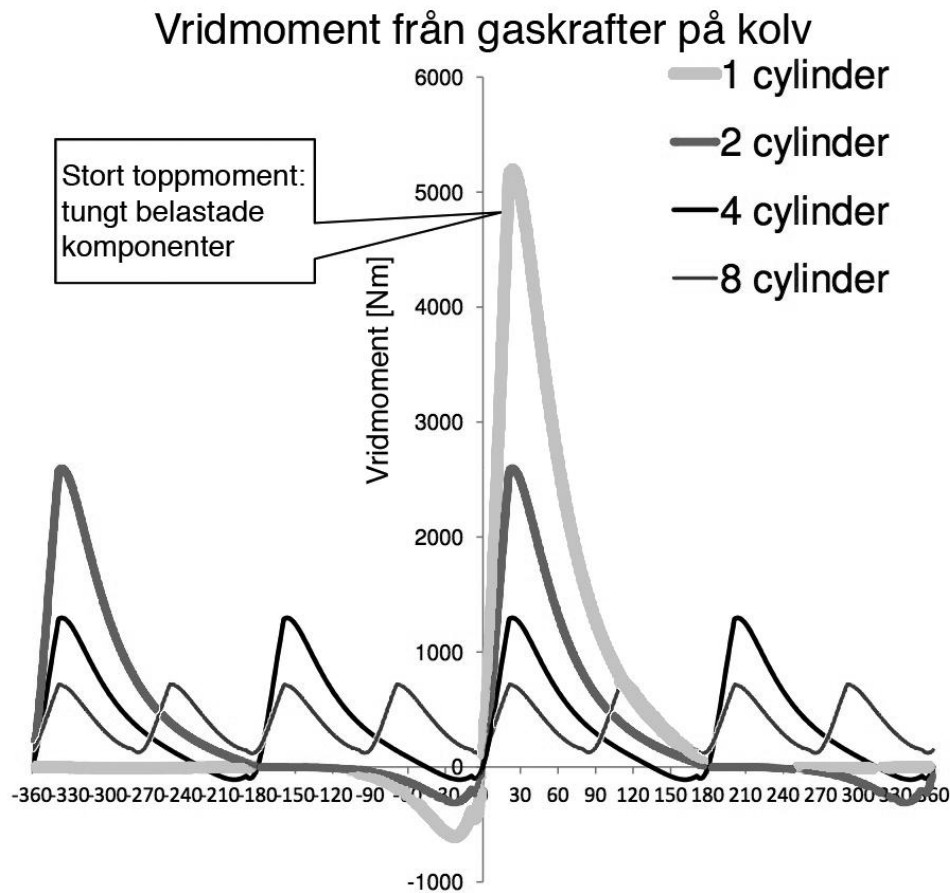
## 4.2 Tändpulser från en fyrtakts dieselmotor

Den vanligaste typen av motorer i tunga fordon är fyrtakts dieselmotorer. Syrjämäki (1995) beskriver hur de fyra olika takterna i en dieselmotor, inloppstakt, kompressionstakt, förbränningstakt och utloppstakt, illustrerade i figur 9, fungerar. Under inloppstakten är insugsventilerna öppna och luft strömmar in i cylindern samtidigt som kolven rör sig nedåt. I kompressionstakten är ventilerna stängda medan kolven komprimerar luften till den temperatur där bränslet kan antändas. Vid förbränningstakten självantänds det bränsle som sprutas in i cylindern så att kinetisk energi utvinns ur motorn. En dieselmotor har således inga tändstift för att antända bränslet, dock förekommer varianter av dieselmotorer med glödstift som underlättar antändning vid start. Efter förbränningstakten öppnas avgasventilerna och avgaserna trycks ut ur cylindern under utloppstakten. Under kompressionsfasen i en fyrtakts dieselmotor komprimeras endast luft, till skillnad från en ottomotor då luft tillsammans med bränsle komprimeras.



Figur 9: De fyra takterna i en dieselmotors cykel (The University of Tennessee, 2009)

I en fyrtaktsmotor sker en antändning per cylinder vartannat varv. För en 6-cylindrig motor, som är en vanlig typ av motorkonfiguration i tunga lastbilar, fås tre antändningar per rotationsvarv hos vevaxeln. För ett varvtal på 1500 rpm ger det en momentfrekvens på  $3 \cdot \frac{1500}{60} = 75 \text{ Hz}$ . Torsionsvibrationerna från motorn är alltså relativt lågfrekventa. Figur 10 illustrerar momentets variation i vevaxeln med avseende på cylindrarnas tändpulser för några olika motorkonfigurationer.



Figur 10: Momentkurvor för motorer med olika antal cylindrar (Helmantel, 2010).

Figuren är hämtad från en föreläsning i kursen powertrain mechanics (Helmantel, 2010) och ger en generell förståelse för hur momentoscillationerna varierar beroende på antalet cylindrar. Tröghetsmoment, friktion och totalt vridmoment som motorerna utvecklar är samma för de olika fallen. Då totala vridmomentet är detsamma för de olika motorkonfigurationerna leder fler cylindrar till mindre variationer i vridmoment vilket ger en jämnare gång. Ur figur 10 kan det också utläsas att ett negativt momentutslag inträffar, innan antändning, under kompressionsfasen.

### 4.3 Kopplingens funktion

Kopplingens funktion är att kunna frikoppla motor och växellåda vid byte av växel. Grundkomponenterna i en torrlamellkoppling innefattar enligt Heisler (2002) lamell, tryckplatta, urtrampningslager och svänghjul. Svänghjulet lagrar rörelseenergi och har som huvudfunktion att dämpa och utjämna de momentvariationer som förekommer i axlarna. I kopplingen finns också torsionsdämpande fjädrar som dämpar vibrationer och momentvariationer mellan motor och växellåda.



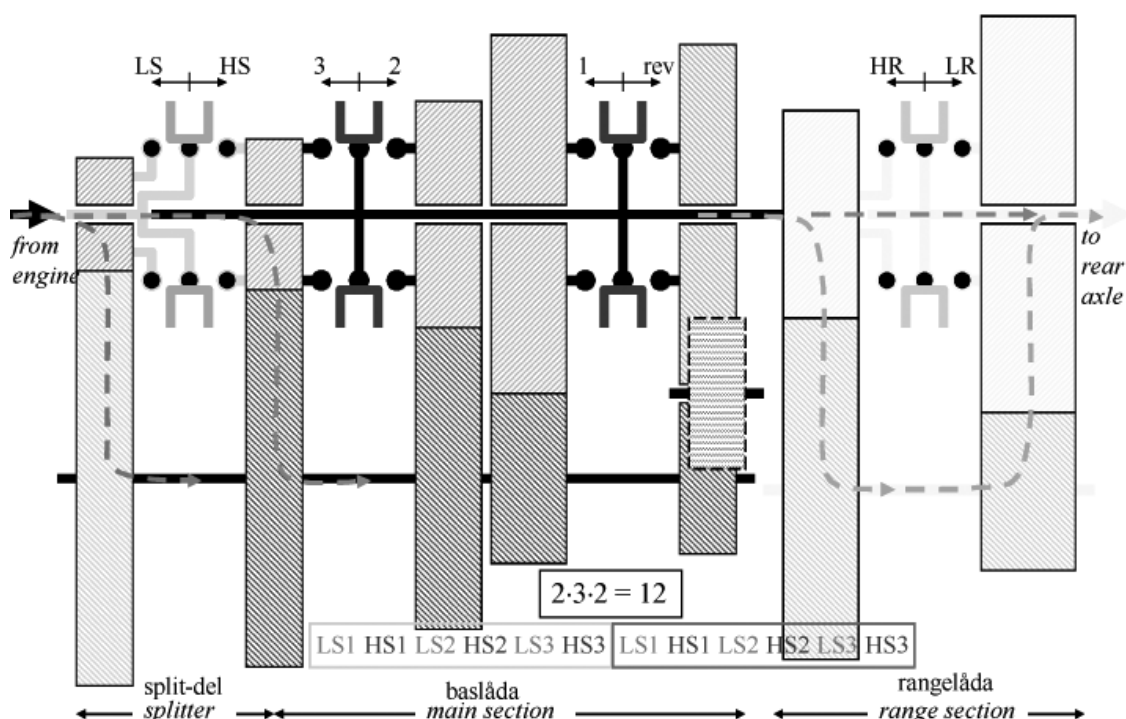
## 4.4 Växellådans funktion

En motor arbetar effektivast inom ett specifikt varvtalsområde och för att erhålla önskad rotationshastighet och rotationsriktning på drivaxeln används en växellåda. Växellådan är en mekanisk konstruktion där olika utväxlingar erhålls genom att kugghjulspår med olika kugghjulskombinationer överför det drivande vridmomentet. En generell beskrivning av en växellåda kan liknas vid en "black box" där processen input till output ändrar moment och varvtal i de fall då utväxlingen inte är lika med 1.

### 4.4.1 Generell uppbyggnad av växellådan

Till skillnad från personbilar har tunga fordon hög vikt i förhållande till erhållen motoreffekt. För att uppnå önskat vridmoment på drivhjulen behöver växellådan ge en hög utväxling och för att växlingssteget inte ska bli för stort används flera växellågen. Med en hög utväxling i växellådan kan vridmomentet på drivhjulen bli många gånger större än det vridmoment motorn genererar.

För att erhålla många växellågen utan en alltför stor växellåda är det vanligt att växellådorna utöver 3-4 grundväxlar även innefattar splitväxel och rangeväxel. Rangeväxeln, som är av planetväxeltyp, har funktionen att dubbla antalet växellågen och sitter längst bak i växellådan. Längst fram i växellådan sitter ett extra kugghjulspår, den så kallade splitväxeln, vilket har till uppgift att dela de växlar som finns. På detta sätt kan en växellåda med 3 grundväxlar erhålla  $2 \times 3 \times 2 = 12$  växellågen för drivning framåt. En generell bild av hur en sådan split- och rangeväxellåda fungerar illustreras nedan i figur 11.



Figur 11: Stiliserad bild av en lastbilsväxellåda (Helmantel, 2010).

Den här typen av växellådor där ingående axel är parallell med utgående axel är vanligt förekommande i fordon som är bakhjulsdrivna. Figuren förklarar hur moment

överförs i en generell synkroniserad växellåda för tunga lastbilar. Kugghjulen är fast integrerade i den nedre axeln, även kallad mellanaxel. Mellan inåt- och utgående axlar sitter huvudaxeln där kugghjulen sitter fast via lager för att kunna rotera fritt. Beroende på vilket kugghjulspår som ska överföra momentet synkroniseras ett av kugghjulen med huvudaxeln.

#### 4.4.2 Växlingens funktion

Den högsta utväxling som ett tungt fordon's växellåda ger är vanligtvis uppemot 1:16. Det betyder att momentet på en ideal växellådas utgående axel blir 16 gånger större än på dess ingående axel. Omvänt blir varvtalet 16 gånger lägre på växellådas utgående axel. En förlustfri utväxling definieras av Mägi och Melkersson (2010) enligt följande ekvation

$$i = \frac{M_{ut}}{M_{in}} = \frac{n_{in}}{n_{ut}} \quad (6)$$

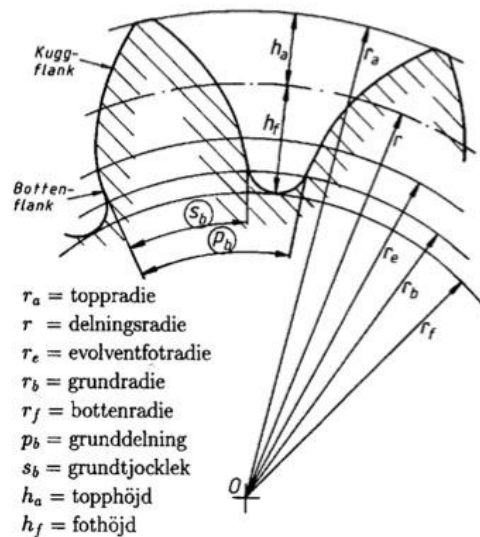
där  $M$  är moment och  $n$  är varvtal för respektive kugghjul.

Enligt ekvation 6 är varvtalet omvänt proportionellt mot momentet vilket betyder att en utväxling som ger lägre varvtal på utgående axel också ger högre moment på densamma. Det gör att momentet blir störst vid den lägsta växeln, vilket kan vara önskvärt vid acceleration. För att vid backning ändra riktningen på utgående axel från växellådan är backväxeln konstruerad med tre kugghjul som interagerar.

Manuella växellådor kan delas in i synkroniserade respektive osynkroniserade växellådor. Synkroniserade växellådor består av komponenter som mekaniskt synkroniserar kuggväxelns rotationshastighet med utgående axelns rotationshastighet. För att synkroniseringen ska gå jämnt sitter synkroniseringsringar på kugghjulet så att synkroniseringsnavet, via en shiftgaffel, synkroniserar axeln med kugghjulet. Synkronisering underlättar för föraren eftersom denne då inte medvetet behöver anpassa hastigheten på växellådas ingående axel med utgående axel vid varje specifik växling. Synkroniserade växellådor innefattar fler komponenter än osynkroniserade vilket leder till högre vikt, högre tillverkningskostnader och ökad risk för minskad driftsäkerhet.

