

# Fysikalisk modellering av avancerad racingstötdämpare

Jim Claesson

Examensarbete 2012

---

Avdelningen för Förbränningsmotorer  
Institutionen för Energivetenskaper  
Lunds Tekniska Högskola, Lunds Universitet  
Box 118, 221 00 Lund



*Handledare Modelon*  
Edo Drenth

*Kontaktpersoner Öhlins*  
Atsushi Ishii  
Magnus Danek

*Handledare LTH*  
Lektor Martin Tunér

*Examinator LTH*  
Prof. Bengt Johansson

## Sammanfattning

Stötdämpare används i vägfordon för att ge komfortabel körning och optimera väghållning. Stötdämparens karaktär är avancerad och det krävs kraftfulla verktyg för att kunna modellera en stötdämpare. Öhlins Racing AB i Upplands-Väsby letar efter ett verktyg som fysikaliskt kan beskriva deras produkter och i detta examensarbete görs uppgiften med hjälp av modelleringsspråket Modelica och simuleringsprogrammet Dymola. Produkten som modelleras heter Öhlins TTR och arbetet utförs på Modelon AB i Lund. Först gjordes en litteraturstudie för att få en inblick i vad som tidigare gjorts och då uppdagades att få detaljerade stötdämparmodeller har genererats. För att förstå modelleringarbetet krävs en viss förståelse av både Dymola och av stötdämpare rent generellt. Därför ges i denna rapport en introduktion på hur Dymola fungerar och en teknisk beskrivning över hur stötdämparen fungerar. Modellen byggs upp både med komponenter tillgängliga i Dymola och egengjorda komponenter. Ventilsystem, cylinder, olja och olika fysikaliska fenomen byggs upp och kopplas samman för att sedan kunna simulera den färdiga modellen. Det beskrivs detaljerat hur varje del har modellerats, både med matematiska härledningar och med bilder från Dymola. Mätningar har gjorts hos Öhlins; i flödesbänk för flödesmätning i ventiler och i dynamometer (både sinusformad rörelse och hastighetsramper) för mätning av dämpkraft. Simuleringsresultaten jämförs med mätdata som tagits fram och vissa parametrar i modellen justeras in för att få bättre överensstämmelse. Modellen visade sig ge bra resultat och fångade upp mycket av stötdämparens komplexa karaktär.

## Abstract

A shock absorber is used in road vehicles to provide comfortable driving and to optimize the grip. The characteristics are advanced and it takes powerful tools to model a shock absorber. Öhlins Racing AB in Upplands-Väsby is looking for a tool to physically describe their products; in this thesis the task is performed by using the modeling language Modelica and the simulation tool Dymola. The modeled product is named Öhlins TTR and the work takes place at Modelon in Lund. First a literature survey was made to get a glimpse in what was created previously and it showed that only a few detailed shock absorbers have been modeled. To understand the modeling work a certain understanding of both Dymola and shock absorbers in general is required. Therefore this thesis gives a short introduction into how Dymola works and a technical description of the shock absorber. The model is built up by both components available in Dymola and self-made components. Valve system, cylinders, oil and other physical phenomena are built and then connected in order to simulate the complete model. Detailed descriptions will be given on how each part was modeled, the descriptions will be given both with mathematical derivations and images from Dymola. The measurements was made at Öhlins; in a flowbench to measure flow through valves and in a dynamometer (both with sinus shaped position and speed ramps) to measure the damper force. The simulation results are then compared to the measurements data and some parameters in the model are being adjusted in order to get a better match. It turned out that the model gave good results and did reflect much of the shock absorbers complex characteristics.

## Förord

Detta examensarbete har gjorts för institutionen för Energivetenskaper på Lunds Tekniska Högskola (LTH).Handledare på LTH är lektor Martin Tunér, som har erfarenhet av både stötdämpare och handledning av examensarbete. Examinator för detta arbete är professor Bengt Johansson.

På Modelon AB i Lund, utfördes all modellering och simulering. Kompetens och stöd fanns från medarbetarna men främst från handledaren i detta examensarbete, Edo Drenth. Modelon tillhandahöll också Dymolalicens, så det fanns tillgång de modellbibliotek som behövdes för att fånga upp en så korrekt stötdämparkaraktär som möjligt.

Hos Öhlins Racing AB i Upplands-Väsby gjordes mätningar på en fysisk produkt för att kunna modellera en så realistisk modell som möjligt. Kontaktpersoner på Öhlins var Atsushi Ishii och Magnus Danek som hjälpte till vid diverse problem och frågeställningar.

Tack!

# Innehållsförteckning

<b>SAMMANFATTNING</b> .....	<b>2</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>2</b>
<b>FÖRORD</b> .....	<b>3</b>
<b>ORDLISTA</b> .....	<b>6</b>
<b>NOMENKLATUR</b> .....	<b>6</b>
<b>1 INLEDNING</b> .....	<b>9</b>
1.1 BAKGRUND.....	9
1.2 SYFTE OCH MÅLSÄTTNING.....	9
1.3 LITTERATURSTUDIE.....	9
<b>2 TEKNISK BESKRIVNING</b> .....	<b>11</b>
2.1 STÖTDÄMPARENS FUNKTION.....	11
2.1.1 Ventilernas funktion .....	12
2.1.2 Oljeflödet i stötdämparen .....	12
2.2 HYSTERES.....	13
2.3 JUSTERINGAR.....	13
2.3.1 Externa justeringar.....	13
2.3.2 Interna justeringar.....	14
2.3.3 Val av inställningar.....	14
<b>3 INTRODUKTION DYMOLA</b> .....	<b>15</b>
3.1 ANVÄNDARVÄNLIGHET.....	15
3.2 MODELLERINGSFÖRMÅGA .....	17
3.3 SIMULERINGSPRESTANDA .....	17
3.4 EXPORTERING AV MODELLER OCH SIMULERINGSMÖJLIGHETER MED ANDRA MJUKVAROR .....	18
3.5 KOSTNAD .....	18
3.6 GENERELLT INTRYCK .....	18
<b>4 MODELLERING</b> .....	<b>19</b>
4.1 RIGGEN .....	19
4.2 STÖTDÄMPAREN.....	21
4.2.1 Cylinder och kolv.....	22
4.2.2 Kanalen.....	23
4.2.3 Gasackumulatorn .....	24
4.3 TÖJNING AV INRE CYLINDERVÄGG.....	24
4.3.1 Krav på axiella spänningen för ekvationernas giltighet .....	25
4.4 VENTILERNA .....	26
4.4.1 Lågfartsventilen.....	27
4.4.2 Högfartsventilen.....	28
4.4.3 Backventilen .....	35
4.5 OLJAN .....	36
4.5.1 Densitet .....	37
4.5.2 Bulkmodul.....	37
4.5.3 Viskositet .....	38
4.5.4 Kavitation .....	39
4.6 ELASTISK FJÄDRING, DÄMPNING OCH FRIKTION .....	40

4.7	TERMODYNAMISKA SAMBAND .....	40
4.7.1	<i>Energibalans</i> .....	40
4.7.2	<i>Massbalans</i> .....	42
4.7.3	<i>Värmeöverföring</i> .....	42
<b>5</b>	<b>MODELLENS INSTÄLLNINGSMÖJLIGHETER .....</b>	<b>44</b>
<b>6</b>	<b>JÄMFÖRELSE MODELL MED MÄTDATA .....</b>	<b>46</b>
6.1	SINUSFORMAD RÖRELSE .....	47
6.2	HASTIGHETSRRAMP .....	48
6.3	UPPVÄRMNING .....	49
6.4	CYLINDERTÖJNING .....	50
6.5	HELFORDONSSIMULERING MED VDL .....	51
<b>7</b>	<b>DISKUSSION OCH SUMMERING.....</b>	<b>53</b>
<b>8</b>	<b>FÖRSLAG TILL FÖRÄNDRINGAR .....</b>	<b>54</b>
<b>9</b>	<b>LITTERATURFÖRTECKNING.....</b>	<b>55</b>
	<b>BILAGA 1 – VÄRDEN FÖR BESKRIVNING AV LÅGFARTSVENTILENS KARAKTÄR.....</b>	<b>56</b>
	<b>BILAGA 2 – JÄMFÖRELSE, SINUSFORMAD RÖRELSE .....</b>	<b>57</b>
	<b>BILAGA 3 – JÄMFÖRELSE, HASTIGHETSRRAMP .....</b>	<b>62</b>

## Ordlista

Svenskt ord	Engelskt ord
Grafiskt gränssnitt	Graphical user interface (GUI)
Lågfartsventil	Bleeder
Retur	Rebound
Separationsplatta	Separation plate
Ventilsäteshållare	Shuttle guide
Värmeledning	Conduction

## Nomenklatur

### Riggen

Beteckning	Namn
$A$	Slagets amplitud
$\theta$	Fasförskjutning
$v_{max}$	Maximal hastighet
$t$	Tid
$f$	Frekvens

### Stötdämparen

Beteckning	Namn
$d_i$	Gasackumulatorns innerdiameter
$s_{max}$	Gasackumulatorns slaglängd

### Töjning av inre cylindervägg

Beteckning	Namn
$\sigma_\theta$	Tangentiell spänning innerröret
$\sigma_A$	Axiell spänning på innerröret
$\Delta p_o$	Tryckskillnad mellan returkammare och atmosfär
$\Delta p_i$	Tryckskillnad mellan kompressions- och returkammare
$A_i$	Tvärsnittsarea för innerröret
$A_o$	Tvärsnittsarea för ytterröret
$d_i$	Innerrörets diameter
$d_o$	Ytterrörets diameter
$t_i$	Innerrörets tjocklek
$t_o$	Ytterrörets tjocklek
$\varepsilon_\theta$	Tangentiell töjning innerröret
$\varepsilon_A$	Axiell töjning innerröret
$D$	Cylinderdiameter
$L_{comp}$	Kolvens position från fullt komprimerad
$\Delta V_{comp}$	Volymförändringen i kompressionskammaren pga. töjning i innerröret
$E$	Elasticitetsmodul
$\nu$	Poissons tal
$D_{skruv}$	Skruvdiameter
$F_{skruv}$	Skruvens axiella kraft
$M_{skruv}$	Skruvens åtdragningsmoment
$t_{skruv}$	Anläggningsytans bredd

## Ventilerna

Beteckning	Namn
$Q$	Flöde
$C_d$	Flödeskoefficient
$A$	Ventilens öppningsarea
$\rho$	Densitet
$\Delta p$	Tryckskillnad
$h$	Konhöjd
$r$	Konradie
$k$	Fjäderkonstant
$B_{sys}$	Extensiv storhet
$\beta$	Intensiv storhet
$\mathbf{p}$	Rörelsemängdsvektor
$\mathbf{v}$	Hastighetsvektor
$A_{out}$	Area ut ur kontrollvolymen
$A_{in}$	Area in i kontrollvolymen
$v_{out}$	Beloppet av hastigheten ut ur kontrollvolymen
$v_{in}$	Beloppet av hastigheten in i kontrollvolymen
$\mathbf{n}_x$	Normalkomponent i axiell riktning
$s$	Ventilens öppningsavstånd
$t$	Avstånd mellan ventilsäte och ventilhylsan vid stängd ventil
$\delta$	Vinkel mellan axiell riktning och hastighet ut ur kontrollvolymen
$\alpha_V$	Volymetrisk termisk expansionskoefficient
$T_{mätning}$	Temperatur vid mätning av backventilen
$T_{ref}$	Referenstemperatur
$\rho_{ref}$	Oljans densitet vid $T_{ref}$

## Oljan

Beteckning	Namn
$p$	Tryck
$p_0$	Atmosfärstryck
$T$	Temperatur
$T_0$	Starttemperatur
$V$	Volym
$\rho$	Densitet
$\rho_0$	Densitet vid $T_0$ och $p_0$
$\rho_T$	Oljans densitet sfa. tryck vid konstant temperatur
$\rho_{0T}$	Oljans densitetsvariation pga. tryckvariationer
$\rho_p$	Oljans densitet sfa. temperatur vid konstant tryck
$\rho_{0p}$	Oljans densitetsvariation pga. temperaturvariationer
$\gamma$	Isentropisk expansionsfaktor
$\beta_l$	Bulkmodul vid atmosfärstryck och starttemperatur
$\beta$	Bulkmodul vid rumstemperatur
$R$	Volymfraktion gas

## Termodynamiska samband

Beteckning	Namn
$c_p$	Specifik värmekapacitet vid konstant tryck
$h$	Specifik entalpi

$H$	Entalpi
$u_{cv}$	Specifik intern energi i kontrollvolymen
$U_{cv}$	Intern energi i kontrollvolymen
$H_{in}$	Entalpi in i kontrollvolymen
$H_{out}$	Entalpi ut ur kontrollvolymen
$Q$	Värme in i kontrollvolymen
$W_{shaft}$	Arbete
$k$	Värmeledningskoefficient
$A$	Värmeöverförande area
$x$	Vägg tjocklek
$T$	Temperatur



# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

Öhlins Racing är världsledande inom stötdämpare och har varit så de senaste decennierna. Nu letar de efter ett modellerings- och simuleringsprogram som fysikaliskt kan beskriva deras produkter på ett bra sätt. Detta är ett av flera parallella examensarbeten som görs i olika modelleringsprogram för att Öhlins ska kunna utvärdera vilket som är mest lämpat för deras behov. I detta examensarbete löses uppgiften med modelleringsspråket Modelica och simuleringsprogrammet Dymola.

Den stötdämpare som ska modelleras heter TTR36 och används främst inom bilsportsklasserna DTM, Le Mans och IndyCar. Stötdämparmodellen ska byggas upp av de komponenter som finns i en stötdämpare, dvs. ventilsystem, cylinder, olja och gasackumulator för att nämna några. Modellen ska sedan valideras och kalibreras med hjälp av tester av ventiler i flödesbänk och körning av stötdämparen i en dynamometer (som mäter dämpkraft mot dämphastighet).

I mekaniken beskrivs vanligtvis en dämpare med ett linjärt samband mellan kraft och hastighet,  $F = c * v$ , men Öhlins stötdämpare kommer visa sig vara mycket mer avancerad än så.

## 1.2 Syfte och målsättning

Det huvudsakliga syftet med detta projekt är att Öhlins ska få underlag till sin programutvärdering av Dymola. Den modell som skapas ska kunna användas som grund för nya stötdämparmodeller. Det är även viktigt att den fångar upp så mycket som möjligt av stötdämparens statiska och dynamiska karaktär genom att modellera de fenomen som är viktiga att ta hänsyn till i en stötdämpare. Modellen ska snabbt och enkelt kunna ge information och jämföra hur stötdämparen beter sig vid olika justeringar är viktigt ur ett användarvänlighetsperspektiv.

## 1.3 Litteraturstudie

För att undvika att återuppfinna hjulet har en litteraturundersökning gjorts. Datorsimuleringar har eskalerat de senaste åren men är fortfarande ett relativt nytt område. De sökhjälpmedel som användes var Google, Society of Automotive Engineers (SAE) och Institute of Electric and Electronics Engineers (IEEE). Vid informationssökningarna fokuserades det på att hitta modellering och simulering gjord med Modelicakod, till exempel i Dymola. Även andra detaljerade modeller och simuleringar skapade i andra programvaror söktes, då helst med experimentella uppmätta värden för att verifiera modellen. Frågor ställdes även till Öhlins för att se vad de hade för modellering och simuleringssuppsatser som gjorts hos dem tidigare. Det har gjorts få undersökningar och uppsatser i stötdämparmodellering och några av de förslagen och resultaten beaktas i detta examensarbete.