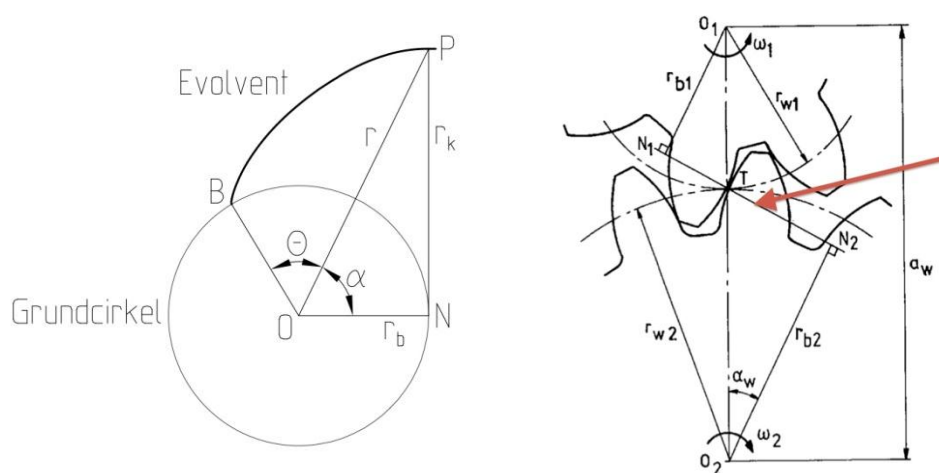
#### 4.4.3 Övergripande teori om kugghjulets geometri

Kugghjulets geometri kan enligt Mägi och Melkersson (2010) delas in i två huvudkategorier: primära storheter och sekundära storheter. De primära storheterna utgörs av data som behövs för att beskriva en växels funktion såsom antalet kuggar, grundtjocklek och grunddelning. De sekundära storheterna utgörs av data som behövs för att ytterligare beskriva formen på kugghjulet. Figur 12 visar dessa storheter.



Figur 12: De primära storheterna är inringade, övriga storheter är sekundära, (Mägi & Melkersson, 2010).

Kugghjulen i tunga lastbilars växellådor är så kallade evolventkugghjul där kuggarnas kontakt med varandra följer evolventlinjen, även kallad ingreppslinje. Eftersom kuggarnas ingrepp följer evolventlinjen rullar kraftöverföringspunkten över flanken som i figur 13 (Mägi & Melkersson, 2010). Kuggarnas kontakt är i verkligheten en kombination av rullning och glidning och när kuggingreppet resulterar i glidning av kraftöverföringspunkten medför det friktionsförluster som påverkar verkningsgraden. Glidning resulterar också i högre slitage och kortare livslängd. Mägi och Melkersson (2010) förklarar att för att två kugghjul som båda har en evolventprofil ska fungera ihop som ett kugghjulspår krävs det att båda kugghjulen har samma grunddelning. Några av fördelarna med evolventkugghjul är att de ger konstanta utväxlingar, är lätta att tillverka och att de inte är så känsliga för avvikande axelavstånd (Mägi & Melkersson, 2010).



Figur 13: Till vänster illustreras evolventprofil och till höger illustreras ingreppssträcka (Mägi & Melkersson, 2010).

När ingreppspunkten avviker från evolventlinjen inträffar interferens. Eftersom kuggarna deformeras vid belastning är interferens oundvikligt. För att, enligt Smith (2003), säkerställa att kuggarna vid utböjning inte gräver in sig i varandra bör material tas bort från kuggarnas topp och fot, även kallat topp- och fotavlätning. Smith (2003) beskriver två problem som uppstår med detta tillvägagångssätt. För det första är det tvetydigt var den matande kuggens topp kommer i kontakt med den andra kuggens flank, vilket gör det svårt att veta hur mycket material som ska avlägsnas på ett optimalt sätt. För det andra ger ökande avvikelser från evolventlinjen ökande bullernivåer (Smith, 2003).

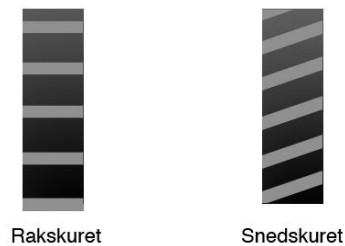
Ingreppssträckan, som illustreras i figur 13, är den sträcka där två kuggar i ett kugghjulspår är i kontakt med varandra. För att eftersträva en så harmonisk övergång som möjligt och jämn kraftöverföring vill man ha en så lång ingreppssträcka som möjligt.

Ingreppstalet definieras som medelvärdet av antalet kugg som kraften fördelas över vid ingrepp. Ett ingreppstal på 1.8 innebär att två kuggpar är i kontakt med varandra 80 % av ingreppet. För att få en jämn och kontinuerlig övergång mellan kuggar behöver ingreppstalet vara större än ett. Ju större ingreppstal kugghjulet har desto jämnare blir kraftöverföringen vilket leder till mindre vibrationer. Ett större ingreppstal ger dock lägre verkningsgrad på grund av att anliggningsytan och därmed friktionsförlusterna blir större.

Andra parametrar som beskriver ett kugghjuls profil och geometri är bland annat pressvinkel, profilförskjutning, modul, krökningsradie vid kälroten samt kuggens bredd, tjocklek och djup. Pressvinkeln är flankens vinkel och är standardiserad till 20° enligt SMS dimensionsstandard (Mägi & Melkersson, 2010). Profilförskjutning innebär reglering av kugghjulets delningsradie och kan optimeras för att minska risken för underskärning. Då axelavståndet måste vara detsamma, innebär en ökning av delningsradien hos det mindre kugghjulet att det större kugghjulets delningsradie måste minska.

För att öka livslängden och minska risken för slitage vill man att kuggantalet på respektive kugghjul i ett kugghjulspår inte ska vara jämna multipler av varandra. Det kan göras genom att låta ett av kugghjulen ha ett kuggantal motsvarande ett primtal, vilket också är anledningen till att en växels utväxling sällan är ett heltal.

Kugghjulen i tunga lastbilars växellådor är antingen snedskurna eller rakskurna. I rakskurna kugghjul är kuggarna parallella med kugghjulets axel, medan kuggarna för snedskurna kugghjul ger en viss vinkel mot axeln. Med snedskurna kugghjul går kuggarna i och ur varandra successivt vilket gör att övergången blir jämnare. Med snedskurna kugghjul ökar också ingreppstalet och anliggningsytan mellan kugghjulsparen. Det leder till att vibrationer och buller är lägre för snedskurna kugghjul än för rakskurna men också att kugghjulet klarar av högre last. En av nackdelarna med snedskurna kugghjul är att kraftöverföringen mellan kugghjulen också resulterar i en axiell kraft som måste tas upp av lager i växellådehuset. Raka kugghjul används oftast till backväxel eller krypväxel.



Figur 14: Till vänster illustreras ett rakskuret kugghjul och till höger ett snedskuret kugghjul.

#### 4.4.4 Dimensionering och tillverkning av kugghjul

Enligt Mägi och Melkersson (2010) dimensioneras kugghjul med avseende på abrasiv nötning, adhesiv nötning, böjpåkänning och flankpåkänning.

Abrasiv nötning uppstår på grund av att ytorna slipar varandra medan adhesiv nötning innebär att ytan slits på grund av molekylära krafter. Eftersom kuggarna behöver utstå fluktuerande krafter är yttutmattning och utmattningssprickor betydande faktorer att ta hänsyn till vid dimensionering. Hur bra kugghjulet står emot nötning beror bland annat på legering, kornstorlek och ythårdhet hos kugghjulet (Girish, 2013). Enligt Mägi och Melkersson (2010) påverkas nötningen framförallt av smörjningen som beror på smörjmedel, temperatur och driftförhållanden. Materialet bör också ha låg friktionskoefficient för att undvika höga friktionsförluster och temperaturer som kan orsaka defekter i kugghjulet (Girish, 2013).

Vid dimensionering av en kugghjulsväxel är det också viktigt att kugghjulen är jämnstarka med varandra för att båda kugghjulen ska få lika stora böjpåkänningar. För två kugghjul med samma egenskaper men olika diameter står kugghjulet med mindre diameter emot böjpåkänningar bättre. Mägi och Melkersson (2010) beskriver att eftersom böjpåkänningen, kuggantalet och profilförskjutningen beror av formfaktorn  $Y_f$  kan profilförskjutningen hos det mindre kugghjulet regleras så att kugghjulen passar varandra. Utöver dessa faktorer finns flera andra aspekter som, beroende på användningsområde, måste tas hänsyn till vid dimensionering av kugghjul.

Vid dimensionering används olika standarder för utformning av kugghjul. För beräkning av tillåten belastning på kugghjul används en standardiserad metod enligt SS 1871. Den internationella motsvarigheten till den här standarden är ISO 6336. Som en komplettering till SS 1871 används SS 2995 för beräkning av utmattninggränser. Utöver dessa används även andra standarder vid utformningen av kugghjul.

Flyktman och Johansson (2010) förklarar i sitt examensarbete hur tillverkning sker av de kugghjul som används i Volvos lastbilar. Det första steget är mjukbearbetning, av smidda kutsar, där kutsen svarvas, splines hyvlas och kuggar framställs genom avvalsningsfräsning. Andra steget är att sätthärda produkten, vilket görs genom uppkolning, härdning och anlöpning. Här vill hög hårdhet erhållas i ytskiktet för att kuggen ska klara av de spänningar som uppkommer vid kuggingrepp. Kärnan görs segare för att klara av de spänningar som uppstår på grund av vridmoment. Efter härdning hårbearbetas produkten där innerdiametern svarvas och kuggarna slipas. Med kuggslipning justeras möjliga förändringar som uppkommit vid härdning och ytfiniteten förbättras. Det sista steget är att ytbehandla produkten för att minska risken för yttutmattning.

## 5 Ljuduppkomst i växellådor

Ljud i växellådor är en komplex blandning av ljud och vibrationer som kan härledas till olika källor vilket följande kapitel ger en överblick av. Ljud kan dels uppkomma i växellådan till följd av vibrationer från andra delar av drivlinan och dels genereras då kugghjulen går i ingrepp med varandra. Henriksson (2005) beskriver att obelastade kugghjul orsakar rasslande ljud medan belastade kugghjul ger upphov till ett tonalt ljud, kallat kuggvin.

Tonalt ljud är ljud som beskrivs av sinusvågor med vissa diskreta frekvenser, liknande människans tal varför människor i regel uppfattar tonalt ljud tydligt (Andersson & Kropp, 2008). Henriksson (2005) menar att kuggvin dessutom ligger i det frekvensområde där människans hörsel är som känsligast, vilket gör att kuggvin uppfattas som speciellt genomträngande. Åkerblom (2008) har empiriskt påvisat att nivån på ljud från växellådan måste sänkas med 15 dB jämfört med motorljud för att upplevas lika starkt som detta. Därför är kuggvinet intressant att studera för att förstå bulleremissioner.

Ljudets propagering i växellådan kan enligt Braun et al. (2007) delas in i fyra faser; uppkomst, spridning genom strukturer, utstrålning och utbredning i luften. Braun et al. (2007) beskriver vidare att uppkomsten främst beror på kugghjulens konfiguration medan spridningsfasen beror på kraftöverförbarheten hos komponenterna och deras akustiska känslighet. Ytornas styvhet och massa påverkar hur lätt en yta kommer i svängning (Andersson & Kropp, 2008) vilket blir påtagligt under utstrålningsfasen. Ljudets propagering i luften beror därefter på hur ljudet skärmas av (Andersson & Kropp, 2008). På grund av de fyra faserna finns fyra olika principer för att begränsa ljudet; minimera ljudet vid uppkomst, begränsa spridningen av de strukturella vibrationerna, minska ljudutstrålningen samt begränsa utbredning av ljudet i luften.

### 5.1 Kugghjul

Som redan nämnts är högfrekvent och tonalt kuggvin ett tydligt hörbart ljud. Eftersom det uppkommer till följd av att kugghjulen går i ingrepp har ljudets grundton samma frekvens som kuggingreppsfrekvensen, typiskt 20-30 gånger axelns rotationshastighet. Detta förklarar varför kuggvin är ett högfrekvent ljud.

Smith (2003) beskriver att kuggvin uppkommer på grund av vibrationer i kuggingreppen vilka förstärks av olika fel i konfigurationen. Ognjanović & Kostić (2012) förklarar att de olika felen med ett gemensamt namn kallas för transmissionsfel. Transmissionsfelet ger upphov till vibrationer som sprids genom växellådan. Antingen försvagas de och dör ut eller också träffar de en exciteringsfrekvens hos någon del av växellådan, förstärks och sprids vidare som ljud (Ognjanović & Kostić, 2012).

Det är väldigt många faktorer som påverkar ljuduppkomsten i ett kugghjulspår, bland annat menar Tuma (2009) att ljudutstrålningen kan minskas med ökad tillverkningsprecision och bättre materialkvalitet. I regel är båda dessa faktorer nära avhängiga mot priset på kugghjulet då finare toleranser och bättre ytbehandling kräver bättre maskiner och i regel också långsammare tillverkning vilket ökar kostnaderna, medan materialkvaliteten i regel svarar direkt mot priset.

Ytterligare faktorer som påverkar ljudet mellan två kugghjul är enligt Farago och

Curtis (1994) rotationshastighet, ingreppstal, graden av ingrepp (trång eller lös), noggrannheten i ytbehandling samt last. I samtliga fall utom rotationshastigheten tycks gälla att ett högre värde ger lägre ljudnivåer (Henriksson, 2005; Mägi och Melkersson, 2010; Farago & Curtis, 1994; Tuma, 2009). Bland annat konstaterar Tuma (2009) att ett ökat ingreppstal kan minska ljudnivån med så mycket som 6 dB. Henriksson (2005) har studerat sambandet mellan ljudnivå och rotationshastighet på axlarna och genom experiment påvisat att ljudnivån ökas med 6 dB då rotationshastigheten fördubblas. Felaktigheter i ytbehandlingen kan ge upphov till så kallade spöckfrekvenser, vilka är höga men generellt sett upphör då växellådan blivit inkörd (Tuma, 2009).

Små variationer i konfiguration av kugghjul har visat sig kunna påverka ljuduppkomst i hög grad (Henriksson, 2005; Åkerblom, 2008). Exempelvis kan två olika kugghjul med liknande makrogeometri och ungefär samma transmissionsfel, men olika profilmodifikation ge helt olika ljudbilder (Henriksson, 2005). Experiment har också visat att samma kugghjul i samma riggning kan ge upphov till helt olika vibrationskaraktistik bara genom att de monteras isär och ihop igen (Åkerblom, 2008).

### 5.1.1 Transmissionsfel

Transmissionsfel finns i princip i alla transmissioner och beror på att kugghjul inte är idealiska. Om ett kugghjul vore oändligt styvt och dess kuggar vore helt evolventa skulle kugghjulets rotation vara en funktion av drevets rotation. Det är dock inte möjligt, ty kugghjul kan inte vara oändligt styva och kuggar kan inte vara helt evolventa. Såväl avsiktliga förändringar av geometrin, enligt avsnitt 4.3.3, som oavsiktliga förändringar till följd av tillverkningsosäkerheter omöjliggör detta. Skillnaden mellan idealfall och verklighet kallas transmissionsfel (Henriksson, 2005) och beskrivs av ekvation 7.

$$TE = R_{bd} * (\theta_d - \frac{N_v}{N_d} \theta_v) \quad (7)$$

Där  $\theta_d$  och  $\theta_v$  betecknar antalet rotationer hos drev respektive växel,  $N_v$  och  $N_d$  är antalet kuggar och  $R_{bd}$  är drevets basradie (Åkerblom, 2008).

Den faktor som har störst inverkan på transmissionsfelet verkar vara ingreppstalet. De parametrar som påverkar ingreppstalet är enligt Podzharov, Mozuras och Álvares Sánchez (2003) pressvinkel och kuggarnas djup. Andra faktorer på kuggens profil som påverkar transmissionsfelet är förhållandet mellan bland annat profilmörskjutning, modul, snedvinkel, kuggantal, kuggbredd och axelavstånd.

Att beräkna transmissionsfel för låga hastigheter (statiskt transmissionsfel) är en standardprocedur och det finns kommersiella programvaror för ändamålet. Vid högre hastigheter menar Henriksson, (2005) att dynamiken i systemet blir viktig och att även det dynamiska transmissionsfelet spelar in vid ljuduppkomst. Vid beräkning av detta måste hänsyn tas till alla delar av växellådan, det vill säga kugghjul, axlar, lager och hus vilket gör att uppskattningen blir mer komplex och svårare att beräkna (Henriksson, 2005).

Att minska transmissionsfel är föremål för mycket forskning och framför allt kan mycket göras med bättre material och noggrannare tillverkningsmetoder. Att modifiera profilerna är också en lösning som bland andra Henriksson (2005), Smith

(2003) och Åkerblom (2008) har undersökt. Ofta är det svårt att veta vad som gör att ljudet minskas då alla delar av systemet påverkar varandra.

## **5.2 Växellådehus**

Ljud som uppkommer i kugghjulen rör sig genom strukturella delar av växellådan, så som lager, axlar och infästningar tills det hittar någon bra "högtalarpanel" som kan sprida ljudet (Smith, 2003). Detta kan exempelvis vara växellådehuset, men också plåtar eller andra plana ytor längre ifrån ljudets ursprung. Inuti växellådans hus är ljudnivåerna oftast mycket höga, Smith (2003) menar dock att dessa vibrationer i regel inte är tillräckligt starka för att excitera höljet så mycket att det börjar vibrera. Kostić och Ognjanović (2007) menar dessutom att en väldigt liten del av energin från vibrationerna i huset breder ut sig som ljudenergi i luften.

Ognjanović & Kostić (2012) beskriver att huset har flera olika funktioner. Det kan dels fungera som ett ljudisolerande skikt mellan ljudet inne i växellådan och omvärlden och dels som en högtalare som sprider ljudet i luften. Dessutom kan huset förstärka vibrationer om någon av dess egenfrekvenser exciteras så att resonansfenomen uppstår. Huset har därmed flera betydelsefulla funktioner förutom att hålla samman växellådan och stänga inne oljan.

Då växellådans axlar är lagrade i huset påverkas deras vibrationer i hög grad av husets styvhet. Åkerblom (2008) och Tuma, (2009) har visat att en förstyvning av huset kan minska vibrationerna hos kugghjulen och de rekommenderar båda att en sådan förstyvning sker med hjälp av extra förstärkningsribbor. Detta har bland annat gjorts i Volvo Lastvagnars växellåda AT2812D. En förstyvning med hjälp av ribbor gör också att växellådehusets egenfrekvens höjs (Shih, Yruma, & Kittredge, 2001). Med en högre egenfrekvens är det inte lika många frekvenser som kan exciteras och därmed kan resonans och ljudutstrålningen minskas (Andersson & Kropp, 2008).

## **5.3 Torsionssvängningar i växellådan**

Torsionssvängningar på växellådans utgående axel kan oraskas av liknande svängningar på den ingående axeln. Dessa uppstår i motorn och Pettersson (2001) säger i sin analys av en Scania-motor att det därför ofta sitter en svängningsdämpare på motorns vevaxel. Svängningsdämparens uppgift är att dämpa torsionssvängningarna ut från motorn och därmed reducera vibrationerna på växellådans ingående axel.



## 6 Modellering av ett växelsteg

För att förstå de vibrationer som exciteras i ett fordons växellåda behöver växellådans interaktion med övriga delar av drivlinan studeras. Det är därför intressant att undersöka hur vibrationer i växellådans ingående axel påverkas av en växel i växellådan och därmed hur vibrationerna som fortplantas på den utgående axeln ser ut.

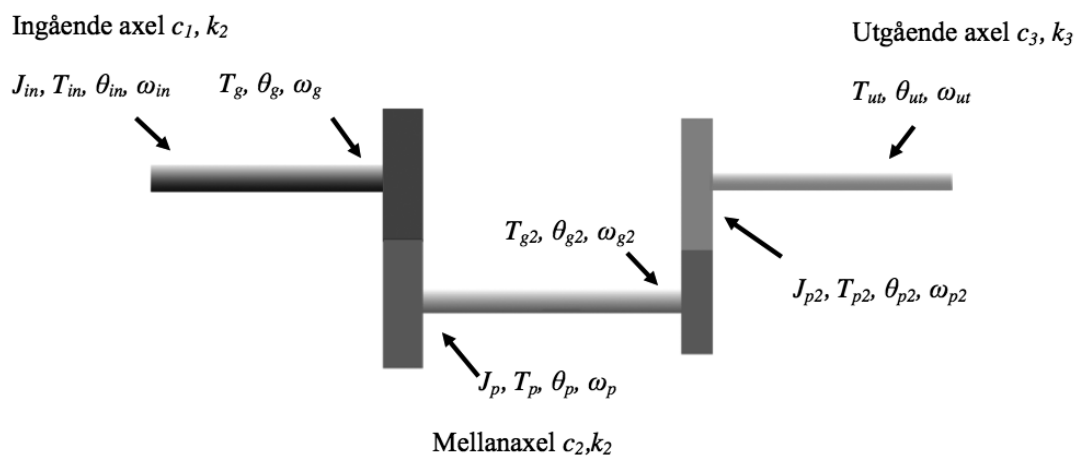
### 6.1 Metod för modellering

Följande beräkningsmodell syftar till att undersöka hur olika parametrar såsom axelstyvhet, axeldämpning, varvtal och axellast påverkar vibrationer på utgående axel. Vibrationerna som åsyftas är de torsionssvängningar som uppkommer på en sexcylindrig motors utgående axel till följd av ett olikformigt moment från motorn enligt avsnitt 4.1. Att just en sexcylindrig motor beaktas beror på att det är ett vanligt förekommande antal cylindrar i dagens lastbilmotorer (Volvo Trucks, 2013).

På grund av begränsade resurser har modelleringen genomförts som en förenklad modell där kuggstyvheten har inkluderats i axelstyvheten. Därmed har hänsyn inte tagits till att kuggarna utsätts för ett böjande moment i stället för ett vridande. Hänsyn har heller inte tagits till faktorer som transmissionsfel och ingreppstal. Trots förenklingarna ger modellen en grundläggande förståelse för hur vibrationerna i växellådan påverkas av olika parametrar.

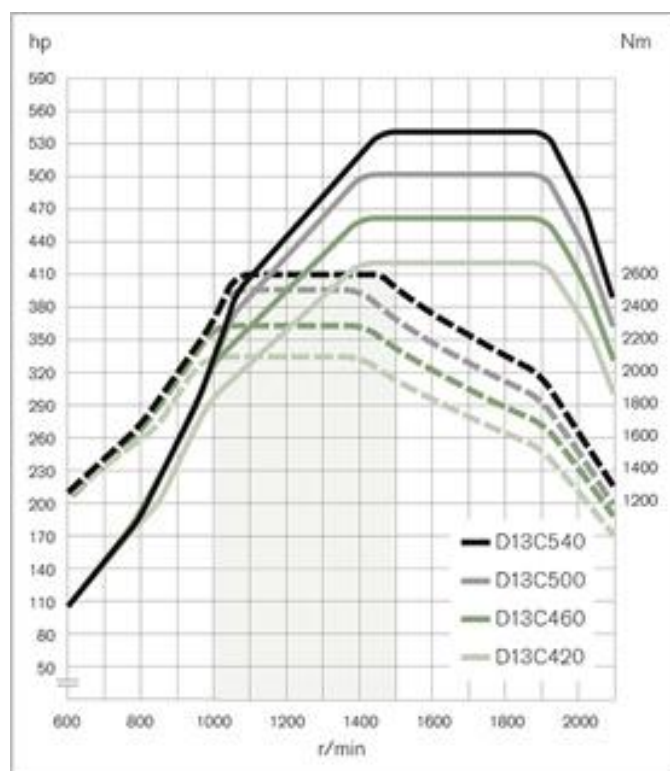
Övriga antaganden som har gjorts är att axlarna antagits vara homogena med samma radie över hela axelns längd samt att kopplingen antagits ingå i ingående axelns styvhet och att hela drivlinan mellan växellåda och hjul inkluderats i den utgående axeln.

I figur 15 beskrivs den växel som har simulerats med hjälp av Matlab där  $\omega_{in}$ ,  $\omega_g$ ,  $\omega_{g2}$ ,  $\omega_p$ ,  $\omega_{p2}$  och  $\omega_{ut}$  betecknar vridmomentet i olika delar,  $\theta_{in}$ ,  $\theta_g$ ,  $\theta_{g2}$ ,  $\theta_p$ ,  $\theta_{p2}$  och  $\theta_{ut}$  betecknar förvridningen,  $J_{in}$ ,  $J_g$ ,  $J_{g2}$ ,  $J_p$ ,  $J_{p2}$  och  $J_{ut}$  tröghetsmomenten,  $T_{in}$  och  $T_{ut}$  de pålagda momenten på ingående respektive utgående axel,  $c_1$ ,  $c_2$  och  $c_3$ , dämpningarna i respektive axel,  $k_1$ ,  $k_2$  och  $k_3$  styvheter samt  $k_{g1}$  och  $k_{g2}$  utväxlingarna i respektive kuggjulspär.



Figur 15: Ett förenklat växelsteg.

Momentet på ingående axel,  $T_{in}$ , varierar med varvtalet beroende på motorns konfiguration. Modelleringen har utgått från varvtal-moment karakteristiken hos Volvo Lastvagnars motor D13C500 enligt figur 16. D13C500 är en motor som används i flera typer av bilar och med flera olika typer av växellådor (Volvo Trucks, 2013).



Figur 16: Moment-varvtalskurvor för några av Volvo Lastvagnars motorer (Volvo trucks, 2013).

Pålagt moment beräknas enligt ekvation 8 där frekvensen  $f$  är det mot momentet svarande varvtalet multiplicerat med tre, eftersom en sexcyldrig motor ger tre impulser per varv och  $M_{in}$  är det genomsnittliga momentet.

$$T_{in} = M_{in} + 0.005 \cdot M_{in} \cdot \sin(f \cdot t) \quad (8)$$

Momentet på utgående axel beräknas enligt ekvation 9 där  $\eta$  betecknar verkningsgraden.

$$T_{ut} = M_{in} \cdot k_{g1} \cdot k_{g2} \cdot \eta \quad (9)$$

Värden på styvhet och dämpning är antaganden baserade på att vevaxeln antas kunna vridas två varv innan detta märks på hjulen. Dimensioner på kuggjul och axlar samt utväxlingar kommer från mätningar på en uppskuren utställningsväxellåda från Volvo Lastvagnar med modellbeteckning SR14/17/1900. Vid beräkning av kuggjulens tröghetsmoment har det antagits att dessa är solida cylindrar. Samtliga värden som används finns angivna i appendix I.