Det nuvarande Vehicle Dynamics biblioteket i Dymola innehåller inte några detaljerade stötdämparmodeller. De nuvarande modellerna har endast en dämpare med bilinjär karaktär. Däremot så finns det komponenter i hydraulikbiblioteket för att kunna bygga upp en stötdämpare, bland annat olika strypningar, backventiler, volymer, kolvar och cylindrar m.m.

En MR-stötdämpare (MR står för magnetorheological) simulerades i (1) med hjälp av Dymola. Denna specifika stötdämpare kan ändra egenskaper under körning, beroende av väg och förare, dvs. en aktiv stötdämpare. Det här åstadkoms genom att lägga på en ström genom oljan som innehåller magnetiska partiklar, detta ändrar i sin tur oljans egenskaper. Experimentell data togs fram i diagram över dämpningskraft mot dämpningshastighet. En matematisk funktion definieras för att passa in på

experimentellt framtagen data. Detta har gjorts för olika strömmar för att få en korrekt karaktär. Denna stötdämpares karaktär var alltså helt och hållet numerisk approximerad och är alltså ingen fysikalisk modell. Det föreslogs en vidare undersökning av de olika tillgängliga biblioteken i Dymola vid stötdämparmodellering.

Simulink användes i (2) vid simulering av en Öhlins TPX-stötdämpare (som används i rallybilar) i ett examensarbete. TPX-stötdämparen använder shimsstack i ventilerna, till skillnad från TTR-dämparen som har en konventil. Slutsatsen var att förfiningar behövdes innan modellen kunde användas som ett verktyg för att optimera TPX-stötdämpare. Trots att modellen var mycket detaljerad avvek de experimentella resultaten från de uppmätta värdena trots att de hade samma karaktär. Det föreslogs att man i framtida arbeten bör beakta oljans bulkmodul som funktion av temperatur och tryck då denna kan vara en orsak till avvikelserna.

En dubbelrörsdämpare modellerades med Modelicakod i (3). Den aktuella stötdämparen är en fysikalisk modell men de hade inte experimentell data att bekräfta sina resultat med. Modellen var uppbyggd av flera strypningar och backventiler. En sinusformad rörelse lades på stötdämparen och ett diagram över kraft mot hastighet kunde sedan ritas upp genom att räkna ut hastigheten och reaktionskraften på kolven. Till modelleringen användes ett egenutvecklat program för att skapa Modelicakoden. Denna modell hade låg komplexitet och stötdämparkonstruktionen skiljer sig ganska mycket från modellen i mitt arbete.

I (4) beskrivs en dubbelrörsdämpare (med separat cylinder inuti stötdämparen som kolven löper i) modellerad och simulerad i Dymola liknande den i (3). Stötdämparen beskrevs av en matematisk modell och byggdes sedan upp av kolvar, ventiler och volymer. Artikeln behandlade främst parametrar som skapar osäkerhet i resultatet. Två kritiska parametrar som studerades var retur fjäderens fjäderkonstant och kompressionventilens E-modul. Artikeln visade att resultatet på dämparnivå avvek märkbart vid osäkerhet av dessa parametrar.

Metoder för att beskriva stötdämparkaraktern kräver att det finns tillgång till fluidegenskaper, geometri samt information om ventilernas och strypningarnas karaktär. Dessa metoder beskrivs i (5). Strypningarnas karaktär kan mätas upp i en flödesbänk som mäter flöde som funktion av tryckfall. Modellen kan användas för olika approximationsnivåer som också beskrivs, där den mest avancerade även tar med kavitation och bulkmodul. Noggranna mätningar görs på varje enskild ventil för att få fram rätt karaktär och resultaten av dessa mätningar används sedan i modellen där ventilerna beskrivs i princip matematiskt. Inga termiska effekter togs med i modellerna, men föreslogs för framtida arbeten.

De flesta artiklar och examensarbeten i ämnet har använt en vanlig enkelrörsdämpare (stötdämpare uppbyggd av endast en cylinder) eller dubbelrörsdämpare och inte så mycket som liknar TTR-dämparens design. Denna undersökning har gett idéer kring stötdämparens olika parametrar och komponenter, bland annat hur de kan mätas och vad som kan försummas. Dessutom har den gett en överblick på vad som har gjorts kring stötdämparmodellering och simulering. Ett problem har varit att avgränsa förenklingarna, alltså vilka delar som kan förbises. En slutsats av denna studie är att det har generellt sett varit väldigt svårt att fånga upp stötdämparens karaktär i tidigare arbeten.

## 2 Teknisk beskrivning

### 2.1 Stötdämparens funktion

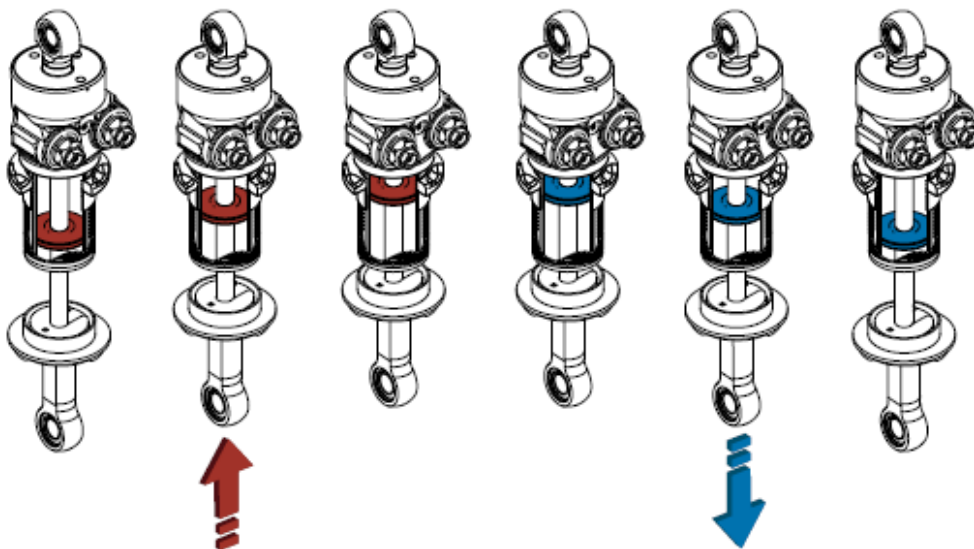
TTR-stötdämparen har enligt Öhlins en rad fördelar jämfört med andra stötdämpare. Den har fyra av varandra oberoende justeringar, två lågfartsjusteringar och två högfartsjusteringar. Den har en så kallad "through-rod"-design som innebär att det sitter en kolvstång på båda sidor om kolven. Den ena kolvstången är den som tar upp kraft, medan den andra löper fritt inne i stötdämparen. På så sätt erhålls lika stor area på båda sidor om kolven.

Den stötdämpare som studerats heter TTR36, där 36 står för cylinderns diameter på 36mm. TTR36 finns i sex geometriskt olika varianter. Bland annat skiljer sig slaglängd och kolvstångsarea mellan modellerna. Skillnaderna beror på bland annat hur mycket plats som finns samt hur hårt dämparen används.

På stötdämparen finns också en gasackumulator som sitter mellan kompressions- och returventilerna. Gasackumulatören är dels fylld med olja och dels med kväve. Inuti finns en rörlig kolv som skiljer gasen från oljan. Om stötdämparen är stilla har oljan i systemet samma tryck som kvävet i gasackumulatören, vilket är 5bar övertryck. Gasackumulatörens huvudsakliga uppgift är att trycksätta oljan och tillåta den expandera när arbetstemperaturen ökar.

Kompressionslaget är när dämparen trycks ihop, alltså då kolv och kolvstång rör sig in i stötdämparen. Kompressionsidan är den sida som är framför kolven vid ett kompressionsslag. Kompressionsventilen är den uppsättning ventiler som sitter på kompressionsidan. Ett kompressionsslag illustreras som rött i Figur 1.

Returslaget å andra sidan är när dämparen dras isär, kolv och kolvstång rör sig då ut från stötdämparen. Retursidan är den sida som är framför kolven vid ett returslag. Returventilen är den uppsättning ventiler som sitter på retursidan. Ett returslag illustreras som blått i Figur 1.



Figur 1 - Kompressionsslag (t.v.) och returslag (t.h.) (6)

### 2.1.1 Ventilernas funktion

Ventilerna består av två uppsättningar (för kompression och retur) av följande: lågfartsventil, högfartsventil samt en backventil. Dessa tre ventiler sitter parallellt med varandra.

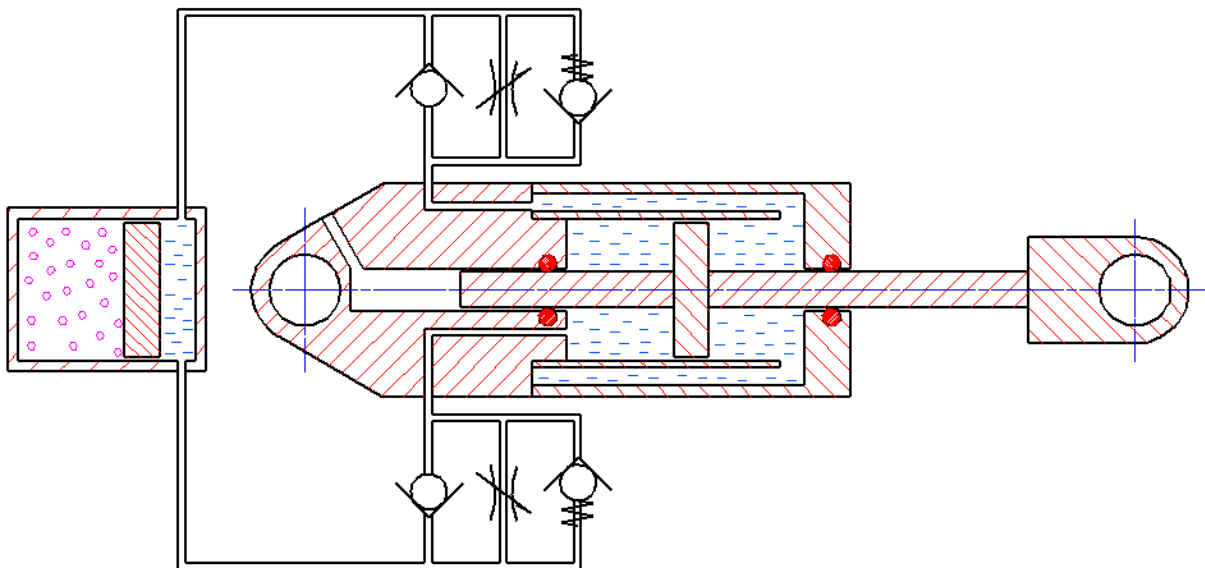
Lågfartsventilen är en vanlig strypning vars strypningsarea beror på en extern justering. Namnet lågfart kommer ifrån att den har störst inverkan på låga flödes hastigheter, när högfartsventilen är stängd. Vid högre flödes hastigheter går oljan genom högfartsventilen.

Högfartsventilen är en form av backventil. Vid flöde från ena hållet flödar det inte alls, medan det från andra hållet flödar om tryckskillnaden överstiger öppningstrycket. När ventilen öppnar varierar både öppningsarean och areorna trycket verkat på, eftersom ventilen är konformad. Summan av alla krafter ger ventilens acceleration med Newtons lag.

Bakom högfartsvolymen finns en oljevolymer som avskiljs från lågtryckssidan med en strypning. Med volym på baksidan av ventilen blir ventilen dämpad, så den inte öppnar så snabbt när tryckskillnaden väl överstiger öppningstrycket.

### 2.1.2 Oljeflödet i stötdämparen

Figur 2 visar stötdämparen i genomskärning. Stötdämpare brukar karakteriseras med kraft som funktion av hastighet. Vid låga flödes hastigheter (dvs. låg kolv hastighet) går oljan genom lågfartsventilen (mittensta ventilen) till gasackumulatorn, men vid högre flödes hastigheter går oljan främst genom högfartsventilen (längst till höger av ventilerna) på samma sida. Oljan fortsätter genom backventilen (längst till vänster av ventilerna) på motsvarande sida. Över ventilerna fås ett visst tryckfall, beroende på hur högt flödet/kolv hastigheten är. Samma tryckfall fås över kolven och det är just detta tryckfall som ger upphov till en dämpkraft.

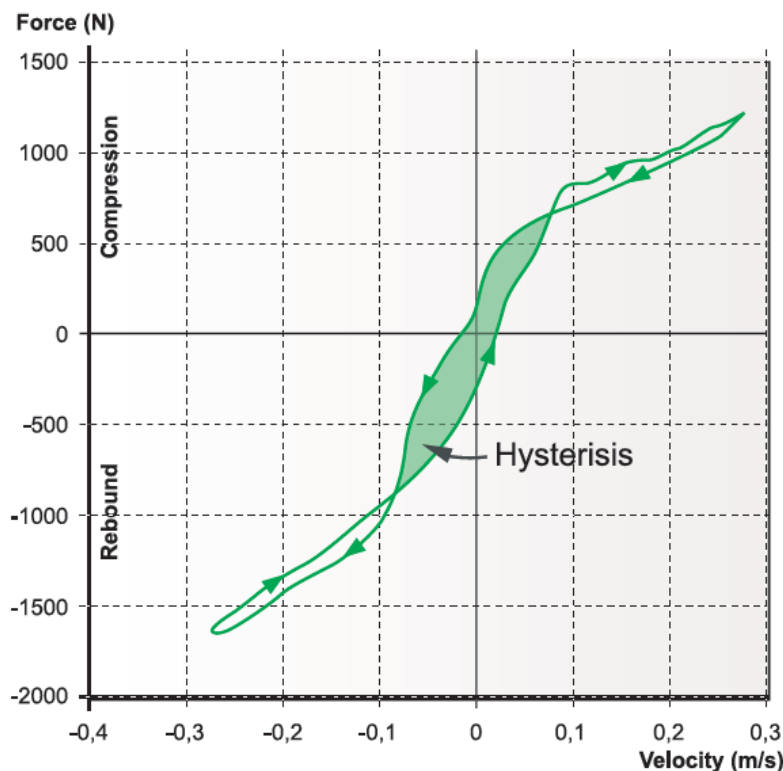


Figur 2 – Stötdämparen i genomskärning

## 2.2 Hysteres

När stötdämparen körs sinusformigt (lägesmässigt) i en rigg kan en viss hysteres identifieras i diagrammet över kraft mot hastighet. Orsaken till denna hysteres är att stötdämparen är olika hård vid en accelererande och decelererande rörelse av kolven och sker nära vändläget, när kolvhastigheten är låg. Magnituden av hysteres ges av arean i diagrammet över kraft mot hastighet, se Figur 3.

Huvudorsaken till hysteres är mekanisk deformation och glapp. Detta beteende är oerhört viktigt att ta hänsyn till då det har stor inverkan på stötdämparens dynamiska karaktär. Hysteres blir tydligare vid högfrekventa rörelser där mekaniskt glapp och deformationer syns tydligt. Det tar dessutom viss tid innan trycket har byggts upp. Högfrekventa rörelser syns i stötdämparens diagram över kraft mot hastighet där acceleration- och decelerationrörelsen följer varandra sämre nära vändläget.



Figur 3 - Grafisk illustration av hysteres (6) i ett diagram över hur kraften varierar med hastigheten

## 2.3 Justeringar

För att uppnå önskad karaktär kan en rad olika justeringar göras för varje ventil. Man brukar tala om externa och interna justeringar, vilket förklaras nedan.