För att beräkna hur svängningar fortplantas genom transmissionen har en modell

baserad på en skrift av Berbyuk (2012) använts, där axlarna med inkluderade kugghjul ses som fjäder-dämpare, det vill säga att de har en viss styvhet,  $k$ , och en viss dämpning,  $c$ . Detta gör att en modell kan ställas upp utifrån Newtons andra lag. Sambanden kan skrivas som en andra ordningens ordinära differentialekvation som ser ut enligt följande för den ingående axeln:

$$\dot{\theta}_{in} = \omega_{in} \quad (10)$$

$$\dot{\theta}_g = \omega_g \quad (11)$$

$$J_{in} \cdot \dot{\omega}_{in} = T_{in} - c_1(\omega_{in} - \omega_g) - k_1(\theta_{in} - \theta_g) \quad (12)$$

$$J_g \cdot \dot{\omega}_g = T_g - c_1(\omega_g - \omega_{in}) - k_1(\theta_g - \theta_{in}) \quad (13)$$

På samma sätt kan ekvationer för den mellanliggande och utgående axeln ställas upp

Mellanliggande axeln:

$$\dot{\theta}_p = \omega_p \quad (14)$$

$$\dot{\theta}_{g2} = \omega_{g2} \quad (15)$$

$$J_p \cdot \dot{\omega}_p = T_p - c_2(\omega_p - \omega_{g2}) - k_2(\theta_p - \theta_{g2}) \quad (16)$$

$$J_{g2} \cdot \dot{\omega}_{g2} = T_{g2} - c_2(\omega_{g2} - \omega_p) - k_2(\theta_{g2} - \theta_p) \quad (17)$$

Utgående axeln:

$$\dot{\theta}_{p2} = \omega_{p2} \quad (18)$$

$$\dot{\theta}_{ut} = \omega_{ut} \quad (19)$$

$$J_{p2} \cdot \dot{\omega}_{p2} = T_{p2} - c_3(\omega_{p2} - \omega_{ut}) - k_3(\theta_{p2} - \theta_{ut}) \quad (20)$$

$$J_{ut} \cdot \dot{\omega}_{ut} = T_{ut} - c_3(\omega_{ut} - \omega_{p2}) - k_3(\theta_{ut} - \theta_{p2}) \quad (21)$$

$\omega_p$  och  $\omega_{p2}$  samt  $T_p$  och  $T_{p2}$  kan skrivas som funktioner av  $\omega_g$  och  $\omega_{g2}$  samt  $T_g$  och  $T_{g2}$  med hjälp av utväxlingarna i respektive kugghjul;  $k_{g1}$  och  $k_{g2}$  varmed ovanstående ekvationer kan skrivas om till

$$\dot{\theta}_{in} = \omega_{in} \quad (22)$$

$$\dot{\theta}_g = \omega_g \quad (23)$$

$$\dot{\theta}_{g2} = \omega_{g2} \quad (24)$$

$$\dot{\theta}_{ut} = \omega_{ut} \quad (25)$$

$$\dot{\omega}_{in} = \frac{1}{J_{in}} \left( T_{in} - c_1(\omega_{in} - \omega_g) - k_1(\theta_{in} - \theta_g) \right) \quad (26)$$

$$\dot{\omega}_g = \frac{1}{J_p k_{g1}^2 - J_g} \left( c_1(\omega_g - \omega_{in}) + k_1(\theta_g - \theta_{in}) - c_2 k_{g1}(\omega_g k_{g1} - \omega_{g2}) - k_2 k_{g1}(\theta_g k_{g1} - \theta_{g2}) \right) \quad (27)$$

$$\dot{\omega}_{g2} = \frac{-1}{J_{p2} k_{g2}^2 - J_{g2}} \left( c_3(\omega_{g2} k_{g2} - \omega_{ut}) + k_3 k_{g2}(k_{g2} \theta_{g2} - \theta_{ut}) + c_2(\omega_{g2} - \omega_g k_{g1}) + k_{g1}(\theta_{g2} - \theta_g k_{g1}) \right) \quad (28)$$

$$\dot{\omega}_{ut} = \frac{1}{J_{ut}} \left( T_{ut} - c_3(\omega_{ut} - \omega_{g2} k_{g2}) - k_3(\theta_{ut} - \theta_{g2} k_{g2}) \right) \quad (29)$$

Ekvationerna ovan har lösts med hjälp av Matlabs numeriska differentialekvationslösare ode45 som är lämplig för icke-styva problem och använder sig av Runge-Kutta metoden. Torsionssvängningarna har därefter beräknats genom att subtrahera vinkeln i ena änden av axeln från vinkeln i andra änden av axeln. Genom att utföra fouriertransform på torsionssvängningarna har frekvensinnehållet kunnat illustreras och resonansfrekvenser kunnat observeras.

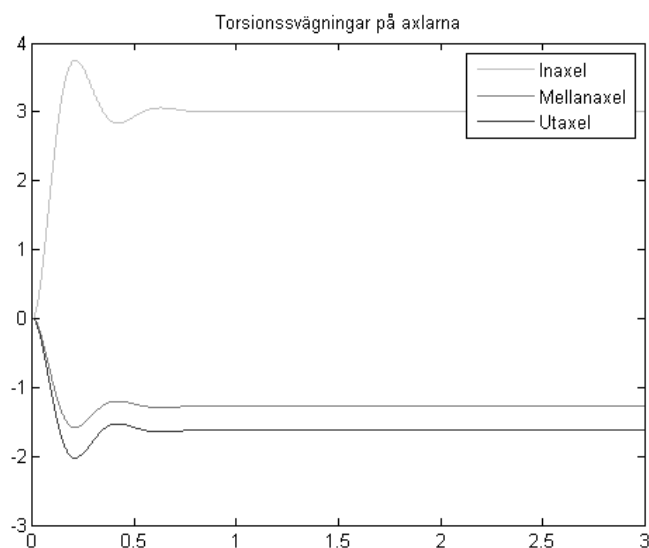
Till att börja med har frekvensinnehållet hos den utgående axeln beräknats, då ett impulsmoment lagts på den ingående axeln. Resultatet har jämförts med systemets egenfrekvenser, vilka också är resonansfrekvenser. Egenfrekvenserna har beräknats genom att egenvärdena för systemets styvhetsmatris  $K$  bestämts med hjälp av Matlabs funktion *eig*, varefter frekvenserna fås ur ekvation 4 (avsnitt 2.2.1). För att tydligare se de högre resonansfrekvenserna, som inte ger upphov till amplitudökning om dämpningen är hög, sätts dämpningen i axlarna till 0,005 % av styvhetsmatriserna i stället för 5 %.

För att kontrollera hur detta överensstämmer med axelvibrationerna i ett något mer realistiskt fall har ett moment liknande motorns, enligt figur 10, lagts på ingående axel. Momentet approximeras med en sågtandsfunktion och rms-värdet (root mean square) för amplituden på vibrationerna beräknas för varvtal mellan 10 och 2000 varv per minut. På grund av resonansfenomen enligt ovan väntas amplituden vara hög vid varvtal motsvarande axlarnas egenfrekvenser.

För att undersöka hur skillnader i styvhet mellan de olika axlarna påverkar vibrationerna i utgående axel har styvhets- och dämpningsförhållandet på växellådans mellanliggande axel varierats i förhållande till dess ingående och utgående axel. För varje fall har rms-värdet på amplituderna beräknats för att se hur de förändras med förändrat dämpningsförhållande.

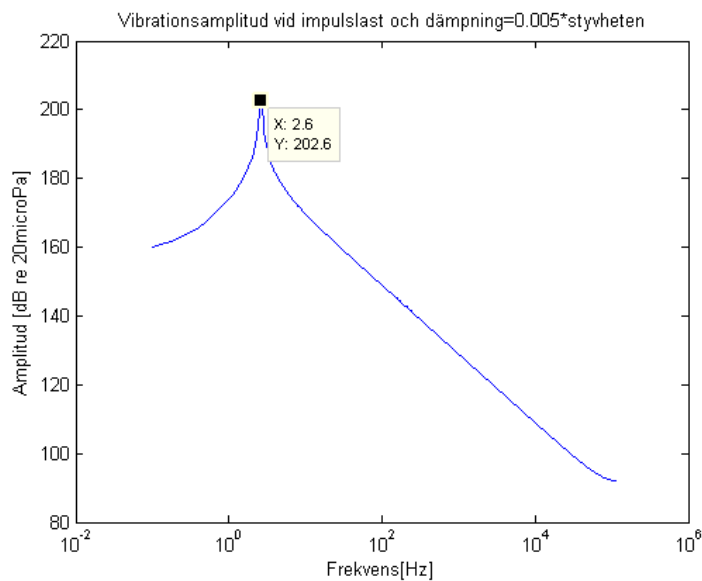
## 6.2 Resultat från modellering

Det pålagda momentet ger upphov till torsionssvängningar som efter ett par inledande förvriddningar stabiliseras enligt figur 17 och axlarna vibrerar med liten amplitud runt ett statiskt värde.

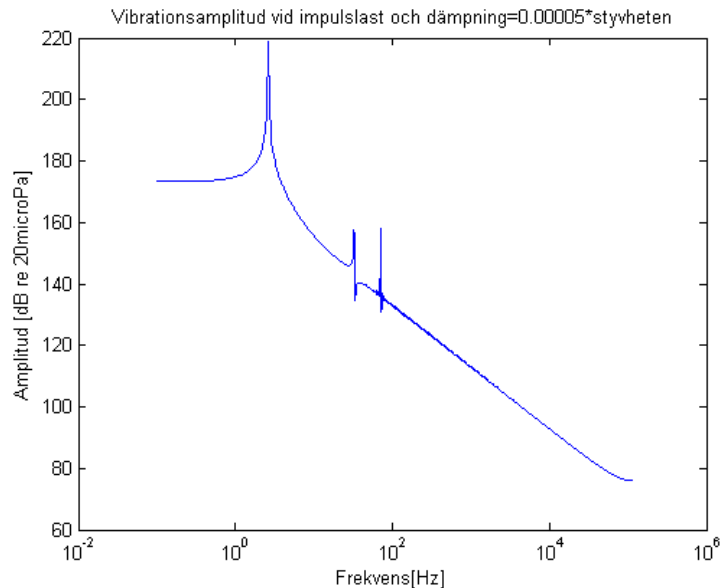


Figur 17: Torsionssvängningarna stabiliseras kring ett värde efter några initiala svängningar.

Frekvensspektret i figur 18 visar amplituden för svängningarna som uppstår då den ingående axeln belastas med ett impulsmoment. Här observeras tydligt en topp vid 2,6 Hz, vilket sammanfaller med systemets lägsta egenfrekvens. Då dämpningen minskas blir responsen som illustreras i figur 19 och tre toppar kan urskiljas, förutom den vid 26 Hz även två vid 30 Hz och 60 Hz. Topparna svarar mot systemets tre egenfrekvenser.

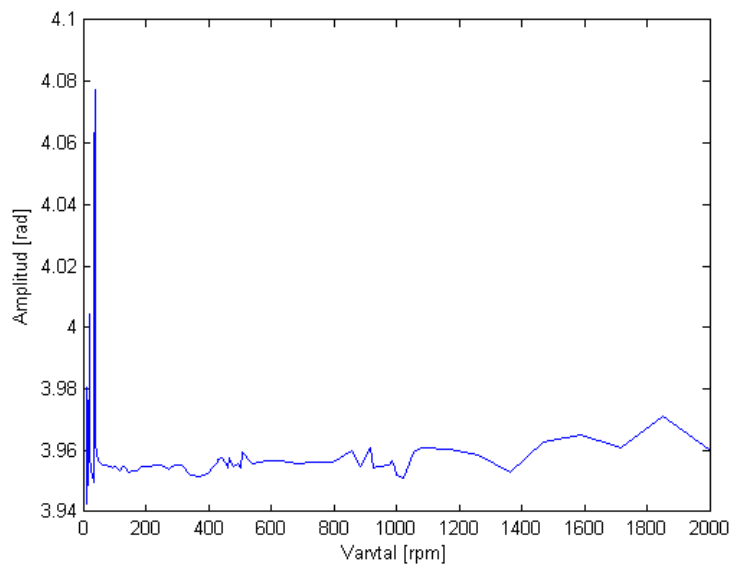


Figur 18: Vid systemets lägsta resonansfrekvens syns en tydlig ökning i vibrationsamplitud.



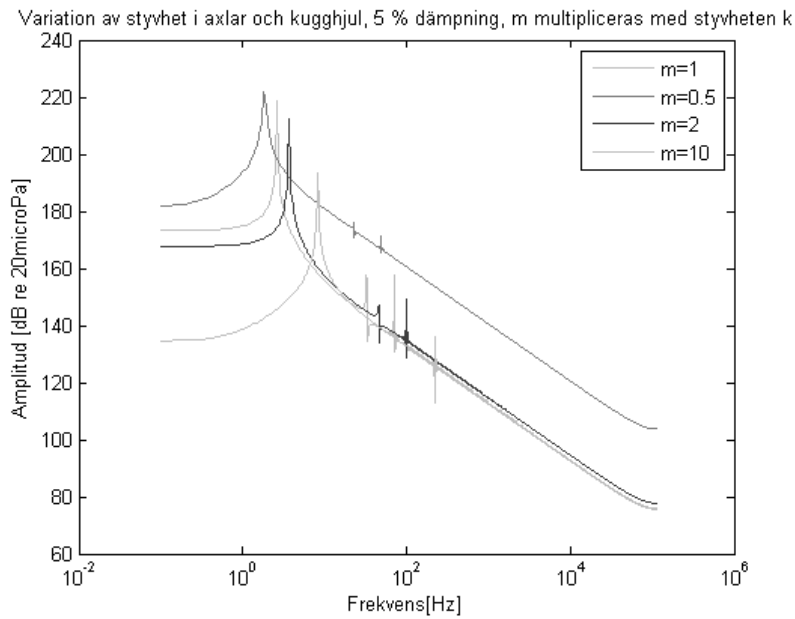
Figur 19: Med lägre dämpning framträder fler resonansfrekvenser (jämför med figur 18).

I figur 20 har amplituden på det modellerade systemets torsionssvängningar plottats mot respektive varvtal och det syns ett tydligt resonansfenomen vid det varvtal som svarar mot den lägsta egenfrekvensen 2.6 Hz. Varvtalet är  $\frac{2.6 \text{ Hz} \cdot 60 \text{ s/min}}{3 \text{ täändpulsar/varv}} = 52$  varv per minut vilket är långt under motorns arbetsområde. De högre egenfrekvenserna tycks inte skapa några resonansfenomen, dessa hade i så fall setts vid 650 respektive 1390 varv per minut.



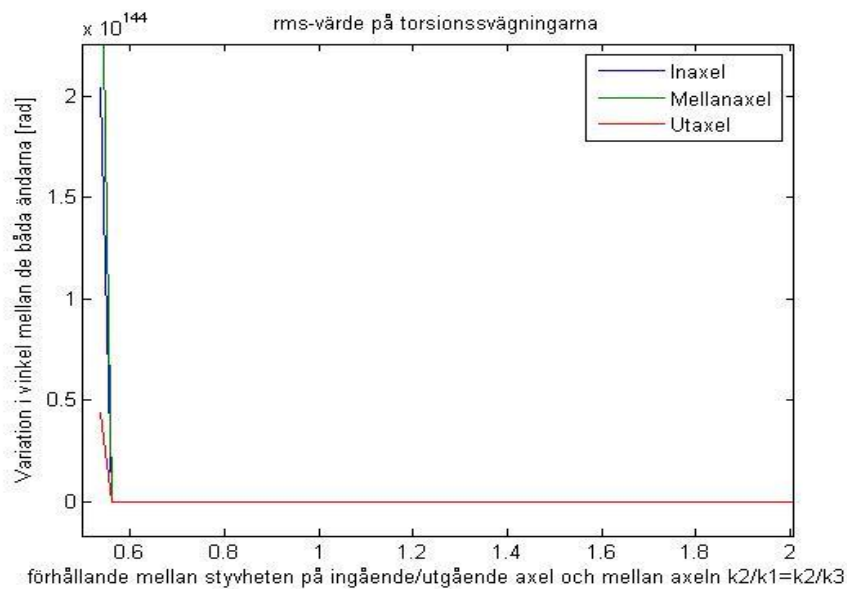
Figur 20: Amplitud på torsionssvängningarna för olika varvtal.

Då styvheten i systemet varierar förändras också systemets egenfrekvenser. Figur 21 visar hur egenfrekvenserna flyttas mot högre värden och att amplituden minskar, då styvheten i systemet ökar.

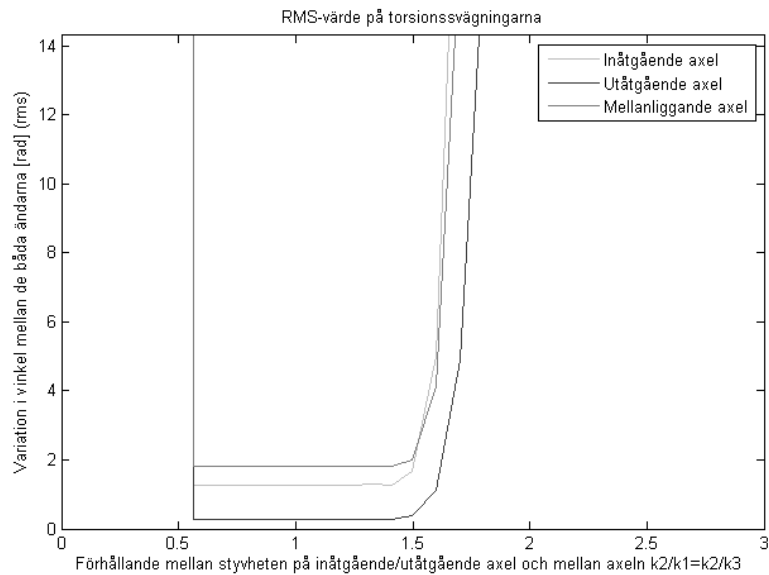


Figur 21: Ökad styvheten ger höjda resonansfrekvenser och lägre vibrationsamplitud.  $m$  är här en faktor som multipliceras med styvheten

När förhållandet mellan dämpning i axlarna undersöks observeras ett förhållande då systemet tycks bli instabilt och amplituden på svängningarna går mot oändligheten (se figur 22). Amplituden är som minst mellan  $c_2/c_3=1.3$  och  $c_2/c_3=0.55$  enligt figur 23.

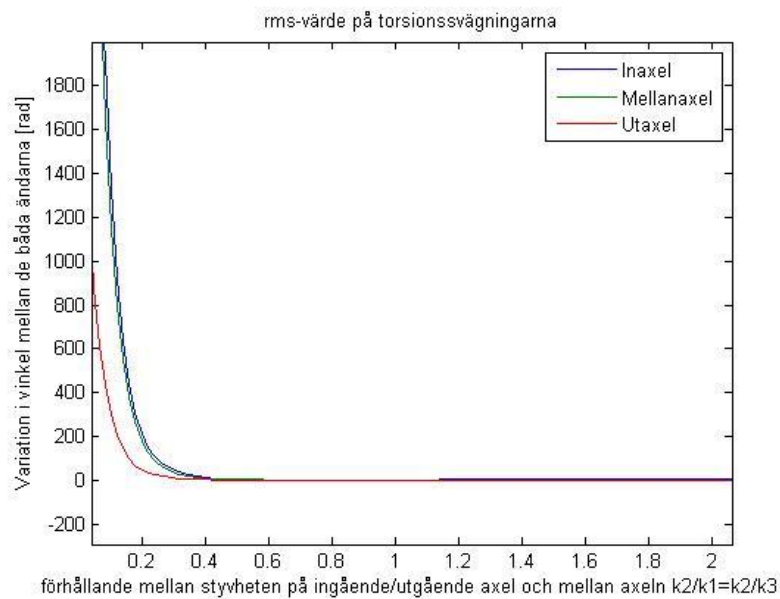


Figur 22: Variation av förhållandet mellan dämpning på mellan- respektive ingående och utgående axeln.



Figur 23: Detalj av figur 22.

När det gäller styvheten går amplituden inte lika snabbt mot oändligheten, men då förhållandet understiger 0.5 ökar amplituderna snabbt (figur 24). Om rms-värdena studeras kan det konstateras att den minsta amplituden uppnås vid ett förhållande på omkring  $k_2/k_1=0,7$ . Skillnaden mellan rms-värdet för  $x=0,725$  och  $x=3$  är ungefär en radian.



Figur 24: Variation av förhållandet mellan styvheter på mellan- respektive in och utgående axeln.

Ovanstående resultat diskuteras vidare i kapitel 8, rapportens diskussionsavsnitt.



## 7 Växellådans utveckling till idag

Tidiga växellådor för lastbilar under 1920- och 1930-talen hade få växlar, var osynkroniserade och tröga att växla (Volvo Trucks, 2010). Växlingen var manuell och krävde att kopplingen dubbeltrampades. Under 1940-talen ökade kraven på motoreffekt och bränsleekonomi samtidigt som lastbilar skulle bära tyngre last och antalet växlar ökade till fyra eller fem växlar (Volvo Trucks, 2010).

Synkronisering av växellådor anses vara ett av de viktigaste stegen i växellådans historia (Volvo Trucks, 2010). Synkroniseringen av växellådor till lastbilar utvecklades först under 1950-talen. Med synkroniseringen förlängdes växellådornas livslängd och förarkomforten förbättrades avsevärt. Växellådorna fick under samma tidsperiod fler växlingsmöjligheter i och med införandet av range- och splitväxlar (Volvo Trucks, 2010). Antalet växlingsmöjligheter har därmed kunnat öka till dagens 16-växlade växellådor jämfört med 1940-talets lådor med bara fem växlar.

Nästa viktiga milstolpe i växellådornas historia var den automatiska växellådan (Volvo Trucks, 2010). Den första hydrauliska automatiska växellådan för personbilar designades av General Motors under 1930-talet och introducerades på världsmarknaden 1940. Tillämpningen av automatiska växellådor i lastbilar tog däremot tid. Volvo Lastvagnars första automatiska växellåda var Powertronic som kom 1992 (Volvo Trucks, 2010).

I takt med att tekniken utvecklas och allt mer integrerade lösningar tillämpas har utvecklingen av elektroniskt styrda växellådor ökat. För att möta dagens krav på bränsleekonomi, körkomfort och ökad prestanda har flertalet smarta växellådor etablerats på marknaden, bland andra Volvos I-Shift, Scantias Opticruise och Mercedes Powershift 3.

### 7.1 Produktstudie av lastbilar på marknaden

För att få en bild av vilka växellådor som är populära på marknaden idag har tre åkerier i Göteborgsregionen (Göteborgs Lastbils Central, Halléns transport AB och Lundbyåkeriet) tillfrågats om vilka lastbilar som ingår i deras fordonsflottor. Volvo Lastvagnar och Scania verkar vara vanligast förekommande, men även Mercedes och MAN finns representerade. Med hjälp av information från respektive tillverkare har en sammanställning över bilmodeller, därtill lämpliga växellådor och deras karakteristik gjorts, enligt tabell i appendix II.

Lastbilstillverkarna delar in sina fordon i kategorier efter tilltänkt användningsområde, fjärrgående fordon för långa distanser och distributionsfordon för stadstrafik. I tabellen kan ses att bilar gjorda för stadstrafik i regel har färre växlar, vilket troligtvis beror på att de är mindre och har lättare last. Växellådorna i de lastbilarna har i regel inte någon rangeväxel och för de sexväxlade växellådorna används inte heller någon split-växel (Mercedes-Benz, 2013). Både range- och splitväxel återfinns i växellådor konstruerade för lastbilar gjorda för fjärrtrafik. Konsekvensen blir att distributionsfordon inte har lika brett utväxlingsspann som fjärrgående lastbilar, vilket inte heller behövs då de inte bär lika tung last (jämför med avsnitt 4.4.1).

Marknadstrenden verkar vara att allt fler förare väljer så kallade smarta växellådor. Dessa är konstruerade som manuella osynkroniserade växellådor, men istället för att

föraren växlar med en växelspak, sköts växlingen av ett elektroniskt styrsystem som kontrollerar växlar med hjälp av pneumatik (Volvo Trucks, 2013; Scania, 2013). Datorn känner av motorns varvtal och moment och beräknar precis när det är dags att växla. Den kan också påverka motorn att justera varvtal, för att ytterligare underlätta växlingen (Volvo Trucks, 2013). Detta har flera fördelar, komponenterna behöver inte dimensioneras lika högt som för manuellt styrda växellådor, då risken för felväxlingar minskar avsevärt. Det underlättar också för föraren som slipper växla och dessutom behövs inte synkroniseringsmekanismen (Sixten Berglund, Volvo Group Trucks Technology). Att synkroniseringsmekanismen kan tas bort gör i sin tur att antalet komponenter och funktioner som kan gå sönder minskar vilket förlänger växellådans livslängd och gör att vikten minskar.

Just vikten är en mycket viktig aspekt hos alla delar av fordonet, ju lägre vikt fordonet har, desto mindre bränsle går åt för framåtdrivning och därmed kan föraren ta med mer last. Därför görs mycket för att få ned vikten så mycket som möjligt vilket Albrecht Köllermeyer, Daimler Trucks, beskriver i ett föredrag om utvecklingen av Mercedes-Benz växellåda PowerShift. Exempelvis kan detta uppnås genom att konstruera lättare hus. Samtidigt efterfrågas hela tiden ökad motoreffekt och för att växellådan ska hålla för den kraft som då utvecklas krävs också robustare komponenter (Sixten Berglund, Volvo Group Trucks Technology). Detta gör att det blir en avvägning mellan lägre vikt och robustare komponenter.

## 8 Diskussion

Ljudemissioner från tunga lastbilars transmissioner kan minskas på många sätt, men det är en process som kräver resurser varför utvecklingen kommer att gå långsamt tills dess att tillverkarna får press på sig från samhället. Då bulleremissioner är ett stort samhällsproblem är regleringar dock under utformning och inom några år kommer de troligtvis att tvinga fram en förändring i både teknikutveckling och tankesätt hos lastbilstillverkare.

### 8.1 Medvetenhet om buller- och vibrationsproblematiken samt medel för motivation till teknisk utveckling

I och med *Europaparlamentets och rådets direktiv 2002/49/EG (END)*, som behandlats i kapitel 3.1, synliggörs bullerproblematiken på ett effektivt sätt. När myndigheter tvingas sammanställa lättillgänglig och tydlig information om rådande bullerförhållanden samt formulera åtgärdsplaner på såväl regional som nationell nivå fås både en ökad medvetenhet om problemet och ett ökat fokus på möjliga lösningar. Regleringar som *Förordningen om omgivningsbuller* (SFS:2004/675) utgör därmed viktiga medel för att lyfta fram problemet med ökande trafikbuller. Bullerkartor utgör därmed viktiga verktyg som behövs för att belysa bullrets omfattning.

Tack vare samhällets ökande medvetenhet om trafikbullrets effekter ställs lastbilsindustrin idag inför utmaningen att utveckla tystare fordon så att trafikbullret kan minskas vid källan. Marknadens ledande tillverkare Volvo Lastvagnar, Scania, MAN och Mercedes-Benz är medvetna om att tekniken behöver utvecklas för att kunna möta samhällets krav och uttrycker därför på sina respektive hemsidor att minskade ljudemissioner är ett område som kräver ett större fokus. Problemet är dock komplicerat då marknaden ännu ställer högre krav på bränsleekonomi och förbättrad prestanda.

Som beskrivet i kapitel 3.2 har de regleringar som gäller idag inte ändrats sedan 1996. Gällande regleringar anses inte vara tillräckliga för att motivera tillverkarna till några större tekniska förändringar av fordonskonstruktionen. Att utveckla ett fordon från grunden tar flera år och det utrymme som konstruktörerna ges för förändringar begränsas av att hänsyn måste tas till total optimering av fordonet, bland annat med avseende på storlek, vikt, bränsleförbrukning, prestanda, pris etc. För att lastbilstillverkarna ska kunna motiveras till förändring krävs tydlig reglering som tar hänsyn till industrins begränsningar så att tillverkarna sporras till innovativa lösningar som är realiserbara.