### 2.3.1 Externa justeringar

En extern justering kräver inte att stötdämparen plockas av från fordonet och skruvas isär. Dessa justeringar tar endast några sekunder per stötdämpare. Det finns goda möjligheter till att göra justeringar på TTR-stötdämparen, 51 respektive 41 justeringar på lågfarts- respektive högfartsjustering. Ett steg i justeringarna brukar kallas "ett klick", just eftersom det både känns och hörs som ett klick när en justering görs.

Högfartsjusteringen spänner fjädern som förspänner ventilen. Vid 0 klick är fjädern inte förspänd, ökas antal klick fås en mer spänd fjäder och i sin tur en större dämpningskraft.

Lågfartsjusteringen ändrar strypningsarean på lågfartsventilen. Vid 0 klick är öppningsarean så stor som möjligt, ökas antal klick erhålls en mindre strypningsarea och i sin tur en större dämpningskraft.

### **2.3.2 Interna justeringar**

Interna justeringar kräver att stötdämparen plockas av och ventilen demonteras från stötdämparen. Dessa är alltså mer komplicerade än de externa justeringarna, men att möjligheten finns är viktig då de externa justeringarna inte alltid räcker till. TTR-stötdämparen används i olika sorters bilar som också kräver olika inställningar.

De interna justeringarna görs på högfartsventilen. Det finns flera olika varianter och totalt kan fyra olika fjädrar, fem olika ventilgeometrier samt tre olika ventilsäteshållare väljas. Olika kombinationer kan göras för retur och kompression om så önskas.

### **2.3.3 Val av inställningar**

Med de olika stötdämparvarianterna samt de externa och interna justeringarna finns det väldigt många olika kombinationer för TTR. Givetvis behöver inte alla kombinationer testas för att hitta önskad karaktär. Oftast ändras en sak i taget, med mycket kunskap behövs inte så många ändringar göras för att komma nära en bra kombination. För att veta beteendet innan en viss inställning görs så krävs det ett bra simuleringsverktyg. Med ett bra simuleringsverktyg kan en intern eller extern justering göras i datorn innan den görs i stötdämparen. Om det är känt vilken karaktär som önskas på stötdämparen, kan denna först tas fram i simuleringsprogrammet genom att ändra de olika parametrarna. Därefter ställs den fysiska stötdämparen in med samma inställningar.

### 3 Introduktion Dymola

Dymola utvärderas utifrån ett antal punkter som Öhlins har satt upp

- Användarvänlighet
  - Dokumentation
  - Installation
  - Grafiskt gränssnitt (GUI, Graphical User Interface)
  - Modellspråkets syntax
  - Utbildning
- Modelleringsförmåga
  - Nuvarande modellers styrka
  - Möjligheten att skapa egna modeller
  - Underhåll och återanvändning
- Simuleringsprestanda
  - Komplexitet av resulterande modeller och kod
  - Simuleringshastighet
  - Stabilitet
  - Anpassningsbarhet (olika lösare, stegstorlek)
- Exportering av modeller och simuleringsmöjligheter med andra mjukvaror
  - Användarvänlighet
  - Flexibilitet
  - Gränssnitt
  - Inställningsmöjligheter
  - Simuleringsmöjlighet med Matlab/Simulink
  - Simuleringsmöjlighet med CarSim/BikeSim
- Kostnad
  - Licenskostnad
  - Kostnad av tjänster
  - Total kostnad av inrättning, utbildning och underhåll
- Generellt intryck

Dymola använder det kostnadsfria objektorienterade programmeringsspråket Modelica. Dymola utvecklas av Dassault Systèmes Lund AB och används inom många olika sorters industrier så som fordon, flyg och försvar, industriell utrustning och energi. Modelicaspråket utvecklas av den icke vinstdrivande föreningen Modelica Association. För att påverka standarden krävs medlemskap.

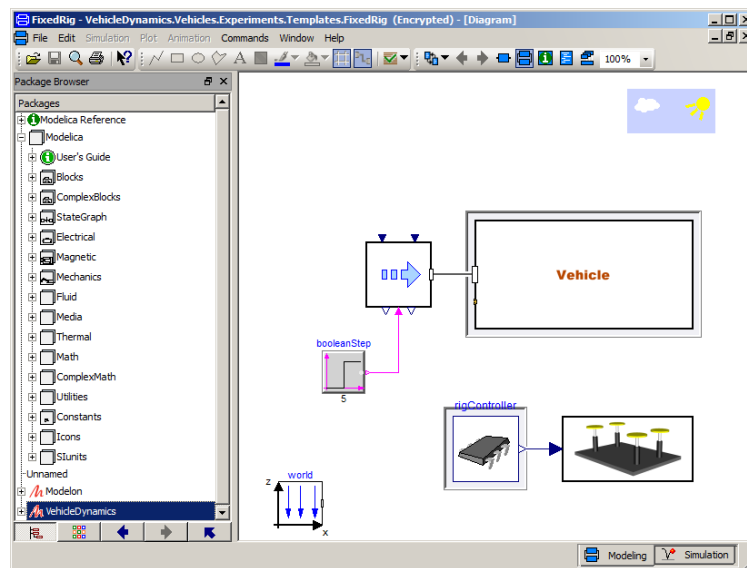
#### 3.1 Användarvänlighet

Det finns dokumentation tillgänglig efter installering av Dymola och denna består av nästan 1000 sidor. Den är uppdelad i två delar där den första tar upp grunderna; hur en modell byggs och simuleras. Denna del har bland annat lärorika och instruktiva exempel, omfattande information om hur Dymola installeras på olika plattformar och en "kom igång manual" för den som är ny med programmet. Den andra delen av manualen tar upp mer avancerade funktioner.

Senaste versionsinformationen finns, för att få en uppfattning om vilka de senaste funktionerna i Dymola är. Det finns en manual över hur modeller exporteras från Dymola. En manual över programmeringsspråket Modelica finns, en "kom igång manual" samt språkspecifikationer (med

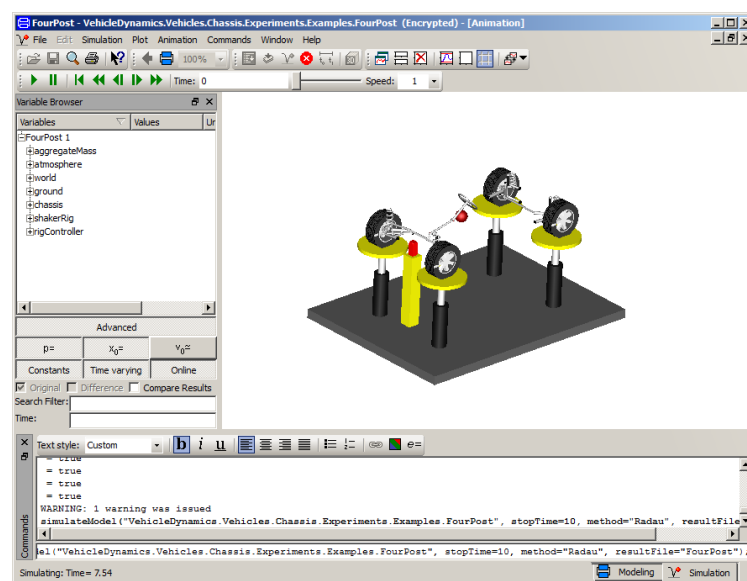
syntaxbeskrivning etc.). Manualer för de olika biblioteken finns, både de kostnadsfria biblioteken och de som användaren har licens för. Manualen skrivs av de som är ansvariga för respektive bibliotek.

Grafiska gränssnittet är användarvänligt och lätt att lära sig som ny användare av Dymola. Det finns två olika lägen; ett modelleringsläge och ett simuleringsläge. I modelleringsläget (se Figur 4) finns "package browsern" till vänster, som innehåller alla bibliotek. Biblioteken innehåller i sin tur alla komponenter tillgängliga. Till höger finns "diagram view", där modellen byggs. I denna vy finns det två sätt att lägga till ny information i modellen. Ett sätt är att lägga till en komponent, koppla ihop komponenter eller ändra en parameter läggs Modelicakod automatiskt in i textvyn. Alternativt kan text direkt läggas in i textvyn.



Figur 4 – Dymolas modelleringsläge

I simuleringsläget (se Figur 5) finns "variable browsern" till vänster, där väljs de variabler som ska plottas. Till höger finns animerings- eller plotvyn, där modellens beteende kan studeras.



Figur 5 – Dymolas simuleringsläge



Utbildning finns tillgänglig genom att följa den medföljande "kom igång manualen" eller läsa manualerna för respektive bibliotek. Dessa manualer innehåller exempel och textinformation.

Alternativt erbjuder Modelon AB utbildning i form av föreläsningar och övningstillfällen på utvalda uppgifter. Erfaren Modelonpersonal håller i föreläsningarna och hjälper till under övningstillfällena. På föreläsningarna fås teoretisk kunskap och under övningstillfällena görs de rekommenderade uppgifterna och möjlighet till hjälp finns om man kör fast eller har frågor. Inkluderat i kursen är en licens och kurslitteraturen innehållande alla föreläsningssanteckningar och rekommenderade uppgifter.

### 3.2 Modelleringsförmåga

Dymola har existerande schablonbaserade modeller, exempelvis riggen i Figur 4. Det finns dokumentation tillgänglig för varje komponent som berättar vilka komponenter som ska läggas till i modellen för att kunna simulera den. I denna dokumentation står också hur komponenten används. I detta fall behöver en styrenhet och ett fordon läggas till. Detta schablonbaserade tillvägagångssättet är väldigt användbart eftersom det finns många fordon att välja mellan. Ett eget fordon kan däremot också byggas upp. Då väljs själv vilka bromsar, chassi, drivlina osv. som ska användas. Även för dessa delar kan existerande modeller användas alternativt att man bygger ihop en egen.

Eftersom Modelica är ett objektorienterat programmeringsspråk finns det möjligheter att återanvända modeller. När en ny komponent byggs kan kommandot "extend" användas för att återanvända allt i en annan komponent. Om detta görs kopieras inte modellen, istället ärvs all information och programmet sparar bara de ändringar som görs. Så en specifik komponent kan sparas med olika inställningar, till en mycket låg minneskostnad.

De existerande biblioteken är kraftfulla och har även goda möjligheter för användarna att skapa sina egna modeller utifrån de existerande. Modellerna kan då bara "extendas" eller kopieras. Biblioteken underhålls och utvecklas av olika institut och företag. Modelon utvecklar, underhåller och ger support till bland annat fordonsdynamik-, luftkonditionering-, hydraulik- och pneumatikbiblioteken.

### 3.3 Simuleringsprestanda

Dymola använder en hierarkisk struktur som beskrevs i förra avsnittet, dvs. en komponent är uppbyggd av andra komponenter som är sammankopplade med varandra. Det är upp till användaren att bestämma vilka komponenter som ska ingå i en grupp som en ny komponent. Både modellen och koden blir lättare att förstå eftersom koden för varje underkomponent inte är synlig.

Det är svårt att säga om ett modellerings- och simuleringsverktyg simulerar snabbt, eftersom allt är relativt. Jämfört med Simulink/SimMechanics och MapleSim har Dymola den snabbaste lösaren enligt (7). Ett test gjordes med samma numeriska toleranser för en viss modell. Dymola simulerade konstruktionen ungefär 50% snabbare än de två övriga. Givetvis kan detta variera beroende på vad för typ av modell som simuleras, men studien gav intrycket att Dymola är ett snabbt simuleringsverktyg.

Standardtoleransen i Dymola ligger på  $10^{-4}$  med Dassl-algoritm, men kan väljas godtyckligt (såväl som stegstorleken). Tabell 1 visar vilka olika lösningsalgoritmer som finns tillgängliga i Dymola. Det finns fyra olika med fix stegstorlek, se Tabell 2. Mer information om olika lösare och vilken som bör användas hittas i (8) sidan 407.

Tabell 1 – lösaralgoritm (8)

Algorithm	Order	Stiff	A-stable	Dense output	Root finder	Method
LSODAR	1-12, 1-5	Both	No	Yes	Yes	Multiple step/ Adams methods
DASSL	1-5	Yes	No	Yes	Yes	Multiple step/BDF
Radau IIa	5	Yes	Yes	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Esdirk23a	3	Yes	Yes	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Esdirk34a	4	Yes	Yes	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Esdirk45a	5	Yes	Yes	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Dopri45	5	No	NA	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Dopri853	8	No	NA	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Sdirk34hw	4	Yes	Yes	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Cerk23	3	No	NA	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Cerk34	4	No	NA	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta
Cerk45	5	No	NA	Yes	Yes	Single-step/Runge-Kutta

Tabell 2 - realtids lösaralgoritm (8)

Algorithm	Order	Stiff	Dense output	Root finder
Euler	1	No	No	Yes
Rkfix2	2	No	No	No
Rkfix3	3	No	No	No
Rkfix4	4	No	No	No

### 3.4 Exportering av modeller och simuleringsmöjligheter med andra mjukvaror

Functional Mock-up Interface (FMI) är en gränssnittsstandard för användning och simulering av modeller i olika program. FMI tillåter export och import mellan en rad olika programvaror, till exempel Dymola, MotorcycleMaker/CarMaker, Simulink samt en hel del andra. Dymola går också att samspela med CarSim/BikeSim via Simulink (med eller utan FMI). Dock kräver detta fall tre programvaror istället för två som det krävs för Dymola till MotorcycleMaker/CarMaker. För aktuell lista över de programvaror som Dymola samspelar med via FMI, se (9). Det är också möjligt att importera en CAD-modell till Dymola vid animering av modellen, detta beskrivs vidare i (10).

### 3.5 Kostnad

Pris på utbildning, licens och underhåll sätts individuellt. Kontakta Modelon AB för offert.

### 3.6 Generellt intryck

Dymola är mycket lätt att lära och har ett grafiskt gränssnitt som gör saker lätt att hitta. Den stora mängd dokumentation som finns tillgänglig gör det lätt för nya användare att börja använda Dymola och för de erfarna användarna att lära sig nya saker. Dymola är väl etablerat och har inga barnsjukdomar. Det finns tusentals existerande modeller och mycket folk som jobbar på att utveckla biblioteken. Information kan antingen läggas till genom "drag-and-drop"-modellering eller programmering med Modelicakod. Allt detta gör Dymola till ett säkert val för användaren.





## 4 Modellering

Modellering handlar om att göra förenklingar av verkligheten, dvs. inte att göra en perfekt verklighetsbild. Inga modeller kan ge en exakt beskrivning eftersom många parametrar måste uppskattas, då inte allt går att mäta. Alla fysikaliska fenomen får inte plats i en modell, utan enbart de i Öhlins intresse har studerats. Försök har sedan gjorts till att modellera det här så bra som möjligt. Modellering handlar alltså inte om att fånga upp alla fysikaliska fenomen. En avvägning måste göras mellan simuleringsresultat och simulerings-tid. Ingenjörrens uppgift är att välja ut det som är viktigt och som påverkar resultatet.

Komponenterna som beskrivs i detta projekt har byggts genom att antingen kopiera eller välja "extend" från befintliga komponenter i hydraulikbiblioteket. Dessa har sedan anpassats efter vilka behov den aktuella stötdämparen har. Ett exempel på detta är att entalpi har införts i komponenterna. För att förstå hur modelleringsarbetet utförts krävs det kunskap om hur komponenterna i Dymola kopplas ihop.