Enligt redogörelse i kapitel 3.2 diskuteras i dagarna utformningen av *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå*, [COM(2011)0856]. Den nya förordningen skulle medföra att nya gränsvärden för tillåtna ljudnivåer introduceras i sänkningar om två steg fördelat över totalt sju år. Inom EU diskuteras det dock om det är att ta tillräcklig hänsyn till den tid som lastbilstillverkarna behöver för teknikutveckling.

Teknikutvecklingen är beroende av när kommande lagkrav kan komma att träda i kraft. Som konstaterat i avsnitt 3.2 tar lagstiftningsprocessen lång tid och i skrivande stund har förslaget på *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] precis accepterats av Europaparlamentet i första omgången. Ännu har inte ministerrådet kommit med sitt yttrande även om

indikationer har getts på ett delvis godkännande. Vår bedömning är därför att *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] kommer att godkännas med tillägg enligt rådande diskussion mellan Europaparlamentet, ministerrådet, Europakommissionen och Europeiska ekonomiska och sociala kommittén. Frågan är bara när. Eftersom förordningen innebär en stor förändring i gällande lag och berör många intressenter är det troligt att det kan dröja ett par år innan förordningen träder i kraft.

De gränsvärden som eftersträvas är huvudsakligen de gränsvärden som blir gällande efter den sista föreslagna sänkningen som beskrivits i kapitel 3.2, det vill säga en total sänkning på 3dB(A) efter sju år från lagens implementering. Ifall lagen antas om, säg, cirka två år dröjer det alltså cirka nio år innan tänkta gränsvärden till fullo träder i kraft vilket bör jämföras med den tid det tar att utveckla ett helt nytt fordonskoncept utifrån en ny plattform.

Att införa gränsvärden uppdelat i faser om två till tre år kan tänkas stimulera till teknisk utveckling men det ligger nära till hands att tro att fordonsindustrin i så fall först kommer fokusera på att klara den första sänkningen av gränsvärdet inom given tidsram för att sedan fokusera på att klara den andra sänkningen. I och med att faserna spänner under så kort tid kan detta tänkas medföra att viktiga tekniska framsteg missas. Om gränsvärdena istället sätts så att en totalt likvärdig minskning fås i ett steg och över ett tidsintervall anpassat efter den genomsnittliga tiden det tar att utveckla ett helt nytt fordon, kan fordonsindustrin få möjlighet att utveckla mer innovativa lösningar.

Hur den exakta utformningen av *Europaparlamentets och rådets förordning om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] kommer att se ut är alltså ovisst i dagsläget. En av de aspekter som diskuteras i anknytning till utformningen av förordningen är hur de nya testmetoderna för typgodkännande kan anpassas på bästa sätt för att bättre återspegla verkliga trafikförhållanden. Att testningen av tunga fordon i dagens utformning ger missvisande mätvärden, enligt förklaring i kapitel 3.3 medför att lastbilar kan erhålla godkännande trots att de inte klarar gränsvärdena i en verklig trafiksituation. Att se över utformningen av testförfarandet är därför viktigt för att lagen ska kunna ge effekt. Endast om mer verklighetstroga värden vid testning kan fås kommer de gällande gränsvärdena få den effekt som önskas.

Förutom lagstiftad gränssättning och förändrade förfaranden vid testning för typgodkännande, kan förslaget på *Förordningen om motorfordons ljudnivå* [COM(2011)0856] bidra till att stimulera utvecklingen av tystare lastbilar enligt Europaparlamentets förslag om märkning av motorfordon efter ljudnivå. Genom att med märkningen ge kunderna mer makt att aktivt välja tystgående lastbilar fås ekonomisk motivation som kan sporra tillverkarna till teknisk utveckling.

Kombineras en lagreglerad märkning efter ljudnivå dessutom med ökad tillämpning av ekonomiska incitament enligt beskrivning i kapitel 3.3 kan tänkas att en ökad effekt fås. Det blir i så fall fördelaktigt för åkarna att välja en tystgående lastbil samtidigt som det blir tydligare hur mycket en lastbilsmodell låter och därmed lättare att välja ett tystare alternativ. Blir det både enklare och attraktivare att välja en tystgående lastbil ökar efterfrågan. Med ökad efterfrågan blir det attraktivare för tillverkarna att tillverka tystare lastbilar och tekniska lösningar på ljud- och vibrationsproblematiken kommer ges högre prioritet än idag och därmed kan tystare växellådor utvecklas.

## **8.2 Teoretiska aspekter kring buller- och vibrationsfenomen i växellådor**

När nu medvetenheten om buller- och vibrationsproblematiken i tunga lastbilars växellådor finns och motivationen att lägga nödvändiga resurser på att lösa problemen bedöms vara växande krävs kunskap om hur problemen bäst kan behandlas. De tekniska aspekterna för att lyckas utveckla tystare växellådor är komplexa och innefattar flertalet viktiga områden som har behandlats i den här rapporten. I följande diskussionsavsnitt redogörs för de huvudsakliga tekniska aspekterna som vi anser bör beaktas för att kunna minska buller och vibrationsproblematiken i tunga lastbilars transmissioner.

### **8.2.1 Aspekter på dämpning i material**

I avsnitt 2.2.3 behandlades materialegenskaper såsom inre dämpning, som genom energidissipation kan reducera utbredande vibrationer och styvhet som krävs för att kunna överföra moment effektivt. Styvhet och dämpning är därmed två mycket viktiga materialparametrar vid konstruktionen av axlar och kugghjul i växellådan. Modelleringen som gjorts indikerar att det med hänsyn till vibrationsamplitud finns ett optimalt förhållande i styvhet respektive dämpning axlarna emellan (se figur 22, 23 och 24) vilket kan vara värt att ha i åtanke vid konstruktion av växellådor.

Ett av många problem med att implementera ovanstående är dock att dämpning och styvhet inte är helt oberoende av varandra. Om dämpningen optimeras kan det hända att nödvändig styvhet inte uppnås, vilket resulterar i höga förluster vid momentöverföring. Dessutom uppkommer, enligt Mägi och Melkersson (2010), torsionssvängningar på grund av flexibla axlar. Därmed kan ökade vibrationer förväntas uppkomma då styvheten sänks. I modelleringsresultatet (figur 21) synliggörs ökningen i vibrationsamplitud då styvheten minskas. För att undvika torsionssvängningar bör axlar därför i regel dimensioneras för hög styvhet medan ytterligare komponenter, som svängningsdämpare, kan användas för att minska spridning av vibrationer.

### **8.2.2 Resonanser i växellådan**

När vibrationerna i växellådan har frekvenser som sammanfaller med komponenternas egenfrekvenser uppkommer resonansfenomen enligt avsnitt 2.2.1. Detta kan ses tydligt i figur 20 där en förstärkning av vibrationsamplituden uppkommer då varvtalet svarar mot systemets egenfrekvens. För att minimera vibrationer är det därför önskvärt att i första hand undvika resonansfrekvenser inom exciteringskällans arbetsområde. Metoder för att uppnå detta beskrivs i kapitel 2.2 och går ut på att lägga systemets lägsta egenfrekvens långt över exciteringskällans högsta betydelsefulla frekvens. I praktiken är det dock sällan möjligt att göra konstruktionen tillräckligt lätt och styv för att helt flytta grundfrekvensen bort från driftområdet.

Istället kan egenfrekvenser justeras, genom modifikation av massa och styvhet, så att de hamnar mellan exciteringskällans frekvenser för att undvika resonans och om dämpningen i materialet är tillräckligt hög, dämpa vibrationerna vid antiresonanserna. Även då är det bra med en hög grundfrekvens eftersom avståndet till närmaste överton, som är en heltalsmultipel av grundfrekvensen, blir längre vilket i sin tur innebär att det blir glest mellan resonansfrekvenserna och sannolikheten för resonansfenomen minskar. I de fall där resonanser inte kan undvikas helt, eftersträvas istället minimerad respons vid resonans. Genom att göra strukturen styvare och tyngre kan medelmobiliteten sänkas enligt avsnitt 2.2.4, och därmed minskar också responsen.

Trots låg medelmobilitet kan resonanstoppas inom driftspannet bli besvärliga och om de inte kan flyttas behöver de dämpas för att begränsa nivåerna. Dämpning fås antingen genom att välja material med hög inre dämpning eller som tidigare påpekats, om krav på materialegenskaper såsom styvhet inte tillåter det, genom att tillsätta separata komponenter som kan fylla dämpningsfunktionen.

Modelleringsresultatet visar att resonansfenomen främst uppstår vid axelsystemets lägsta egenfrekvens, medan de högre egenfrekvenserna i regel dämpas ut. Den lägsta egenfrekvensen tycks exciteras av ett motorvarvtal på under hundra varv per minut, vilket i regel inte förekommer i dagens lastbilar annat än vid uppstart och därmed reduceras risken för resonansfenomen. Om dämpningen i axelsystemet blir mycket låg kan dock även de högre egenfrekvenserna framträda och ge upphov till resonans. Detta måste tas i beaktande om ett system med mycket låg dämpning konstrueras, då det troligtvis inte är möjligt att flytta den lägsta resonansfrekvensen så mycket att den inte riskerar att exciteras.

I de fall då signalen inte är alltför komplex är det möjligt att, som beskrivet i avsnitt 2.2.5, genomföra en FFT analys för att upptäcka resonansfrekvenserna. Med resultatet kan undersökas huruvida grundtonen eller någon av de första övertonerna exciteras av källan (Andersson & Kropp, 2008). För stora system, med många ingående komponenter, blir bilden betydligt mer komplex. Systemets resonansfrekvenser beror då av de enskilda ingående komponenternas egenfrekvenser och resonans kan inträffa vid flertalet frekvenser. Det finns dessutom inga enkla samband för att beräkna resonansfrekvenser för hela system. Antingen måste de mätas upp experimentellt eller beräknas med numeriska metoder. Växellådans komponenter kan dessutom komma från många olika leverantörer och en helhetsanalys baserad på egenfrekvenser blir därmed väldigt komplex att genomföra för hela systemet (Shih, Yruma, & Kittredge, 2001).

### **8.3 Tekniska aspekter på växellådors konstruktion**

I samhället är valfrihet ett kundkrav inom de flesta områden och för att kunna vara konkurrensstarka behöver även lastbilstillverkare ge sina kunder möjlighet att själva utforma sin produkt. Utifrån produktstudien (avsnitt 7.1) konstateras att varje tillverkare saluför en rad olika modeller av lastbilar, motorer och växellådor som kan kombineras på många olika sätt. Eftersom kombinationerna är många är det svårt att dra generaliserade slutsatser om vad kunderna använder och vill ha. Dessutom är det svårt att optimera drivlinan som helhet då kombinationsmöjligheterna är lika många som användningsområdena.

En annan aspekt vid konstruktionen av växellådor är att de idag dimensioneras med stora säkerhetsmarginaler så att växellådan ska hålla även om chauffören växlar väldigt fel. Med de nya, mer automatiserade växellådorna, där sådana felväxlingar kan undvikas, kan också kugghjulen dimensioneras för lägre moment vilket leder till mindre transmissionsfel. Trenden är dock att tillverkarna strävar efter att istället utveckla växellådor med prestanda som klarar högre moment då det är vad som efterfrågas av marknaden. Med lagar och incitament kan den rådande trenden komma att stagnera vilket kan ge en grogrund för tillverkarna att också dimensionera växellådor för lägre bullernivåer.

### 8.3.1 Aspekter på kugghjulens utformning

Optimering och dimensionering av kugghjul måste enligt avsnitt 4.4.2 göras med hänsyn till många olika parametrar. Förhållandet mellan parametrarna väljs utifrån de krav på hållfasthetsegenskaper, tillverkningsmetoder och materialegenskaper som ställs. Det är därför en komplex process att designa ett optimalt kugghjul ur både hållfasthets- och vibrationssynpunkt. Ökad kvalitet på kugghjulen, genom bättre materialegenskaper och tillverkningsmetoder som möjliggör snävare toleranser, kan leda till ökade kostnader men enbart minskade bulleremissioner till en viss grad. Med lagar och incitament kan utvecklingen av kostnadskrävande, men också tystare, växellådor motiveras.

En av de vanligaste metoderna för att minska buller och vibrationer från kuggväxlar är att tillverka växellådor med snedskurna kugghjul. Vilken snedvinkel som är optimal ur hållfasthets- och vibrationssynpunkt är komplicerat att avgöra. En högre snedvinkel på kugghjulen ger ett större ingreppstal vilket är önskvärt ur hållfasthets- och vibrationssynpunkt. Men en ökad snedvinkel ger också ökade vibrationer i axial-led som måste tas upp i växellådehusets lager.

Många av de standarder som används vid dimensionering av kugghjul enligt SS är fastställda på 1970-talet och modellernas relevans kan därför ifrågasättas. Engelman och Ekström (2007) konstaterar att den standardiserade metoden SS 1871 exempelvis inte tar hänsyn till kälradien och därför behöver revideras. En annan parameter som idag och sedan lång tid tillbaka är standardiserad är pressvinkeln, som också kan ifrågasättas. En optimering av dessa standarder skulle kunna ge modeller för kugghjul som ger mindre bulleremissioner.

### 8.3.2 Transmissionsfelets betydelse

Transmissionsfelet tycks vara källan till drivlinevin och det har varit föremål för många studier som inte alltid är helt eniga om hur det egentligen förhåller sig. Ett intressant exempel är förhållandet mellan statiskt och dynamiskt transmissionsfel. Åkerblom (2008) menar att det är det statiska transmissionsfelet som främst korrelerar mot ljuduppkomsten och att det dynamiska transmissionsfelet är av liten, om ens någon, betydelse. Henriksson (2005) är av helt motsatt åsikt och menar att anledningen till att Åkerblom har fått sådana resultat är att han samtidigt som han förändrat profilen för att minska det statiska transmissionsfelet, också har ökat ingreppstalet, vilket sedan länge är en känd metod för att minska ljuduppkomsten.