Ofta finns det portar i komponenternas ändrar (ett exempel ses i Figur 6), som ska kopplas samman med en annan komponent. I varje port finns potentialvariabler. Potentialvariablerna initieras och nya värden räknas sedan ut under simuleringen. I komponenterna beskrivs också rörelseekvationer eller mass- och energibalanser med variabler. En potentialvariabel i en port har samma värde i en sammankopplad port, medan summan av flödesvariablerna för sammankopplade portar är noll. I Tabell 3 beskrivs de olika portarna, vilken färg de har samt vilka potentialvariabler och flödesvariabler som används.

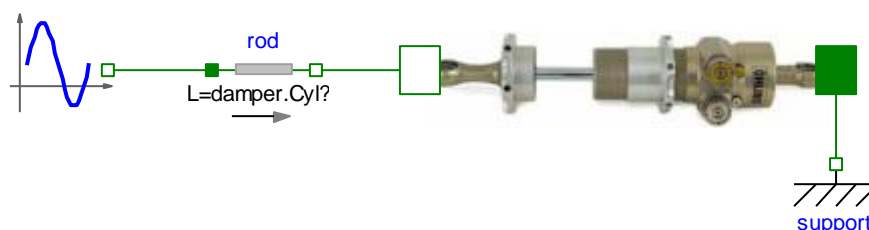
Tabell 3 - Fysiska domäner, deras portar och variabler

Fysisk domän	Färg, port	Potentialvariabel	Flödesvariabel
Hydraulik	 eller 	Tryck [Pa], specifik entalpi [J/kg]	Massflöde [kg/s], entalpiflöde [W]
Mekanik	 eller 	Position [m]	Kraft [N]

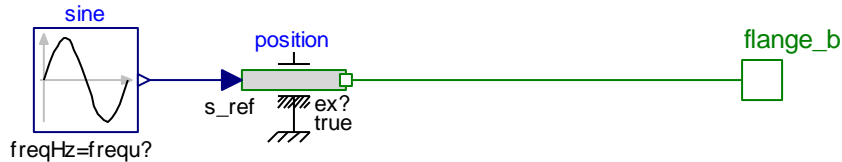
### 4.1 Riggen

I stötdämparriggen hålls ena änden av stötdämparen fixerad, medan den andra änden är positionsstyrd av en sinusformad rörelse. Givetvis är detta inte fallet i en verklig tillämpning där både frekvens och amplitud varierar, men för att kunna utvärdera och jämföra med mätdata är det en virtuell rigg som krävs.

Riggen visas i Figur 6. Komponenten till vänster i denna figur är insignalen och visas i Figur 7. Komponenten *sine* ger en sinusformad insignal, sedan omvandlar komponenten *position* denna signal till en mekanisk rörelse. Insignalkomponenten kan bytas ut till exempelvis en hastighetsramp.



Figur 6 – Riggen i Dymola



Figur 7 - Insignal till riggen

Stödet *support* fixerar stötdämparen i det endimensionella mekaniska systemet och beskriver nollan i koordinatsystemet. Insignalen måste därefter anpassas så den inte kör igenom dämparen.

Stötdämparen initieras här vid tidpunkten då den ska påbörja sitt kompressionsslag, eftersom hastigheten är noll vid vändläget är detta är ett numeriskt säkrare val än att initiera mittemellan min- och maxslag där hastigheten är som störst. Detta görs med en sinuskurva fasförskjuten 90°, som börjar på sitt maxvärde.

$$\theta = \frac{\pi}{2} = 90^\circ$$

I riggen vill man kunna ställa in maxhastighet samt frekvens. Amplituden som funktion av dessa variabler är

$$A = \frac{v_{max}}{2\pi f}$$

Sinusformade signalen blir då

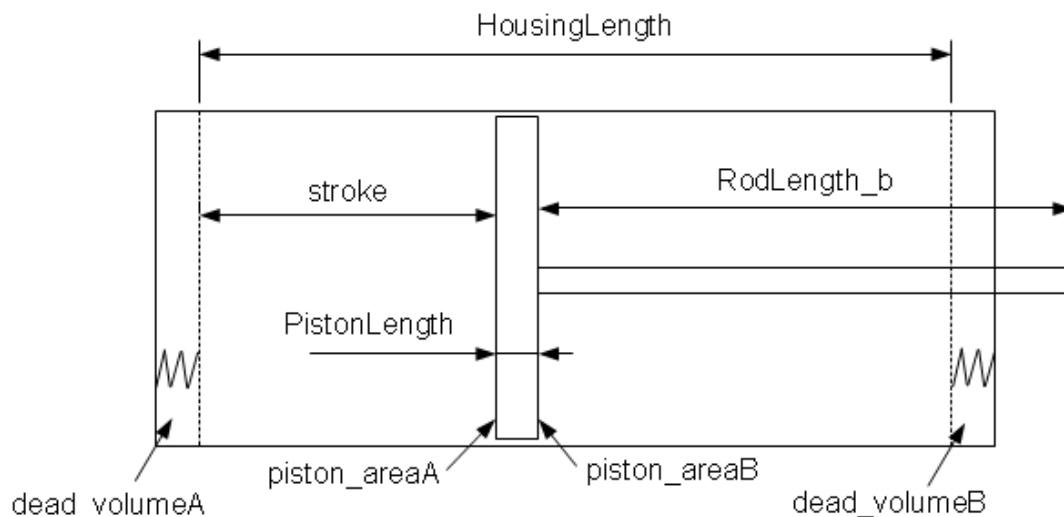
$$f(t) = \frac{v_{max}}{2\pi f} * \sin(2\pi ft + \frac{\pi}{2})$$

Cylinderns geometri visas i Figur 8. Komponenten *rod* kompenserar för stötdämparens längd och beskriver också vart stötdämparen ska initieras. Ska stötdämparen initieras fullt utdragen ska totala längden på stången *rod* i Figur 6 vara

$$rod.L = RodLength_b + \frac{(HousingLength + PistonLength)}{2}$$

Frekvensen och maxhastigheten kan nästan väljas godtyckligt. De får inte väljas så att slaglängden blir för stor och därmed tar sönder stötdämparen. Därför gäller villkoret

$$A \leq \frac{(HousingLength - PistonLength)}{2}$$

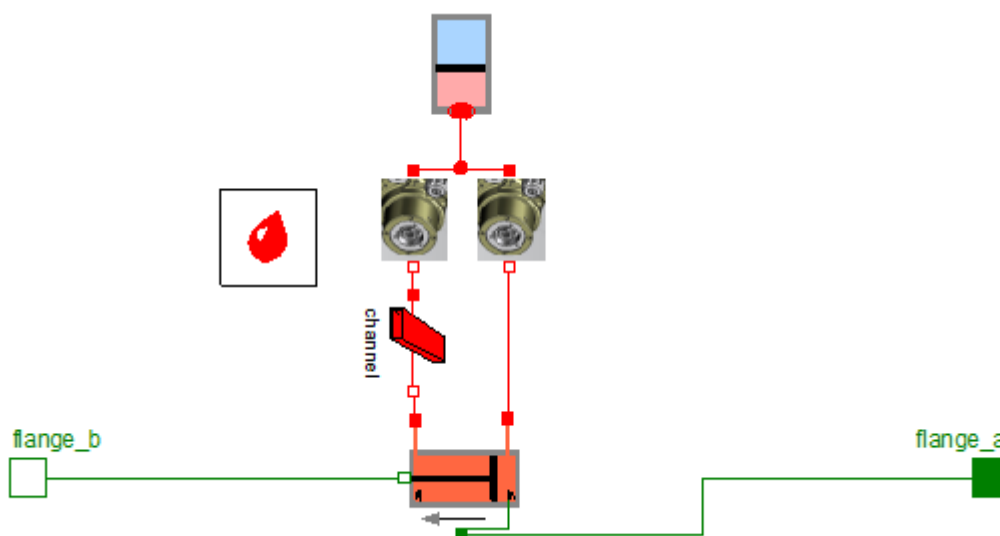


Figur 8 - Cylinderns geometri

Positionsgivaren i Figur 7 står på `exact=true`. Detta är endast möjligt om insignalen kan differentieras två gånger (vid `exact=false` filtreras signalen), detta villkor uppfyller sinusfunktionen. Även en godtycklig rörelse, som fås vid användning av stötdämparen i ett fordon, uppfyller detta villkor eftersom inga oändliga accelerationer existerar.

## 4.2 Stötdämparen

Stötdämparens huvudkomponenter är i princip cylinder och kolv, ventilerna, gasackumulatorm, kanalen runt om cylindern samt oljan. Dessa komponenter har valts som en första nivå över stötdämparen i Dymolas hierarkiska struktur, se Figur 9. Ventilernas uppbyggnad är ganska komplicerad och finns längre ner i hierarkin. Mer ingående beskrivning av hur de modellerats behandlas i kapitel 4.4.

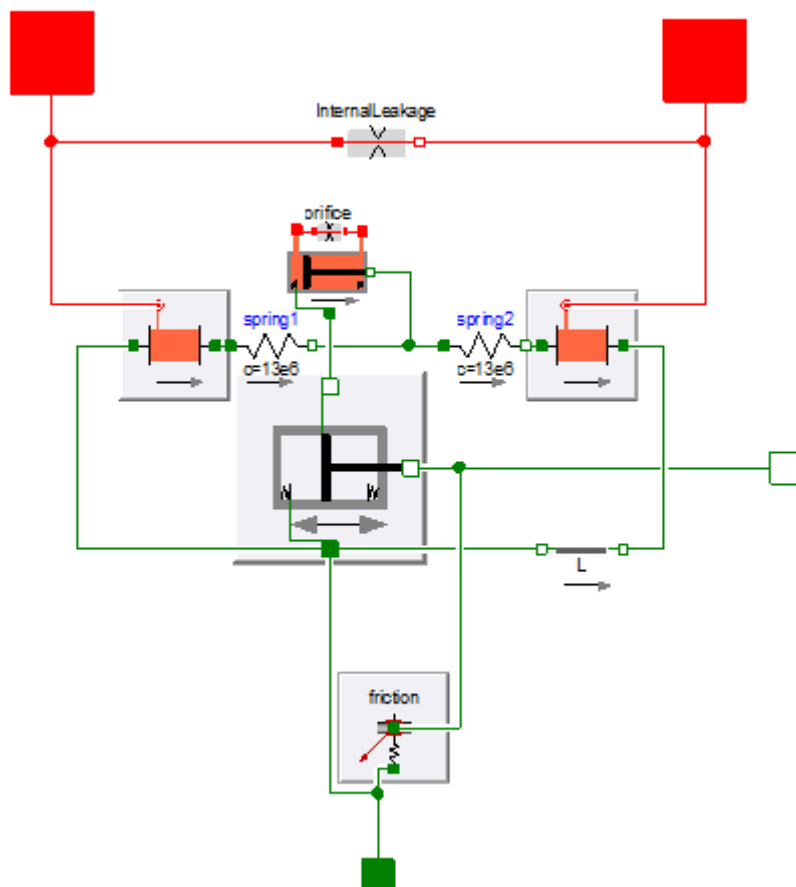


Figur 9 – Stötdämparen i Dymola

### 4.2.1 Cylinder och kolv

I Figur 10 visas den komponent som beskriver cylindern och kolven. Stötdämparen är av typen through-rod där effektiv kolvarea (tvärsnittsarea av cylindern minus kolvstångsarea) är lika för båda sidorna och därför sätts arean till lika stor för båda sidor. Den fria kolvstången behöver inte modelleras separat. Beroende på vilket val av stötdämpargeometri som valts får cylindern de värden som representerar respektive geometri. Cylindern är uppbyggd av två kammare fyllda med olja. Dessa kammare har varsin masslös kolv. Kamrarna sitter på varsin sida om en rörlig kolv med massa, där kolvens position avgörs av riggen. Läckaget över kolven är i denna modell tryckberoende och modelleras med en vanlig strypning. I modellen är diametern satt till 0,1mm men kan ändras fritt.

Mekaniska deformationer i systemet modelleras med fjädrar. Mekaniskt glapp i systemet beskrivs av en cylinder som skapar en liten fördröjning innan fjädrarna börjar verka. Storleken på glappet är uppskattat men kan ändras godtyckligt. Fjädrarna modelleras av både linjära fjädrar (*spring1* och *spring2* i Figur 10) och olinjära fjädrar som sitter i cylinderns ändläge (dvs. cylindern som modellerar glappet). Detta har gjorts för att få så många frihetsgrader som möjligt till att matcha modellen mot mätdata.



Figur 10 – Komponenten som beskriver cylindern & kolven

TTR36-modellen finns i ett antal varianter med olika geometrier. Den finns i sex olika varianter med måtten som presenteras i Tabell 4. Alla mått som behövs för modellering presenteras inte i ritningen, därför får egna mätningar göras i ritningen för att få fram dem. Vad gäller dödvolumerna har geometrisk mätning och uppskattning gjorts på en fysisk produkt.

För beräkning av kolvmassan används aluminium med 2700kg/m<sup>3</sup> (11). Med kolvstångslängderna kan massan som är i rörelse räknas ut ungefärligt.

*Kolvmassa och kolvstångsmassa*

$$= (fri\ kolvstångslängd + RodLength\_b) * Kolvstångsdiameter^2 * \frac{\pi}{4}$$

Massan för respektive modell visas i Tabell 4.

Tabell 4 – Olika varianters mått samt kolv- och kolvstångsmassa (Observera att värdena är uppskattade eller uppmätta och därför inte exakta)

	Fri kolvstångslängd [mm]	Kolvstångsdiameter [mm]	RodLength_b [mm]	HousingLength [mm]	piston_areaA & B [mm <sup>2</sup> ]	Kolv- och kolvstångsmassa [g]
NL01	60,2	12	80,4	56,6	904,78	42,87
NL02	68,2	12	88,4	64,6	904,78	47,82
NL03	80,2	12	100,4	76,6	904,78	55,15
NL04	92,2	12	112,4	88,6	904,78	62,48
NL06	122,2	14	142,4	118,6	863,78	109,98
NL08	152,2	14	172,4	148,6	863,78	134,91

För samtliga geometrier gäller dessutom måtten i Tabell 5.

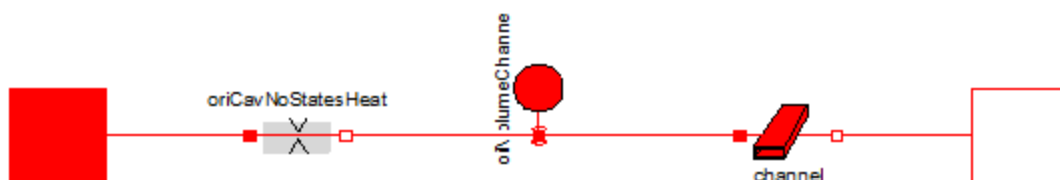
Tabell 5 - Mått gällande samtliga geometrier (Observera att värdena är uppskattade eller uppmätta och därför inte exakta)

PistonLength [mm]	dead_volumeA (kompression) [mm <sup>3</sup> ]	dead_volumeB (retur) [mm <sup>3</sup> ]
7,75	10	1350

#### 4.2.2 Kanalen

Kanalen *channel* i Figur 9 modellerar den kanal som löper utanför cylindern. Längden på denna är lika lång som HousingLength plus cirka 5,4mm, pga. tjockleken av separationsplattan. Geometrin är ett ringformigt rör där inner- och ytterdiametern bestäms av innerrörets ytterdiameter på 42,6mm och ytterrörets innerdiameter på 44,4mm. Tryckfallet genom röret beror på rörets längd och area.