Vad som däremot är känt enligt beskrivning i avsnitt 6.1, är att ett kugghjul tillverkat med hög precision avseende ytfinhet, toleranser och bra material i regel ger lågt transmissionsfel och därmed små vibrationer. Tillverkarnas dilemma är dock att hög materialkvalitet idag är förknippat med stora kostnader och att ökad tillverkningsnoggrannhet i regel ger högre tillverkningskostnader till följd av krav på bättre utrustning och sänkt produktionstakt. I dagens läge är det inte ekonomiskt lönsamt att lägga stora resurser på produktion av tystare kugghjul. Det kan däremot bli aktuellt i framtiden om förutsättningarna ändras genom att nya incitament i form av lagar och regler träder i kraft.

Regleringen av topp- och fotavlättning är ytterligare en faktor som är avgörande för transmissionsfelet. Vid topp- och fotavlättning tas material bort för att hantera interferens som uppstår på grund av deformation vid belastning. Om topp- och fotavlättningen i kuggväxeln inte är anpassad efter belastande moment kan det

resultera i onödiga transmissionsfel på grund av avvikelsen från evolventlinjen.

Följaktligen kan noteras att det inte är helt enkelt att säga hur en modifikation av kuggarnas profil påverkar ljudet i växellådan. Vad som ytterligare försvårar optimeringen är att kugghjulen måste klara av en rad olika belastningar och hastigheter. Även om det går att konstruera ett kugghjul med mycket litet transmissionsfel och ljudutstrålning för ett specifikt lastfall i ett laboratorium, är det en betydligt större utmaning att göra detsamma för ett kugghjulspår i en faktisk växellåda. Hänsyn måste då tas till en rad andra faktorer som hållfasthet, tillverkningsbarhet samt variation av last, utväxling och rotationshastighet.

### **8.3.3 Växellådehusets dämpande egenskaper**

Som beskrivet i avsnitt 2.3.4 kan strukturers mobilitet sänkas genom ökning av massa och styvhet. Om vikten hos en växellådas hus ökas, minskas alltså dess mobilitet vilket enligt avsnitt 2.3.4 ger lägre ljudnivå och gör att det krävs mer energi för att bringa det i svängning. Detta är dock ingen hållbar lösning på ljudproblematiken då varje extra kilo ger ökad bränsleförbrukning. Dessutom medför extra vikt i motorutrymmet att mindre last kan fraktas på grund av regleringar angående fordons maximala vikt.

Ett annat sätt att dämpa ljudet skulle kunna vara lägga till ljuddämpande material på utsidan av huset eller att använda en double-wall konstruktion liknande sådan som tillämpas inom byggnadsakustiken. Samma typ av dubbelvägg som beskrivs i avsnittet om dämpning (2.2.3), skulle kunna tillämpas på växellådan för att effektivt minska utstrålningen av det högfrekventa kuggvinet. Enklast genomförs det genom att innesluta växellådan med ett yttre hölje vars infästningspunkter är skilda från växellådehusets infästningspunkter. Risker är dock att detta blir problematiskt ur ett underhållsperspektiv då det försvårar åtkomsten av växellådan. Ytterligare ljuddämpande material på utsidan av huset riskerar också att orsaka försämrade värmeledning samtidigt som det tar upp mer av det vanligtvis mycket begränsade utrymmet i lastbilens motorrum.

Om lagarna träder i kraft innan tekniken har hunnit tillräckligt långt inom övriga områden, kan tillverkarna tvingas att ta till någon av ovanstående, möjligen opraktiska metoder. Bättre vore om ljudutstrålningen kunde dämpas på andra sätt, exempelvis genom att förstyyva växellådehuset ytterligare genom att optimera dess geometri. Materialområdet är ännu ett område där mycket forskning sker och nya material kan bli ytterligare en möjlig lösning på ljudproblematiken. Valet av material bör därför undersökas noga och optimeras så att dess ljuddämpande egenskaper blir så höga som möjligt i enighet med avsnitt 2.

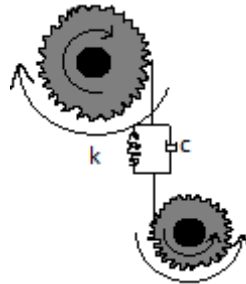
## **8.4 Diskussion kring modelleringsresultat**

Det till synes kritiska värdet för styvhetsförhållandet (figur 22) är mycket anmärkningsvärt då det skulle kunna innebära att systemet blir instabilt. Detta verkar dock inte särskilt troligt då det inte tycks finnas någon praktisk teori som stöder ett sådant resultat i det förekommande fallet. Mer troligt är att resultatet beror på fel i lösningsförfarandet och att det uppstår ett förhållande där differentialekvationslösaren inte längre klarar av funktionen och därmed ger felaktiga värden.

För vidare utveckling och en noggrannare analys av modellen är det intressant och nödvändigt att införa fler parametrar i modelleringen. Både dynamiskt och statiskt



transmissionsfel är intressant att undersöka med avseende på olika parametrar såsom kuggtal, ingreppstal, kuggvinkel, pressvinkel och kuggbredd. Modellen kan också göras noggrannare genom att analysera drivlinans olika komponenter var för sig med avseende på styvhet och dämpning. Förhållandet mellan de olika komponenternas styvhet och kuggarnas dämpning kan analyseras noggrannare om mer relevanta värden kan erhållas. Kuggarnas styvhet och dämpning bör också inkluderas vilket kan göras genom att införa ytterligare en frihetsgrad per axel och en styvhet och dämpning svarande mot utböjningen av kuggarna för varje kugghjulspär enligt figur 25.



*Figur 25 Styvhet och dämpning i kuggingreppen bör introduceras i en noggrannare matematisk modell än vad som genomförts inom ramen för projektet.*

Kuggarnas styvhet varierar periodiskt vilket kan approximeras med en periodisk funktion i en vidare utvecklad modell. Momentvariationerna från motorn är idag approximerade som en sågtandsfunktion och för vidare studier kan lämpligheten i denna approximation ifrågasättas. Det är även intressant att genomföra utförligare analys av olika material i drivlinans olika komponenter och hur dessa påverkar transmissionsfelet. För att erhålla en mer verklig modell av hur olika parametrar hos kugghjulet påverkar transmissionsfelet kan en 3D modell i exempelvis datorprogramvaran Simpack analyseras. Utökade matematiska modelleringar har bland annat gjorts av Özgüven (1991) och Pettersson (2001). Utöver en matematisk och numerisk modell kan en validering av modellen göras genom experiment.

## 9 Slutsatser och rekommendationer

Buller- och vibrationsproblematiken i tunga fordons transmissioner är ett komplext område där utveckling av produkter sker genom växelverkan mellan *tillverkarnas egenintresse* i att göra bättre produkter och att konkurrera, *kundkrav* som återspeglar konsumenternas behov samt *lagkrav* vilka uppkommer då samhället vill värna om invånarnas levnadsstandard. Alla dessa faktorer bedöms inom de närmaste åren tvinga fram allt tystare lastbilar, vilket i förlängningen leder till tystare växellådor. För att uppnå detta bör ett antal olika teoretiska och tekniska aspekter beaktas varav några har diskuterats i den här rapporten.

Genom att flytta resonansfrekvenser för drivlinans komponenter bort från exciteringskällans frekvenser kan resonansfenomen undvikas och därmed kan minskning av vibrationer, deformationer och ljudproblem åstadkommas i transmissionssystemen. Ett steg i rätt riktning på vägen mot mindre resonansproblem kan vara att använda andra material än de som används idag. Utvecklade materialegenskaper kan också bidra till att minska ljuduppkomst i växellådans kugghjul. Därför är materialval ett område som troligtvis är viktigt att titta närmare på.

Många parametrar hos kugghjulen, som ingreppstal, tycks vara mycket väl analyserade medan andra, som pressvinkeln, är standardiserade och inte tycks ha varit föremål för forskning i någon större utsträckning. För att minska ljud i växellådor är det möjligt att mycket kan göras genom att studera närmare vilken inverkan dessa parametrar har.

Transmissionsfel är ett mycket omdiskuterat ämne och en känd orsak till ljuduppkomst i växellådor. Begreppet beskriver dock en mängd olika fenomen och frågan är hur effektivt det är att sammanfatta alla dessa i ett begrepp. Kanske är det bättre att prata om exempelvis utböjning i kuggar än om transmissionsfel i allmänhet.

Slutligen konstateras att det finns flera stora aktörer på marknaden, vilket skapar en gynnsam konkurrens. I kombination med strängare krav och utvecklad teknik kommer detta att driva utvecklingen mot allt tystare växellådor och de aktörer som vill vara kvar på marknaden i framtiden måste därför satsa stora resurser på forskning och utveckling av tysta och vibrationsfria transmissionssystem.

### 9.1 Rekommendationer

På grund av kommande krav på minskade bullernivåer är ljudemissioner från växellådor ett ämne där mer forskning och utveckling krävs. Ytterligare studier bör därför göras utifrån i rapporten nämnda slutsatser, som att utveckla kugghjulens egenskaper eller åtgärda resonansproblem i växellådan. Utvecklade matematiska modeller är troligtvis viktiga, praktiska hjälpmedel i det arbetet. Genom att titta närmare på angränsande områden, som materialval, tillverkningsmetoder och upphängning av växellådan kan ett holistiskt perspektiv fås vilket krävs för minskade ljud- och vibrationsproblem.

## Referenser

- Alton, F. (2006). *Critical Listening Skills for Audio Professionals*. Everest.
- Andersson, P. & Kropp, W. (2008). *Introduction to sound and vibration*. Opublicerat manuskript, föreläsningsserie. Division of Applied acoustics, Chalmers tekniska högskola.
- Braun E., Govindswamy K., Wellmann T. & Wolff K. (2007) *Aspects of driveline integration for optimized vehicle NVH Characteristics* SAE International, USA.
- Berbyuk, V. (2012). *Structural Dynamics Control*. Chalmers University of Technology. Göteborg.
- Clough R.W. & Penzien J. (1993). *Dynamics of structures second edition*, McGraw-Hill. USA.
- Corbo, M.A., Malanoski, S. B. & Zalud, T. (1998). *Smoothing the stresses of torsional vibration*. Machine Design 12-10-98, Vol. 70 Issue 22, p88
- de Roo, F. Dittrich, M.G. van Beek, P.J.G, Bosschaart C. Derksen G.B. och de Kievit, M. (2011). *VENOLIVA - Vehicle Noise Limit Values - Comparison of two noise emission test methods – Final Report*. [Elektronisk] TNO Science and Industry. Netherlands. Tillgänglig: [http://edz.bib.uni-mannheim.de/daten/edz-h/gdb/11/report-venoliva\\_en.pdf](http://edz.bib.uni-mannheim.de/daten/edz-h/gdb/11/report-venoliva_en.pdf) [2013-05-22].
- Engelmark M. & Ekström L. (2007) *Analys av standard för kuggdimensionering*, KTH Maskinkonstruktion, Stockholm.
- Europakommissionen, (2013). *PreLex – Den interinstitutionella beslutsprocessen*. [Elektronisk] Processbeskrivning av förslag COM(2011)0856. Tillgänglig: [http://ec.europa.eu/prelex/detail\\_dossier\\_real.cfm?CL=sv&DosId=201164](http://ec.europa.eu/prelex/detail_dossier_real.cfm?CL=sv&DosId=201164) [2013-05-22]
- Europakommissionen, (2011). *Förslag på Europakommissionen och rådets förordning om motorfordons ljudnivå (COM(2011)0856-final)*. [Elektronisk] Tillgänglig: [http://eur-lex.europa.eu / sökning / COM\(2011\)0856](http://eur-lex.europa.eu / sökning / COM(2011)0856) [2013-05-22]
- Europaparlamentet, (2013). *2011/0409(COD) – 06/02/2013 Text adopted by Parliament, 1st reading/single reading*. [Elektronisk] Juridisk notis. Tillgänglig: <http://www.europarl.europa.eu/oeil/popups/summary.do?id=1247576&t=e&l=ee> [2013-05-22]
- Europaparlamentet, (2012). *REPORT on the proposal for a regulation of the European Parliament and of the Council on the sound level of motor vehicles (COM(2011)0856 – C7-0487/2011 – 2011/0409(COD))*. [Elektronisk] Tillgänglig: <http://www.europarl.europa.eu/sides/getDoc.do?pubRef=-//EP//NONSGML+REPORT+A7-2012-0435+0+DOC+PDF+V0//EN> [2013-05-22]
- Europaparlamentet, (2011). *Lastbilar kan få betala för buller och luftföroreningar*. [Elektronisk] Pressmeddelande publicerat 2011-06-07. Europaparlamentet. Tillgänglig: <http://www.europarl.europa.eu/news/sv/pressroom/content/20110606I>

PR20809/html/Lastbilar-kan-få-betala-för-buller-och-luftföroreningar  
[2013-05-22]

Europaparlamentet och ministerrådet (2002) *Europaparlamentets och rådets direktiv 2002/49/EG av den 25 juni 2002 om bedömning och hantering av omgivningsbuller*. EGT L 189, 18.7.2002, s. 12

Europeiska Ekonomiska och sociala kommittén, (2012). *Opinion of the European Economic and Social Committee on the Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on the sound level of motor vehicles*. (COM(2011) 856 final - 2011/0409 (COD) [Elektronisk] Tillgänglig: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:52012AE1037:SV:NOT> [2013-05-22]

EU-Upplysningen (2013). [Hemsida] *Från förslag till färdig EU-lag*. Tillgänglig: <http://www.eu-upplysningen.se/Om-EU/Om-EUs-lagar-och-beslutsfattande/Sa-beslutar-EU/Fran-forslag-till-fardig-EU-lag> [2013-05-22]

NOISE, (2013). *Noise Observation and Information Service for Europe*. [Elektronisk] Interaktiv databas. Tillgänglig: [noise.eionet.europa.eu](http://noise.eionet.europa.eu) [2013-05-22]

Farago, F.T. & Curtis, M.A. (1994). *Handbook of dimensional measurement*, Industrial press Inc. New York.

Flyktman, S. & Johansson, J. (2010) *Tillverkningsmetoders påverkan på en transmissions vikt och tillverkningskostnad* Examensarbete, Örebro Universitet, Örebro

Girish, D.V. (2010) *Mechanical drives*. [Elektronisk] Belgaum. [Tillgänglig: [http://elearning.vtu.ac.in/12/enotes/Des\\_Mac-Ele2/Unit4&5-DVG.pdf](http://elearning.vtu.ac.in/12/enotes/Des_Mac-Ele2/Unit4&5-DVG.pdf). [2013-05-22]

Henriksson, M. (2005). *Analysis of Dynamic Transmission Error and Noise from a Two-stage Gearbox*, Licentiate Thesis, TRITA-AVE-2005:34 / ISSN-1651-7660, Stockholm.

Helmantel, (2010). Opublicerat manuscript, föreläsningsserie, Powertrain Mechanics TME170, Chalmers tekniska högskola.

Heisler, H. (2002). *Advanced vehicle dynamics*, Butterworth-Heinemann, Woburn.

Jonasson, H. (2005). *Noise Emission of Heavy Vehicles*. [Elektronisk] SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut . Borås. Tillgänglig: [http://www20.vv.se/fud-resultat/Publikationer\\_000001\\_000100/Publikation\\_000090/Noise%20emission%20of%20heavy%20vehicles%20report%20emforeport.pdf](http://www20.vv.se/fud-resultat/Publikationer_000001_000100/Publikation_000090/Noise%20emission%20of%20heavy%20vehicles%20report%20emforeport.pdf) [2013-05-22]

Kostić, S.Ć. & Ognjanović, M. (2007). *The Noise Structure of Gear Transmission Units and the Role of Gearbox Walls*, VOL. 35, No 2.

Kragh, J. Jonasson, H. Plovsing, B & Sarinen, A. (2006). *User's guide Nord2000 Road*. [Elektronisk] Rapport. Delta, SINTEF, SP, VTT Hørsholm Tillgänglig: [http://www.madebydelta.com/imported/images/DELTA\\_Web/documents/TC/acoustics/Nord2000/av117106\\_Users\\_Guide\\_Nord2000\\_Road.pdf](http://www.madebydelta.com/imported/images/DELTA_Web/documents/TC/acoustics/Nord2000/av117106_Users_Guide_Nord2000_Road.pdf) [2013-05-22]

- MAN (2013) [Hemsida] Tillgänglig: <http://www.mantrucksandbuses.co.za/en/trucks>. [2013-05-14]
- Mercedes-Benz, (2013) [Hemsida] Tillgänglig: [http://www.mercedes-benzsa.co.za/products/Mercedes-Benz\\_Trucks](http://www.mercedes-benzsa.co.za/products/Mercedes-Benz_Trucks). [2013-05-09].
- Müller, G. & Möser, M. (2009). *Handbook of engineering acoustics*. Springer Heidelberg New York Dordrecht London. ISBN 978-3-540-69460
- Mägi M. & Melkersson K. (2010) *Lärobok i maskinelement*. EcoDev International AB Kompendiet, Göteborg
- Naturvårdsverket (2008) *Vägtrafikbuller - Nordisk beräkningsmodell reviderad 1996*. [Elektronisk] Rapport. Samproduktion med Vägverket och Nordiska Ministerrådet. Naturvårdsverket förlag. Tillgänglig: [http://www.naturvardsverket.se/Documents/publikationer/620-4653-5\\_del1.pdf](http://www.naturvardsverket.se/Documents/publikationer/620-4653-5_del1.pdf) [2013-05-22]
- Nilsson, I. (2013). *Gear whine noise excitation model*, Master's Thesis in Applied mechanics, Chalmers tekniska högskola, Chalmers Reproservice. ISSN 1652-8557, Göteborg
- Ognjanović, M. & Kostić, S.Ć. (2012). *Gear Unit Housing Effect on the Noise Generation Caused by Gear Teeth Impacts*, Journal of Mechanical Engineering.
- Olsson, A. (2011). *Kopplingsstyrning för ökad drivlinekomfort*, Master thesis MMK 2011: 42 MDA 420. KTH. Stockholm. [Elektronisk] Tillgänglig: [2013-05-22]
- Pettersson, T. (2001). *Torsionsanalys av vevaxeln, kamaxeln och motortransmissionen på Scantias DI2:a*. Luleå.
- Podzharov E., Mozuras A., Alvarez Sanchez J. A. (2003) *Design of high contact ratio spur gears to reduce static and dynamic transmission error*, Universidad de Guadalajara, Mexico.
- Qcity (2011). *Quiet City Transport – Project summary brochure*. [Elektronisk] Tillgänglig: <http://www.qcity.org> [2013-05-22]
- Scania(2013). [Hemsida] Tillgänglig: [http://www.scania.com.au/trucks/truck\\_range](http://www.scania.com.au/trucks/truck_range) [2013-05-14].
- Selim, M.M. (2007). *Torsional Waves Propagation in an Initially Stressed Dissipative Cylinder*. Applied Mathematical Sciences, Vol. 1, 2007 No.29 1419-1427.
- SFS: 2004:675. Förordning om omgivningsbuller. Miljödepartementet
- Shih, S. Yuma, J. & Kittredge, P. (2001). *Drivetrain noise and vibration troubleshooting*. ArvinMeritor Inc. SAE Technical Paper series ISSN 0148-7191.
- Smith, J.D. (2003). *Gear noise and vibration*, Marcel Dekker, Inc. New York.
- Sveriges Åkeriföretag, (2013). *Åkerihandboken 2013*. Sveriges åkeriföretag.
- SwereaIVF, (2002). *KonstruktörsLotsen*, [Elektronisk] Swerea, IVF Industrieforskning och utveckling AB Tillgänglig: <http://lotsen.ivf.se/?path=/KonsLotsen/Bok/Kap3>

/MekaniskaEgenskaper/Vibrationsegenskaper.html [2013-04-28]

Syrjämäki, G. (1995) *En introduktion till dieselmotorer*. Opublicerat utbildningsmaterial för Volvo Penta Industry.

The University of Tennessee, (2009). Bild föreställande förbränningstakter för motor. [Elektronisk] Tillgänglig: <http://www.epamact.tennessee.edu/rice/riceTour5.shtml>. [2013-05-01].

Trafikanalys, (2013). *Transportsektorns samhälls-ekonomiska kostnader – rapport 2013*. [Elektronisk] Rapport 2013:3 Trafikanalys. Brita Saxon. (2013-03-28). Tillgänglig: [http://www.trafa.se/PageDocuments/Rapport\\_2013\\_3\\_Transportsektorns\\_samhaellsekonomiska\\_kostnader\\_2013.pdf](http://www.trafa.se/PageDocuments/Rapport_2013_3_Transportsektorns_samhaellsekonomiska_kostnader_2013.pdf) [2013-05-22]

Trafikverket, (2013). [Hemsida] Tillgänglig: [www.Trafikverket.se /Privat / Miljö & Hälsa/ Hälsa / Buller & Vibrationer](http://www.Trafikverket.se/Privat/Miljo%20%26%20Halsa/Halsa/Buller%20%26%20Vibrationer) [2013-05-22]

Trafikverket, (2010), *Miljözoner - Nationell och internationell nulägesbeskrivning*. Rapport. Trafikverket. ISBN: 978-91-7467-025-7

Tuma, J. (2009). *Gearbox Noise and Vibration Prediction and Control*, International Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 14, No. 2.

Volvo Trucks (2013). [Hemsida] Tillgänglig: [http://www.volvotrucks.com / sweden / lastbilar](http://www.volvotrucks.com/sweden/lastbilar) / [2013-05-01].

Volvo Trucks (2010). *Cirkeln är sluten – Växellådans historia*. [Elektronisk] Publicerad 2010-11-01. Volvo Trucks Europe Division, Public Relations. Tillgänglig: [http://www.volvogroup.com/group/sweden/sv-se/newsmedia/koncernnyheter/2010/\\_layouts/CWP.Internet.VolvoCom/NewsItem.aspx?News.ItemId=91020&News.Language=sv-se](http://www.volvogroup.com/group/sweden/sv-se/newsmedia/koncernnyheter/2010/_layouts/CWP.Internet.VolvoCom/NewsItem.aspx?News.ItemId=91020&News.Language=sv-se) [2013-05-22].

WHO (2009) *Night noise guidelines for Europe*. Rapport. World Health Organisation. ISBN 978 92 890 4173 7

Åkerblom, M. (2008). *Gearbox Noise – correlation with transmissionerror and influence preload*, Doctoral Thesis, Avdelningen för maskindesign, KTH, Stockholm.

Özgülven H. N (1991). *A non-linear mathematical model for dynamic analysis of spur gears including shaft and bearing dynamics*. Journal of Sound and Vibration 145(2), s. 239-260.

Österrikiska Handelskammaren, (2013). *LKV Fahrverbote in Österreich: Überblick - Nachtfahrverbot in ganz Österreich*. [Elektronisk] Tillgänglig: [http://portal.wko.at/wk/format\\_detail.wk?stdid=500872&angid=1](http://portal.wko.at/wk/format_detail.wk?stdid=500872&angid=1) [2013-05-22]

## Appendix I

### Parametrar använda i modelleringen

Material:	Konstruktionsstål
Densitet:	$7850 \text{ kg/m}^3$
Verkningsgrad:	0.98
E-modul:	210 GPa
Kuggbredd:	38 mm
Kugghöjd:	9 mm
Kugghjul A:	Kuggtjocklek: 7 mm Radie=75 mm
Kugghjul B:	Kuggtjocklek: 7 mm Radie: 100 mm
Kugghjul C:	Kuggtjocklek: 8 mm Radie: 40 mm
Kugghjul D:	Kuggtjocklek: 8 mm Radie: 130 mm
Utväxling 1:	$k_{g1} = 44/31$
Utväxling 2:	$k_{g2} = 47/15$
Styvhet i axel 1:	$k_1=700$
Styvhet i axel 2:	$k_2=1166$
Styvhet i axel 3:	$k_3=292$
Radie axel 1:	$r_1=0.050 \text{ m}$
Radie axel 2:	$r_2=0.050 \text{ m}$
Radie axel 3:	$r_3=0.0325 \text{ m}$

## Appendix II

### Studie av produkter på marknaden

Märke	Lastbilsmodell	Växellåda	Antal växlingssteg framåt	Antal växlingssteg bakåt	Utväxling
VOLVO	FM systemet	AT2412D	12	4	14.92-1:1   17.48-3.16:1
	<i>Regional och</i>	AT2612D	12	4	11.73-0.69:1   13.73-2.48:1
	<i>långdistans</i>	ATO2612D	12	4	11.73-0.79:1   13.73-2.48:1
	<i>distribution</i>	VT2009B	9	2	16.85-1:1   15.06-4.02:1
		VT2214B	14	4	16.86-1:1   15.08-3.22
		VTO2214B	14	4	13.51-0.8:1   12.09-2.58:1
		VT2514B	14	4	16.41-1:1   15.08-3.22:1
		VTO2514B	14	4	13.16-0.8:1   12.09-2.58:1
	FH-systemet	AT2412D	12	4	14.92-1:1   17.48-3.16:1
	<i>Långa transporter</i>	AT2612D	12	4	11.73-0.69:1   13.73-2.48:1
		ATO2612D	12	4	11.73-0.79:1   13.73-2.48:1
		AT2812D	12	4	14.94-1:1   17.48-3.16:1
		ATO3112D	12	4	11.73-0.78:1   13.73-2.48:1
		ATO3512D	12	4	11.73-0.78:1   13.73-2.48:1
		VT2214B	14	4	16.86-1:1   15.08-3.22
		VTO2214B	14	4	13.51-0.8:1   12.09-2.58:1
		VT2514B	14	4	16.41-1:1   15.08-3.22:1
		VTO2514B	14	4	13.16-0.8:1   12.09-2.58:1
		VT2814B	14	4	16.41-1:1   15.08-3.22:1
		VTO2814B	14	4	12.96-0.80   11.91-2.54
	FL-systemet	ATO1056	6		6.75-0.78:1   6.06
	<i>Gjord för stadstrafik</i>	ZTO1006	6		6.75-0.78:1   6.06
		ZTO1109	9		9.48-0.75:1   8.97
SCANIA	G 440, P400	GRSO905R	14	2	N/A
	P280/320/400	GRS895	12	2	N/A
	P360	GR905	14	2	N/A
Mercedes	Actros	G211-12	12	4	14.93 – 1.0
Benz	Actros	G280-16	16	4	11.72 – 0.69
	Actros	G330-12	12	4	11.64 – 0.77
	Actros	G240-16	16	2	11.72 – 0.69
	Atego	G56-6	6	1	6.29 – 0.79
	Atego	G60-6	6	1	9.20 – 1.00
	Atego	G85-6	6	1	6.70 – 0.73
MAN	TGS (fjärrtransport)	ZF ASTRONIC 12 AS 2330 /1 OD	14	2	12.33 – 0.78
	TGM (Distribution)	ZF 9S1310 OD	10	1	9.48-0.75