Eftersom kanalerna normalt sett inte modellerar någon volym har de byggts upp av ett ringformat rör och en oljevolym, se Figur 11. Det ringformiga röret finns i Dymolas hydraulikbibliotek så det enda som krävdes var att mata in de geometriska värdena.



Figur 11 - Kanalen

### 4.2.3 Gasackumulatorn

Gasackumulatorn har två volymer på varsin sida om en kolv i en cylinder. Här är kolven fritt rörlig och den ena volymen innehåller kväve. Initieringen av gasackumulatorn sker genom att ange dess startposition, i detta fall har halva slaglängden valts. Gasen initieras med 5bar övertryck.

Geometrin mäts upp i ritningen och följande värden presenteras i Tabell 6. Eftersom geometrin är komplex, har kolvmassan approximerats till 20gram. Denna har dock ganska liten betydelse eftersom det inte är stora hastighetsvariationen i denna kolv.

Tabell 6 – Gasackumulatorns geometri (Observera att värdena är uppskattade eller uppmätta och därför inte exakta)

d_i [mm]	dead_volume [mm <sup>3</sup> ]	s_max [mm]	piston_length [mm]
56	3.0e3	8,0506	5,736

### 4.3 Töjning av inre cylindervägg

Inuti stötdämparen är trycket så högt att den inre cylinderväggen töjer sig och ger upphov till volymförändringar. Formlerna för tunnväggigt tryckkärl används, de så kallade ångpanneformlerna. En tumregel för att få kalla cylindern tunnväggig, är att  $d > 10t$  (12), vilket inre cylinderväggen precis uppfyller eftersom  $t = 3,3\text{mm}$  och  $d = 36\text{mm}$ . Vid beräkningarna antas ett statiskt beteende. Spänningarna enligt ångpanneformlerna är

$$\sigma_{\theta} = \frac{\Delta p_i d_i}{2t_i}$$

$$A_i = \pi d_i t_i, \quad A_o = \pi d_o t_o$$

$$\Rightarrow \sigma_A = \frac{F}{A_i + A_o} = \frac{\Delta p_o d_o^2 \frac{\pi}{4}}{A_i + A_o} = \frac{\Delta p_o d_o^2}{4(d_i t_i + d_o t_o)}$$

Töjningar beskrivs med Hookes lag

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\Delta D}{D} = \frac{1}{E}(\sigma_{\theta} - \nu \sigma_A)$$

$$\varepsilon_A = \frac{1}{E}(\sigma_A - \nu \sigma_{\theta})$$

Med materialparametrarna (13)

$$E = 69\text{GPa}$$

$$\nu = 0,33$$

Volymförändringen i kompressionskammaren blir (om töjningar i kvadrat försummas)

$$\Delta V_{comp} = \frac{(D + \Delta D)^2 \pi}{4} (L_{comp} + \Delta L_{comp}) - \frac{D^2 \pi}{4} L_{comp}$$

$$= \frac{(D + \varepsilon_{\theta} D)^2 \pi}{4} (L_{comp} + \varepsilon_A L_{comp}) - \frac{D^2 \pi}{4} L_{comp} \approx (2\varepsilon_{\theta} + \varepsilon_A) \frac{D^2 \pi}{4} L_{comp}$$



Denna volymändring dras bort från volymen i kanalen och läggs till i kompressionskammaren. Sammanfattningsvis beror volymförändringen på två saker; dels kolvens position och spänningarna som i sin tur beror på trycken.

Ett antagande som gjorts är att det är samma tryck på retursidan i cylindern som i kanalen. Detta trots att trycket egentligen inte är homogent inuti kanalen och att det finns ett tryckfall över den. Volymförändringen i returkammaren antas därför vara noll.

#### 4.3.1 Krav på axiella spänningen för ekvationernas giltighet

Ett krav på den axiella spänningen är att det är kontakt mellan inre cylinderväggen och stötdämparens botten. Skruven i stötdämparens botten förspänner inre cylinderväggen och axiella spänningen får då inte överstiga denna. Skruven spänns med 50Nm (6), detta kan räknas om till axiell kraft på skruven om följande samband används (14).

$$M_{skruv} = 0,2 * F_{skruv} * D_{skruv}$$

$$\Rightarrow F_{skruv} = \frac{M_{skruv}}{0,2 * D_{skruv}}$$

$$D_{skruv} = 40,4mm$$

$$M_{skruv} = 50Nm$$

Kraften ger upphov till en spänning på inre cylinderväggen. Om det antas vara kontakt på halva omkretsen (se Figur 12) så blir kontaktytan:

$$A_{skruv} = 0,5 * D_{skruv} * \pi * t_{skruv}$$

$$t_{skruv} = 1mm$$



Figur 12 – Skruven i cylinderns ände på retursidan (6)

Skruvens axiella spänning mot inre cylinderväggen räknas ut som förhållandet mellan kraft och area.

$$\sigma_{skruv} = \frac{F_{skruv}}{A_{skruv}} = \frac{\frac{M_{skruv}}{0,2D_{skruv}}}{0,5D_{skruv}\pi t_{skruv}} = \frac{10}{\pi} \frac{M_{skruv}}{D_{skruv}^2 t_{skruv}} = \frac{10}{\pi} \frac{5.0e4}{40,4^2 * 1} = 97,5MPa$$

Modellkoden som beskriver töjningarna visas i Figur 13.

```

Modelica.SIunits.Stress stressA=(channel.oilVolumeChannel.port_A.p-oil.p_atm)*channelOuterDiameter^2/
(4*pistonDiameter*cylinderWallThickness+4*channelOuterDiameter*outerCylinderWallThickness);
Modelica.SIunits.Stress stressTheta=(Cylinder.chamberA.p-channel.oilVolumeChannel.port_A.p)*pistonDiameter/
(4*cylinderWallThickness);
Modelica.SIunits.Stress stressA_max=97.5*10^6;

Modelica.SIunits.Strain strainTheta=(stressTheta-nu_aluminium*stressA)/E_aluminium;
Modelica.SIunits.Strain strainA=(stressA-nu_aluminium*stressTheta)/E_aluminium;

Modelica.SIunits.Volume V1comp=(pistonDiameter)^2*Modelica.Constants.pi/4*(Cylinder.chamberA.s_rel);
Modelica.SIunits.Volume V2comp=(pistonDiameter+strainTheta*pistonDiameter)^2*Modelica.Constants.pi/4*
(Cylinder.chamberA.s_rel+strainA*Cylinder.chamberA.s_rel);
Modelica.SIunits.Volume deltaVcomp = (V2comp-V1comp);

equation
  assert(stressA < stressA_max, "Cylinder wall flex equations are not valid for such high stresses");

//Volume change due to cylinder wall flex, assuming pressure in rebound chamber is equal to pressure in channel
Cylinder.chamberA.Vcw = deltaVcomp;
Cylinder.chamberB.Vcw = 0;

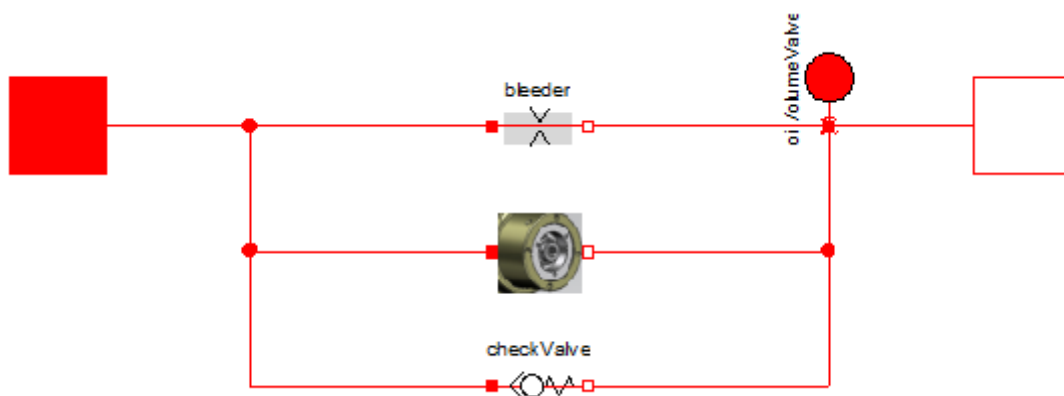
//The sum of the volume changes are equal to zero
Cylinder.chamberA.Vcw + Cylinder.chamberB.Vcw + channel.oilVolumeChannel.Vcw = 0;

```

Figur 13 - Modellkod, töjningar av inre cylinderväggen

## 4.4 Ventilerna

Eftersom de båda ventiluppsättningarna (retur och kompression) är likadant uppbyggda används samma komponent till båda. I Dymola visas ventilerna som lågfarts-, högfarts- och backventil i komponenten och illustreras i Figur 14. Volymen representerar den lilla volym som finns på högtryckssidan och har uppskattats till 5ml.



Figur 14 - Ventilerna

I en flödesbänk mäts tryckfallet över en ventil genom att styrning av flödet. Från mätningarna i flödesbänken erhöles diagram över flöde, som funktion av tryckfall, för högfarts-, lågfarts- och backventil. Mätningarna på lågfartsventilen visade sig avvika något från mätningar som tidigare gjorts av Öhlins. Eftersom de tidigare uppmätta värdena var av säkrare källa beslutades att använda dessa istället.

Med Matlab-kommandot CFtool (curve fit tool) kan mätdata skapa en analytisk funktion mellan tryckfall och flöde från en mätning. Samma analytiska funktion används sedan i modellen för att beskriva sambanden i Dymola. Detta gjordes för att ta fram funktionen mellan tryckfall och flöde för backventilen och lågfartsventilen. Mätdata för högfartsventilen användes endast för att jämföra med den modell som byggs i Dymola och visas kapitel 4.4.2 om högfartsventilen.

#### 4.4.1 Lågfartsventilen

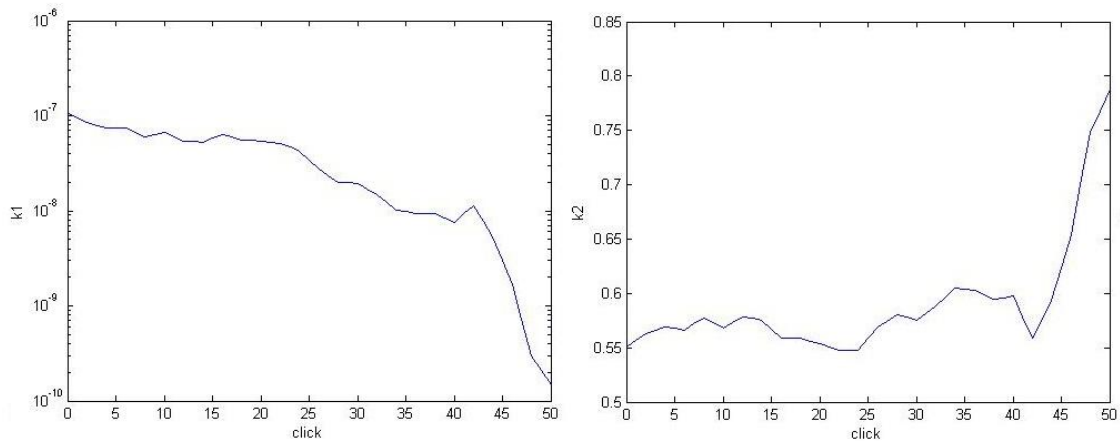
Under tiden som trycket byggs upp, innan det nått upp till öppningstrycket för högfartsventilen, går oljan genom lågfartsventilen. Lågfartsventilen består endast av en strypning där arean bestäms av den externa justeringen. Sambandet mellan flöde och tryckfall beror på hur många klick ventilen är inställd på.

Oljan som användes vid dessa mätningar är samma som dämparen körs med. Därför behövs ingen korrigering för densitetsskillnader mellan mätning och modell.

Mätningar fanns tillgängliga för samtliga klick, dvs. 0-50. Ansatsen i CFtool sattes till

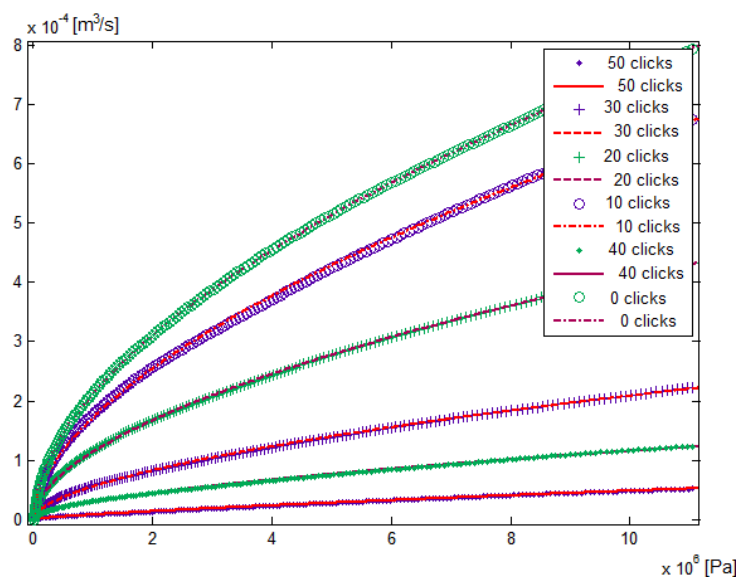
$$Q = k_1 \Delta p^{k_2} \text{ där } k_1 \text{ och } k_2 \text{ är konstanter}$$

Var och en av kurvorna laddades in i CFtool som sedan gav värden på de sökta konstanterna för varje kurva, se Tabell 11 i Bilaga 1 för exakta värden eller studera diagrammen i Figur 15.



Figur 15 – Diagram över hur konstanterna  $k_1$  och  $k_2$  varierar med klicken

Figur 16 visar ett urval av dessa i CFtool.



Figur 16 - Ett urval av mätningarna (streck) och kurvanpassningarna (prickar)

För att implementera samma beteende på strypningen i Dymola är det enklast att sätta flödeskoefficienten som en variabel så att modellen håller samma samband mellan tryckfall och flöde som mätningarna. En funktion som bestämmer strypningsarean som funktion av klick bestämdes. Denna sattes till

$$A = 5 * 10^{-6} * \left(\frac{klick_{LS}}{50}\right)^{1,5} + 10^{-9}$$

$klick_{LS}$ : antal klick på lågfartsjusteringen  $[0 - 50] \in \mathbb{Z}$

50 är max antal klick och då är strypningen är fullt öppen och har öppningsarean  $5\text{mm}^2$ . Ett exakt samband mellan area och klick är väldigt svårt att mäta, därför uppskattades arean så att flödeskoefficienten ligger någorlunda runt 0,7. Även om inte sambandet mellan area och klick stämmer med verkligheten kommer ändå rätt samband fås mellan tryckfall och flöde eftersom flödeskoefficienten reglerar detta. Anledningen till att ett rimligt värde på arean bör antas är att detta påverkar kavitationsrisken.

I Dymola beskrivs strypningarna med det vanliga strypningssambandet. Detta sätts lika med sambandet för kurvanpassningarna

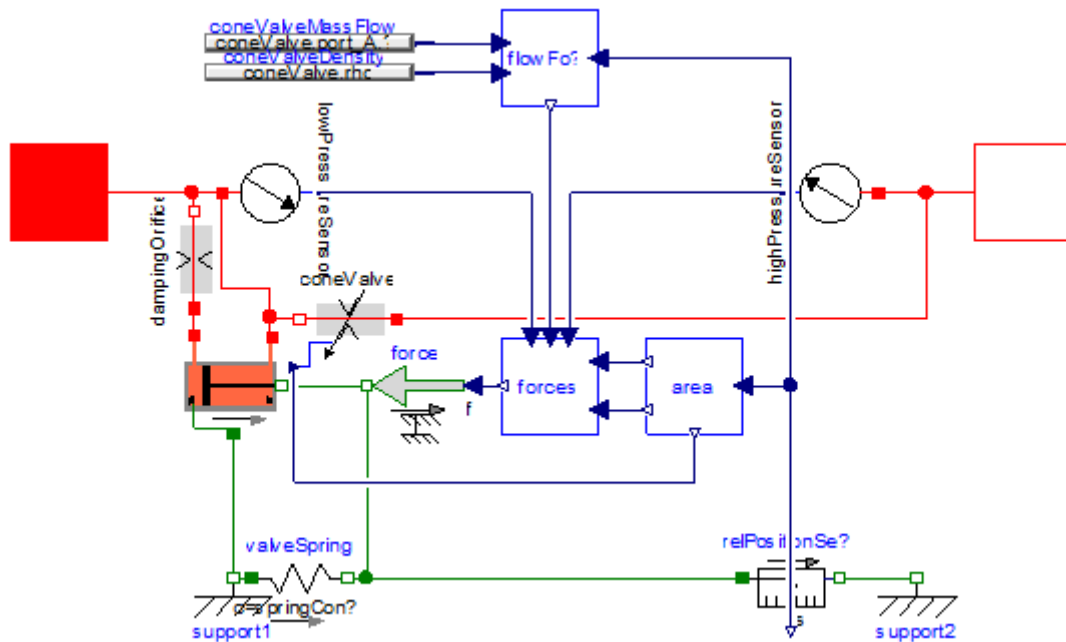
$$Q = k_1 \Delta p^{k_2} = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

Med detta uttryck kan alltså flödeskoefficienten räknas ut för varje tryckfall samt ge önskat flöde för givet tryckfall. Konstanterna  $k_1$  och  $k_2$  väljs innan simuleringen och baseras på hur många klick ventilen är inställd på.

Slutligen modelleras strypningens längd, men då geometrin är komplex så har en uppskattning gjorts till 20mm. Även strypningslängden påverkar kavitationsrisken.

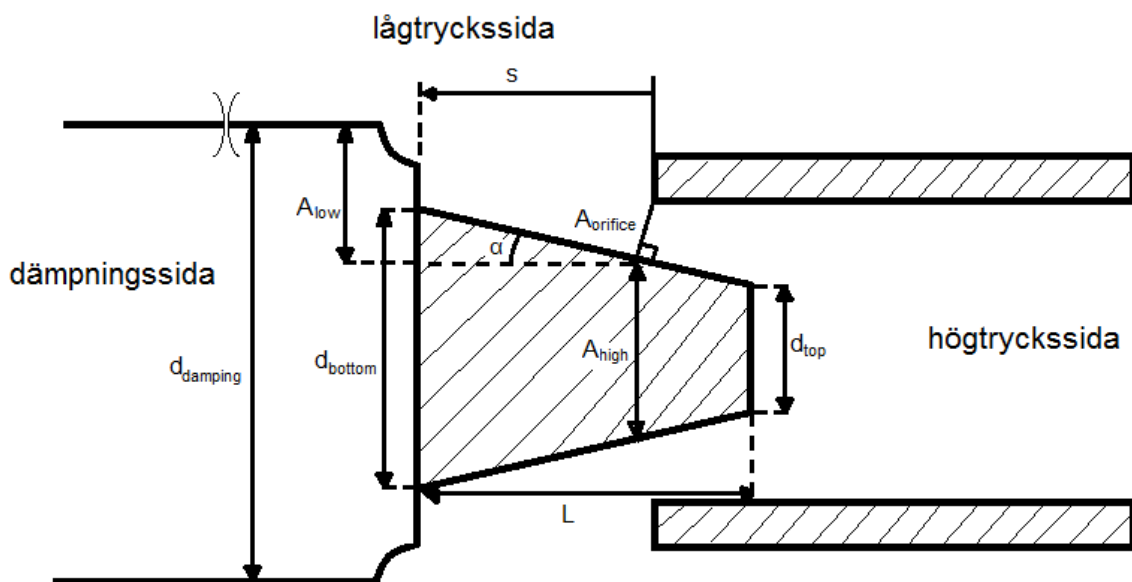
#### 4.4.2 Högfartsventilen

Högfartsventilen behöver modelleras med flera olika komponenter, se Figur 17. Tryckskillnaderna bestämmer strypningsarean men även hur stor area trycket ska verka på. Dessa areor kan beskrivas med hjälp av hur mycket ventilen är öppen. Ventilen har valts att beskrivas som en kolv i en cylinder för att fånga upp ventils rörelse och dess massa. Ventilen är i sin tur förspänd av komponenten *valveSpring*, som modellerar fjädern i ventilen. Fjädern och cylindern sitter fixerade i stötdämparen med *support1*. Baksidan av ventilen har en oljevolym, denna approximeras till 4ml. Denna oljevolym avskiljs från lågtryckssidan med en strypning, *dampingOrifice* och agerar som en dämpning av ventilen. Cylinders högra stopp modellerar ventilsätet som ventilen ligger mot när den är stängd.



Figur 17 – Högfartsventil

För att beskriva ventilens karaktär måste både krafterna verkande på ventilen och strypningsarean räknas ut. Krafterna på ventilen beror bland annat på vilka areorna trycken verkar på. För att bestämma dessa areor studeras ventilens geometri i genomskärning, eftersom den är axialsymmetrisk, se Figur 18.



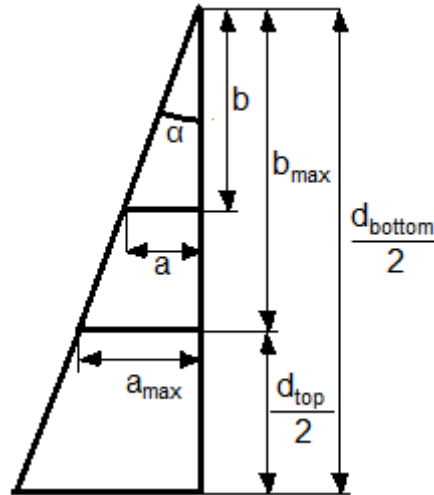
Figur 18 - Högfartsventilens geometri

Ventilens mått presenteras inte på grund av sekretess.

Ur Figur 18 erhålls halva konvinkeln

$$\tan \alpha = \frac{d_{bottom} - d_{top}}{2L}$$

För att problemet ska bli enklare att förstå presenteras det i form av likformiga trianglar. Den minsta triangeln är avståndet vid aktuell position av ventilen ( $s$ ), den mittersta vid maximal position ( $s = s_{max}$ ) och den största då triangeln sträcker sig ända ner till symmetrilinjen för konen, se Figur 19.



Figur 19 – En geometrisk tolkning av problemet med likformiga trianglar

Maximala värdet på  $a$  och  $b$  är när ventilen är fullt öppen

$$b_{max} = \frac{d_{bottom} - d_{top}}{2}$$

$$a_{max} = \frac{d_{bottom} - d_{top}}{2} \tan \alpha$$

Det finns ett maximalt värde på öppningssträckan för att ekvationerna ska gälla. Skulle öppningssträckan överstiga detta kommer simuleringen att avbrytas. Detta maximala värde på öppningssträckan är (då ventilen är fullt öppen)

$$s_{max} = L + a_{max}$$

$a$  och  $b$  varierar linjärt över öppningssträckan och kan beskrivas på en godtycklig position genom att skala öppningssträckan relativt med maximala öppningssträckan.

$$b(s) = \frac{d_{bottom} - d_{top}}{2} \frac{s}{s_{max}}$$

$$a(s) = \frac{d_{bottom} - d_{top}}{2} \frac{s}{s_{max}} \tan \alpha$$

Öppningsarean kan ses som en yttre bit av en kons mantelarea. Ett uttryck tas fram för hela mantelarean och om nedre mantelarean dras bort, så fås ett uttryck för strypningsarean.

Mantelarean för en kon beräknas enligt

$$\sqrt{(h^2 + r^2)}r\pi$$

vilket ger uttrycket för öppningsarean

$$A_{orifice}(s) = \sqrt{\left(\left(\frac{d_{bottom}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{bottom}}{2}\tan\alpha\right)^2\right)}\frac{d_{bottom}}{2}\pi - \sqrt{\left(\left(\frac{d_{bottom}}{2} - b(s)\right)^2 + \left(\frac{d_{bottom}}{2}\tan\alpha - a(s)\right)^2\right)}\left(\frac{d_{bottom}}{2} - b(s)\right)\pi$$

Tryckskillnaden mellan högtrycks- och dämpningssidan verkar på arean  $A_{high}$ . Att arean sätts till ett konstant värde då öppningssträckan är mindre eller lika med noll beror på att öppningssträckan tillåts vara något mindre än noll när ventilen ligger mot ventsätet. Ventsätet är alltså inte oändligt styvt.

$$om\ s > 0 \Rightarrow A_{high}(s) = \left(\frac{d_{bottom}}{2} - b(s)\right)^2 \pi$$

$$annars \Rightarrow A_{high} = \left(\frac{d_{bottom}}{2}\right)^2 \pi$$

Tryckskillnaden mellan lågtrycks- och dämpningssidan verkar på arean  $A_{low}$ .

$$om\ s > 0 \Rightarrow A_{low}(s) = \left(\frac{d_{damping}}{2}\right)^2 \pi - A_{high}(s)$$

$$annars \Rightarrow A_{low} = \left(\frac{d_{damping}}{2}\right)^2 \pi$$

Givetvis finns det ingen direkt gräns mellan vad som är hög- och lågtryckssida. Tryckfallet sker över en sträcka i ventilen, men hur detta ser ut är omöjligt att veta utan mer detaljerade studier (till exempel en CFD-analys). Därför är dessa areor något som i slutändan kan behövas justeras in för att få en matchning med mätdata.

Positionssensorgivaren *relPositionSensor* mäter öppningssträckan och ger det som input till komponenten *area*, se Figur 17. Med öppningssträckan kan sedan denna komponent beräkna de tre areor som söks. Strypningsarean går direkt som input till strypningen, medan  $A_{high}$  och  $A_{low}$  går till komponenten som räknar ut kraften på ventilen. För att räkna ut kraften behövs också trycken, vilket två trycksensorer känner av.

Kraften som ska läggas på ventilen (stängande) är

$$F = -lowPressure * A_{low} - highPressure * A_{high} + F_s$$

Flödeskrafterna  $F_s$  härleds genom att tillämpa Reynolds transportteorem. Resultatet av dessa presenteras i kapitel 4.4.2.1 om strömningskrafter.

Den kraft som verkar på ventilen är den som accelererar ventilen. Den massa som sätts i rörelse är hela ventilens massa och halva fjäderns massa. En ventil och fjäder vägdes, vars massa är 6 respektive 9 gram. Totala massan i rörelse är då

$$\text{ventilmassa} = 6 + \frac{9}{2} = 10,5 \text{ gram}$$

Ventilen modelleras av en kolv i en cylinder, därför sätts kolvens massa till 10,5gram. För enkelhetens skull antas samtliga ventil- och fjäderkombinationer ha just denna vikt.

Komponenten *valveSpring* är den fjäder som förspänner ventilen. Fjäderförspänningen beror på den externa justeringen av ventilen samt fjäderkonstanten. Följande samband gäller mellan antal klick på justeringen och fjäderförspänning

$$\text{preload force} = k * 0,1 * \text{klick}_{HS} \text{ [mm]}$$

$$\text{klick}_{HS}: \text{antal klick på högfartsjusteringen [0 - 40]} \in \mathbb{Z}$$

Det finns fyra olika fjäderstyvheter att välja mellan, dessa presenteras inte på grund av sekretess.

Hålet i ventilseteshållaren tillåter olja från baksidan av ventilen att passera ut till lågtryckssidan. Den strypning som modellerar detta heter i Figur 17 *dampingOrifice*. Denna ventilseteshållare finns i tre olika varianter, men måtten presenteras inte på grund av sekretess.

#### 4.4.2.1 Strömningskrafter

Strömningskrafterna kan härledas utifrån Reynolds transportteorem.

$$\frac{d}{dt}(\mathbf{B}_{sys}) = \frac{d}{dt} \left( \int_V \beta \rho dV \right) + \int_{A_{out}} \beta \rho v dA_{out} - \int_{A_{in}} \beta \rho v dA_{in}$$

$\mathbf{B}_{sys}$  är en extensiv storhet (proportionell mot systemets massa) och  $\beta$  en intensiv storhet med sambandet

$$\beta = \frac{d\mathbf{B}_{sys}}{dm}$$

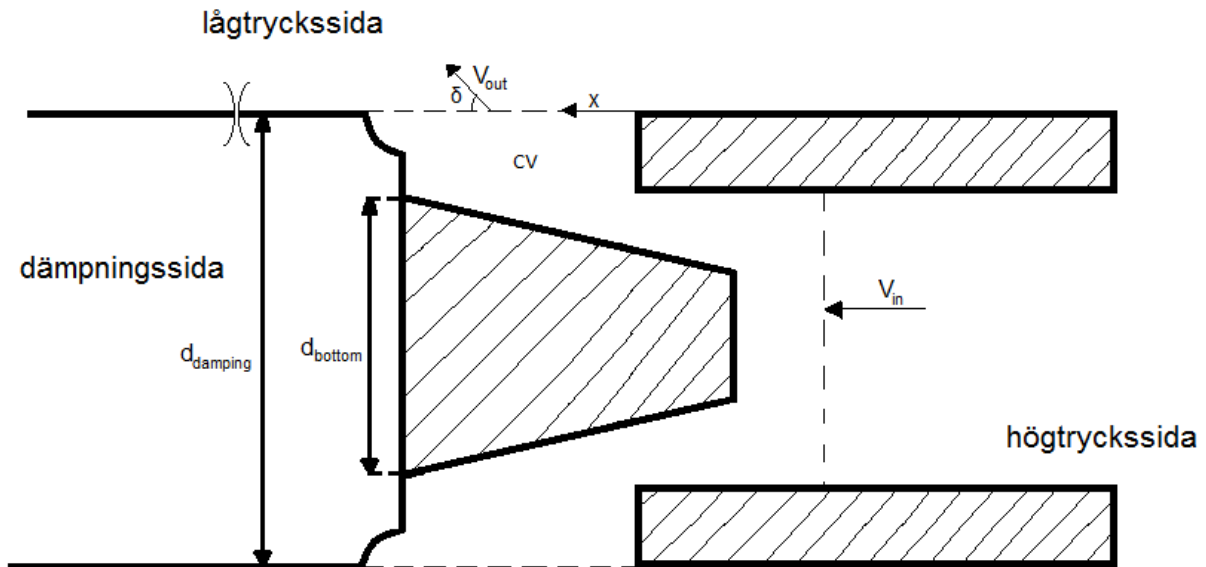
I detta fall är  $\mathbf{B}_{sys}$  rörelsemängd, vilket ger

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\mathbf{B}_{sys}) &= \frac{d\mathbf{p}}{dt} = \mathbf{F} \\ \Rightarrow \beta &= \frac{d\mathbf{p}}{dm} = \mathbf{v} \end{aligned}$$

Genom att sätta in detta i Reynolds transportteorem fås impulssatsen som säger att kraften på en kontrollvolym är rörelsemängdskillnaden per tidsenhet mellan in- och utflödet. Kontrollvolymens gränser visas i Figur 20.

$$\mathbf{F} = \frac{d}{dt} \left( \int_V \mathbf{v} \rho dV \right) + \int_{A_{out}} \mathbf{v} \rho v dA_{out} - \int_{A_{in}} \mathbf{v} \rho v dA_{in}$$





Figur 20 – Kontrollvolym samt hastigheter in och ut

Flödet antas vara inkompressibelt genom strypningen. Hastigheten in i kontrollvolymen antas se likadan ut över hela inloppsarean, vilket gör att integraltecknet kan tas bort. För utloppsarean är det svårare att anta detta. En korrigerande faktor läggs därför in och denna kan sedan behöva stämmas av mot mätdata. Denna faktor gör att den effektiva arean som det flödar ut från kommer att bli mindre.

$$\mathbf{F} = \frac{d}{dt} \left( \int_V \mathbf{v} \rho dV \right) + \mathbf{v}_{out} \rho v_{out} \frac{A_{out}}{x_{korr}} - \mathbf{v}_{in} \rho v_{in} A_{in}$$

De dynamiska krafterna brukar oftast försummas, vilket bland annat gjorts i både (15) och (16). Dynamiska krafterna försummas därför även i detta sammanhang

$$\mathbf{F} = \mathbf{v}_{out} \rho v_{out} \frac{A_{out}}{x_{korr}} - \mathbf{v}_{in} \rho v_{in} A_{in}$$

Endast de krafter som verkar öppnande eller stängande på ventilen är av intresse, därför väljs endast de axiella krafterna att betraktas.

$$\mathbf{v}_{out} \mathbf{n}_x = v_{out} \cos(\delta)$$

$$\mathbf{v}_{in} \mathbf{n}_x = v_{in}$$

$$\mathbf{F} = v_{out} \cos(\delta) \rho v_{out} \frac{A_{out}}{x_{korr}} - v_{in} \rho v_{in} A_{in} = v_{out}^2 \cos(\delta) \rho \frac{A_{out}}{x_{korr}} - v_{in}^2 \rho A_{in}$$

Om hastigheten dessutom skrivs om med massflöden fås istället

$$\frac{\dot{m}}{\rho A} = v \Rightarrow$$

$$\mathbf{F} = \frac{\dot{m}^2}{\rho} \left( \frac{x_{korr} \cos(\delta)}{A_{out}} - \frac{1}{A_{in}} \right)$$

med följande parametervärden

$$A_{in} = \frac{d_{bottom}^2 \pi}{4}, \text{ numeriska värdet beror på val av ventilmodell}$$

$$A_{out} = d_{damping} \pi (t + s)$$

$$t = 2mm$$

$$\delta = 45^\circ, \text{ denna parameter är uppskattad}$$

$$x_{korr} = 4, \text{ denna parameter är uppskattad}$$

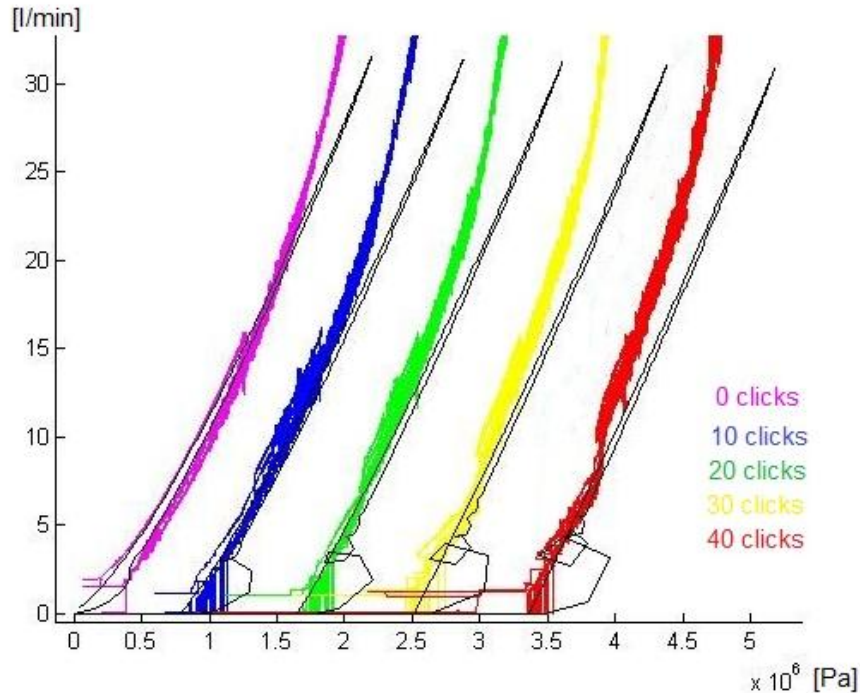
Det uttryck för kraften som härleddes, är de krafter som verkar på kontrollvolymen. För att få jämvikt krävs att samma krafter verkar på ventilen.

Strömningskrafterna implementeras i blocket *flowForce*, se Figur 17. Ventilens position, massflöde och densitet är variabler in till detta block.

#### 4.4.2.2 Jämförelse med mätdata

Mätningen har gjorts vid ca 25°C, vilket modellen också ställdes in på. Den största stötdämparvarianten valdes med långa slag för att minimera dynamikens inverkan. Modellen jämfördes med mätdata för fem olika klickinställningar, se Figur 21.

Det visade sig att modellen stämmer ganska bra upp till ca 20l/min. Eftersom de statiska nivåerna visar sig stämma i dynamometermätningen (se kapitel 6, jämförelse modell med mätdata) så görs inga förändringar i högfartsventilen för att kompensera detta. Eftersom lågfartsmätningarna inte verkade vara helt korrekta så kanske det är detsamma för högfartsmätningen. Backventilens karaktär är inte av lika stor betydelse, därför användes backventilmätningen till modellen.



Figur 21 - jämförelse högfartsventilen, mätdata(färgad) och modell(svart)

#### 4.4.3 Backventilen

Backventilen modelleras med komponenten *checkValve*, se Figur 14. För att beskriva backventilens karaktär mättes en backventil upp i en flödesbänk på Öhlins. Oljan som användes har en densitet på 851kg/m<sup>3</sup> vid 15°C. När ventilerna kördes i flödesbänken gjordes det vid en temperatur på 25°C. Den nya densiteten räknades ut och hänsyn till detta togs i modellen. Uttrycket härleddes i kapitel 4.5.1 om densitet och det numeriska värdet volymetriska termiska expansionskoefficienten fås från (17).

$$\rho_{\text{mätning}} = \frac{\rho_{\text{ref}}}{1 + \alpha_V(T_{\text{mätning}} - T_{\text{ref}})}$$

$$\alpha_V = 7 * 10^{-4} \left[ \frac{1}{K} \right]$$

$$T_{\text{mätning}} = 298,15K$$

$$T_{\text{ref}} = 288,15K$$

$$\rho_{\text{ref}} = 851kg/m^3$$

$$\Rightarrow \rho_{\text{mätning}} = \frac{851}{1 + 7 * 10^{-4} * (298,15 - 288,15)} = 845kg/m^3$$

Backventilen visade sig passa mycket bra in på en konventionell strypning, dvs. med sambandet

$$Q = c_1 \Delta p^{0,5} + c_2 \text{ där } c_1 \text{ och } c_2 \text{ är konstanter samt med enheten } Q \left[ \frac{\text{lit}}{\text{min}} \right]$$

Konstanterna bestämdes och dessa kan sedan omvandlas till area (om flödeskoefficienten är bestämd) och öppningstryck. Eftersom backventilen följde det vanliga strypnings sambandet mellan

tryckfall och flöde så bra har ingen fysikalisk modell gjorts på denna. Figur 22 visar kurvanpassningen till mätdata i CFtool. Konstanterna blev

$$c_1 = 9,876 * 10^{-2} \text{ och } c_2 = -9,223$$

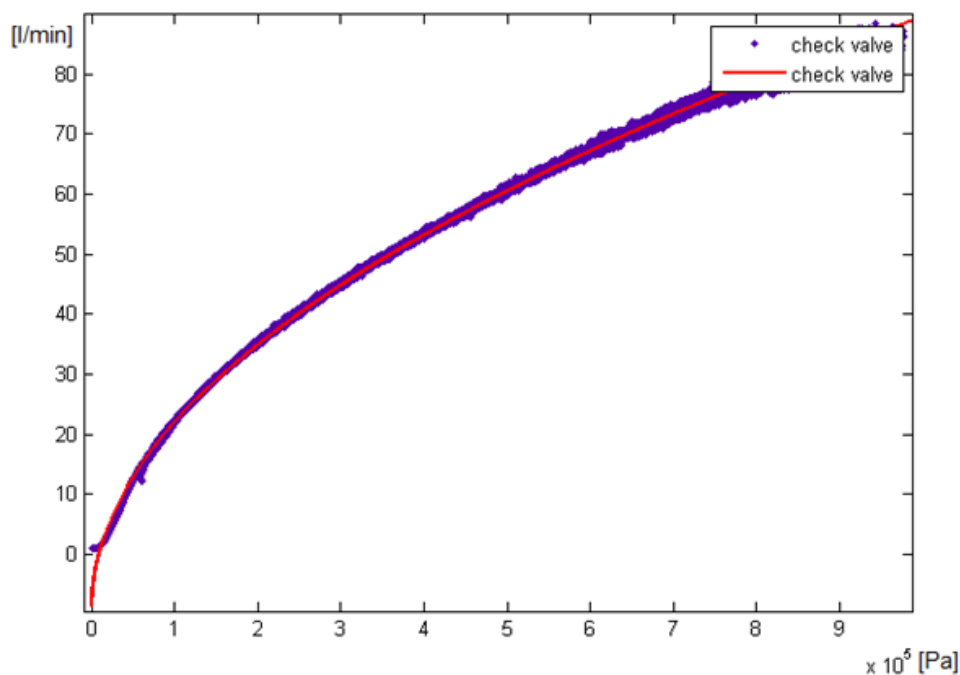
vilket ger öppningstrycket om flödet sätts till noll

$$0 = c_1 \Delta p^{0,5} + c_2 \Rightarrow \Delta p = \left( -\frac{c_2}{c_1} \right)^2 = 8721 \text{ Pa}$$

Om flödeskoefficienten sätts till 0,7 kan arean räknas ut. Observera att omvandling sker från l/min till m<sup>3</sup>/s genom att dividera flödet från mätningen med 6.0 \* 10<sup>4</sup>.

$$\frac{c_1 \Delta p^{0,5}}{6.0 * 10^4} = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{mätning}}}} \Delta p \Rightarrow A = \frac{c_1}{6.0 * 10^4 C_d} \sqrt{\frac{\rho_{\text{mätning}}}{2}} = 48,3 \text{ mm}^2$$

Backventilen tar också hänsyn till en viss fördröjning vid öppnandet. Öppningstiden kan väljas godtyckligt men är satt till 0,1ms.



Figur 22 – Backventil, mätning(lila) och kurvanpassning(röd)

## 4.5 Oljan

Oljan har en mängd olika egenskaper som påverkar stötdämparens karaktär. Olja ändrar densitet både på grund av temperatur- och tryckskillnader. Till följd av detta ändras flödes hastigheten genom strypningar. Oljans temperatur bestäms också av oljans egenskaper. Det är alltså oerhört viktigt att oljemodellen är bra och det finns data på den olja som används. Dels har Gibsons oljeteori använts för att beskriva oljan, men även en del andra fysikaliska uttryck. Den olja som används i TTR-dämparen heter 1304 och tillverkas av Statoil ASA.

### 4.5.1 Densitet

Oljans vikt för en given volym bestäms av densiteten, vars enhet är  $[kg/m^3]$ . Då specifika värmekapaciteten för konstant tryck är större än den för konstant volym (dvs.  $\gamma \geq 1$ ) är densitetens variation av trycket enligt Gibsons teori (18)

$$\rho_T = \rho_0 e^{\frac{p-p_0}{\beta_T}} e^{\frac{R}{p^{1/\gamma}}(p-p_0)} e^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{R p_0^{1/\gamma}}{\beta} \left( p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} = \rho_0 \rho_{0T}$$

Densitetens variation vid temperaturskillnader härleds från definitionen av den volymetriska termiska expansionskoefficienten

$$\alpha_V = \frac{1}{V} \left( \frac{\partial V}{\partial T} \right)_p = - \frac{1}{\rho_p} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = - \frac{1}{\rho_p} \frac{(\rho_p - \rho_0)}{(T - T_0)} = \frac{\frac{\rho_0}{\rho_p} - 1}{T - T_0}$$
$$\Rightarrow \rho_p = \rho_0 \rho_{0p} = \frac{\rho_0}{1 + \alpha_V (T - T_0)}$$

Värdet på den volymetriska termiska expansionskoefficienten (17) har i verkligheten ett litet temperaturberoende som därför försummas här.

$$\alpha_V = 7e - 4 \left[ \frac{1}{K} \right]$$

Densiteten definieras så att det är en produkt av en del som bara är beroende av temperaturen och en del som bara är beroende av trycket.

$$\rho = \rho(p, T) = \rho_0 \rho_{0p} \rho_{0T}$$

Densitetens viktigaste egenskap är att den finns med i sambandet mellan tryckfall och volymflöde i en strypning. Vid hög densitet är volymflödet mindre, eftersom vätskan då är mer kompakt.

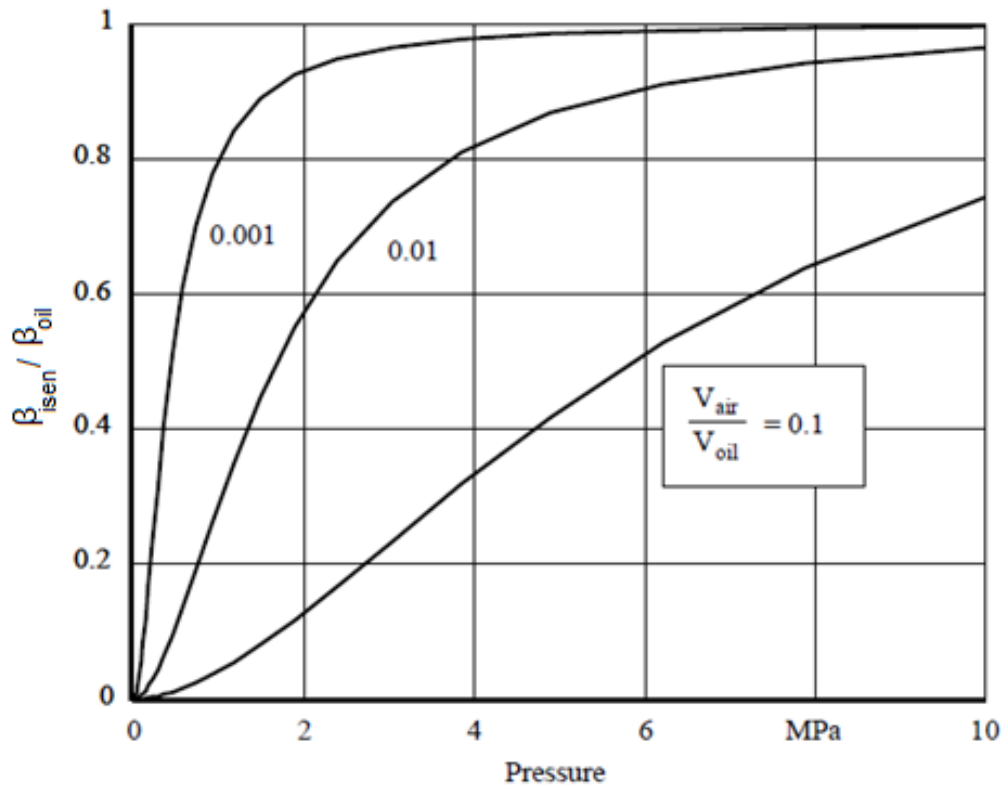
### 4.5.2 Bulkmodul

Bulkmodulen beskriver kvoten mellan tryckändringen och den relativa volymändringen i en fluid.

$$\beta = -V \frac{dP}{dV} [Pa]$$

Precis som bulkmodulen för metaller är bulkmodulen för en fluid också en styvhet. Bulkmodulen är långt ifrån konstant. Vid tryckskillnader ( $dP$ ) på höga tryck är den relativa volymförändringen ( $dV/V$ ) mindre än vid tryckskillnader på låga tryck. Detta gör att bulkmodulen ökar vid högre tryck.

Det finns alltid en viss mängd gas i hydrauloljan. Om arbetstrycket i sin tur är relativt lågt, under 10MPa, har gasinblandningen stor påverkan på den effektiva bulkmodulen (18). I Figur 23 visas oljans effektiva bulkmodul (relativt maximala bulkmodulen) som en funktion av arbetstrycket för olika mängder gasinblandning.



Figur 23 - effektiv bulkmodul relativt maximal bulkmodul som funktion av tryck (18)

Vid låga tryck är alltså bulkmodulen väldigt liten när det finns gas i oljan. Det betyder att vid tryckskillnader på låga tryck är den relativa volymändringen stor. Ett exempel på detta är att en tryckändring på 1bar inte förändrar bulkmodulen så mycket om den sker från 100 till 101bar, eftersom den relativa volymändringen då är liten. Men om trycket istället ökas från 1 till 2bar, ändrar sig den relativa volymen mycket (eftersom gas komprimeras lättare än olja).

Trycken i en stötdämpare ligger på oftast mellan 5bar och 50bar. Även vid låg gasinblandning varierar bulkmodulen kraftigt. Bulkmodulen i oljan är 16000bar enligt Statoil. Volymfraktionen gas uppskattas till  $10^{-4}$  eftersom den är oerhört svår att mäta upp, samt att ingen information finns om detta.

#### 4.5.3 Viskositet

Ett mått på viskositet är hur benägen oljan är att rinna eller skvalpa. I samband med oljor brukar den kinematiska viskositeten användas med enheten  $[m^2/s]$ . Ibland används även enheten centi Stoke [ $cSt = 10^{-6}m^2/s$ ] då det är en mer behändig enhet eftersom kinematiska viskositeten ofta är ganska liten räknat i SI-enheter. Data för viskositet erhöles av Öhlins och visas i Figur 24.

I Dymola beskrivs viskositeten med två parametrar, A och B.

$$\nu = \left(10^{10^{A \cdot \log(T)+B}} - 0,7\right) * 10^{-6} \text{ med temperaturenheten } [K]$$

Viskositeten för oljan antas följa detta samband och parametrarna bestäms genom att läsa av viskositetsdiagrammet.

$$\nu(T = -40^\circ C) = 400cSt$$

$$\nu(T = 40^{\circ}\text{C}) = 11\text{cSt}$$

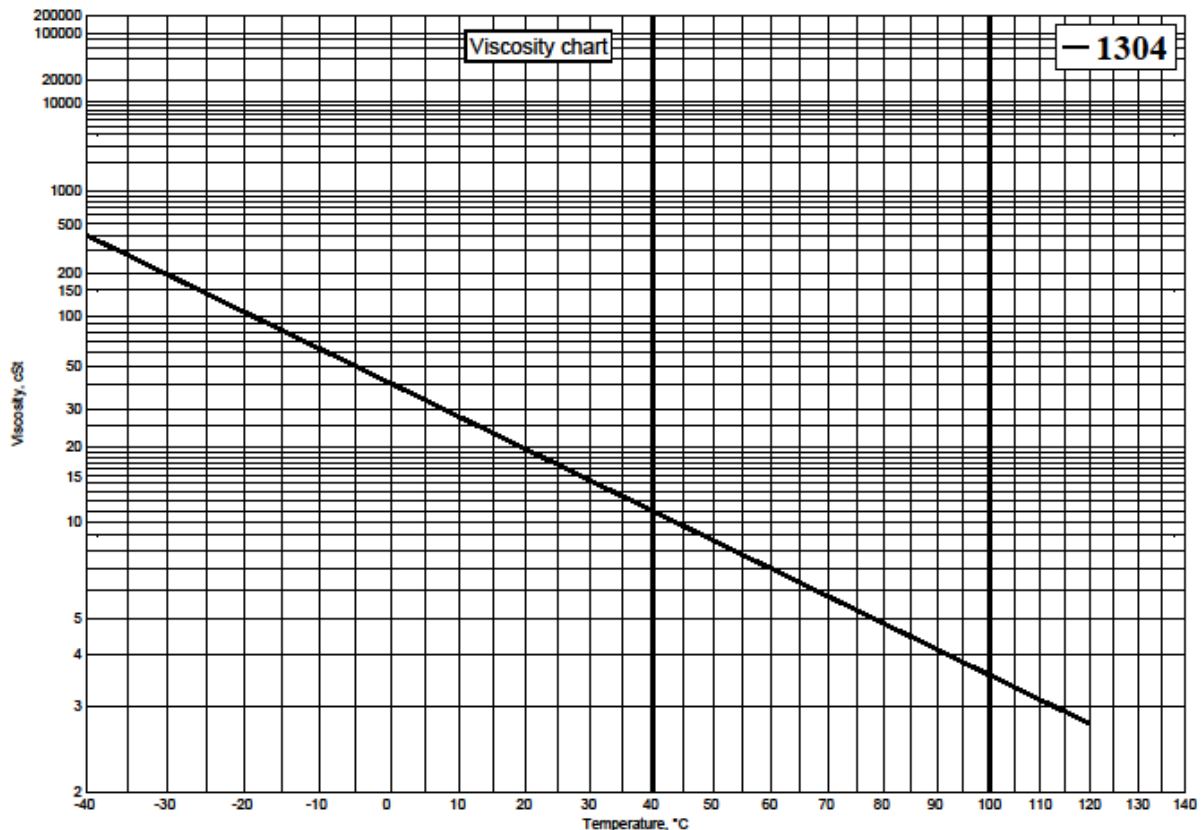
vilket gav värdena

$$A = -3,02 \text{ och } B = 7,56$$

Med dessa parametrar fås till exempel

$$\nu(T = 100^{\circ}\text{C}) = 3,56\text{cSt}$$

vilket ser ut att stämma i viskositetsdiagrammet.



Figur 24 – Oljans viskositet som funktion av temperatur

Eftersom ingen information finns över viskositetens variation med tryck, används ett standardvärde för olja i Dymola.

#### 4.5.4 Kavitation

Orsaken till kavitation är att trycket i oljan sjunker så mycket att den övergår till gasform. Hög temperatur är också gynnsamt för kavitation eftersom det höjer mättnadstrycket för gas. Gasbubblorna sätter sig på de fasta ytorna och när trycket sedan stiger så kan dessa gasbubblor inte existera. Gasbubblorna imploderar och det bildas tryckvågor som i sin tur kan skada det intilliggande materialet. För att förhindra kavitation trycksätts oljan till ett övertryck på ungefär 5bar, vilket görs genom att trycksätta kvävet i gasackumulatoren. När stötdämparen inte används kommer oljan då att ha samma tryck som kvävet.

Oljan i stötdämparen är vacuumsugen för att minimera gasinnehållet. Vid höga tryck löser sig gasen i oljan och när trycket sedan sjunker börjar blandningen skumma och kan orsaka kavitation. Initialt är den inblandade gasen luft men genom läckage vid separationskolven i gasackumulatören blandas även kväve in i oljan och ett högre gasinnehåll skapas.

#### 4.6 Elastisk fjädring, dämpning och friktion

Det har tagits hänsyn till elastisk fjädring, dämpning och friktion i både ventilerna och kolven. Friktion finns både i form av viskös friktion som är hastighetsberoende och Coulombfriktion som är en startfriktion. Den elastiska fjädringen och dämpningen bestämmer i princip hur mycket stötdämparen måste röra sig innan Coulombfriktionen och den viskösa friktionen börjar verka.

Coulombfriktionen kan bestämmas genom att utgå från mätningarna som har gjorts i dynamometer. De övriga värdena går inte att sätta siffror på utan mer omfattande experiment och därför sker endast en uppskattning av dessa värden. Värdena presenteras inte på grund av sekretess.

#### 4.7 Termodynamiska samband

För att fånga upp temperaturförändringar och dess konsekvenser infördes termodynamik i modellen. Både värmen som skapas inuti modellen och värmeutbytet med omgivningen måste beaktas för att modellen ska kunna uppnå ett stabilt tillstånd. Det nuvarande hydraulikbiblioteket tar inte hänsyn till temperaturförändringar eftersom det inte krävs i de flesta tillämpningar. Men en stötdämpare har en uppvärmningsprocess samt lokala (komponentnivå) och globala temperaturvariationer (stötdämparnivå).

Ett införande av de termodynamiska sambanden krävdes att samtliga komponenter byggdes om med specifik entalpi och entalpiflöde i portarna. Dessutom måste en energibalans härledas och massbalansen härledas om.

##### 4.7.1 Energibalans

Införande av temperaturvariationer kräver ett nytt tillstånd; specifik entalpi. Specifik entalpi betecknas med storheten  $h$  och har enheten  $[J/kg]$ . Sambandet mellan specifik entalpi och temperatur är känt och linjärt.

$$h = c_p T \quad (1)$$

Värdet på den specifika värmekapaciteten sätts till  $c_p = 1800 \frac{J}{kg \cdot K}$  (11) och antas vara oberoende av temperaturen.

Dessutom måste en ny flödesvariabel införas, entalpiflöde  $[W]$ . För att ställa upp en energibalans studeras ändringen av intern energi enligt termodynamikens första lag, med tillägg för den energi (entalpiflöden) som tillkommer respektive lämnar kontrollvolymen.

$$dU_{cv} = dH_{in} - dH_{out} + \delta Q - \delta W_{shaft} \quad (2)$$

Energibalans har tillämpats på samtliga hydrauliska komponenter. Däremot reduceras uttrycket något när det inte finns någon volym som till exempel vid lågfartsstryppningen. Ändringen av intern energi och värmeutbytet med omgivningen är då lika med noll vilket gör att endast entalpiflödena och arbetet blir kvar i uttrycket. Notera att  $\delta Q$  är energi som tillkommer till kontrollvolymen i form av



värme och  $\delta W_{shaft}$  är energi som lämnar kontrollvolymen i form av arbete. Arbetet består av volymändringsarbete och kan skrivas som

$$\delta W_{shaft} = p dV \quad (3)$$

Interna energin kan skrivas som

$$U_{cv} = m u_{cv} = V \rho u_{cv} \quad (4)$$

Specifika interna energin kommer från definitionen av entalpi

$$H = U_{cv} + pV \Rightarrow u_{cv} = \frac{p}{\rho} - h \quad (5)$$

Uttryck (2), (5) och (6) sätts ihop och ett uttryck för intern energi fås

$$U_{cv} = V \rho \left( T c_p - \frac{p}{\rho} \right) = c_p V T \rho - pV$$

För att få förändringen av interna energin differentieras ekvationen

$$dU_{cv} = c_p d(VT\rho) - d(pV) \quad (6)$$

Uttryck (6) och (3) sätts in i (2)

$$c_p d(VT\rho) - d(pV) = dH_{in} - dH_{out} + \delta Q - p dV \Rightarrow$$

$$c_p d(VT\rho) - V dp = dH_{in} - dH_{out} + \delta Q$$

Detta uttryck divideras nu med  $dt$  och ger följande

$$c_p \frac{d(VT\rho)}{dt} - V \frac{dp}{dt} = \frac{dH_{in}}{dt} - \frac{dH_{out}}{dt} + \frac{\delta Q}{dt} \Rightarrow c_p \frac{d(VT\rho)}{dt} - V \dot{p} = \dot{H}_{in} - \dot{H}_{out} + \dot{Q}$$

Eftersom densiteten räknas ut från "functions" i Dymola kan den inte deriveras analytiskt av Dymola. Därför skrivs uttrycket om något

$$c_p \left( VT \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{d(VT)}{dt} \right) - V \dot{p} = \dot{H}_{in} - \dot{H}_{out} + \dot{Q} \quad (7)$$

Densiteten är en funktion av både temperatur och tryck,  $\rho = \rho(p, T)$ . Kedjeregeln används och det finns då två derivator som inte tidsberoende

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \frac{\partial p}{\partial t} + \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (8)$$

Derivatan vid konstant tryck kan tas fram från bulkmodulen

$$\beta_T = \rho \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T \quad (9)$$

Densitetens temperaturderivata vid konstant tryck fås vid derivering av uttrycket i densitetskapitlet 4.5.1.

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p = \rho_0 \rho_{0T} \frac{d\rho_{0p}}{dT} = -\frac{\rho_0 \alpha_V \rho_{0T}}{(1 + \alpha_V(T - T_0))^2} = -\frac{\alpha_V \rho}{1 + \alpha_V(T - T_0)} \quad (10)$$

Insättning av uttryck (9) och (10) i uttryck (8) ger

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\rho}{\beta_T} \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\alpha_V \rho}{1 + \alpha_V(T - T_0)} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (11)$$

#### 4.7.2 Massbalans

Massbalansen ser till att massan inte förändras i modellen eftersom komponenterna har volymförändringar och kompressibelt flöde. De befintliga komponenterna i Dymola har en massbalans men på grund av temperaturförändringar måste den utvecklas.

Genom att utgå från massflödet och användningen av kedjeregeln fås

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \frac{\partial(\rho V)}{\partial t} = \rho \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

Tidsderivatan av densiteten är nu också beroende av temperaturen och därför används uttryck (11) för beskrivning av denna. Övrig information i uttrycket är redan känt. Massbalansen tillämpas på samtliga komponenter men uttrycket är lika med noll i de komponenter som saknar volym. Modellkoden till mass- och energibalansen visas i Figur 25.

```
//Energy balance
(EffVolume*oil.cp*T)*drhdot + rho*der(EffVolume*oil.cp*T) - EffVolume*der(p) = port_A.H_flow + Q_conduction_wall;

//Mass balance
sum(port_A.m_flow) = der(EffVolume)*rho + EffVolume*drhdot;
```

Figur 25 - Modellkod, mass- och energibalans

#### 4.7.3 Värmeöverföring

Ekvation (7) beskriver energiförändringen genom och inuti komponenten. En viss energi försvinner ut till omgivningen, vilket i denna ekvation har betecknats som  $\dot{Q}$ . Värmeöverföring ske på tre olika sätt; strålning, konvektion och värmeledning. I denna modell har endast värmeledning valts för att på något sätt begränsa komplexiteten. Värmeledning beskrivs med hjälp av Fouriers lag.

$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} [W]$$

Värmeledning är behändigt att jobba med eftersom värmeledningskoefficienten är relativt konstant då den har ett litet temperaturberoende som brukar förbises och är lättbestämd. För aluminium är denna  $k = 237 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$  (11).

Fouriers lag bestämmer hur mycket värme som ska överföras över aluminiumväggen. Endast det värmeutbyte som sker till omgivningen betraktas:

- Från kanalen utanför cylindern till omgivningen
- Från gasackumulatorns oljesida till omgivningen

Det värmeutbyte som sker mellan komponenter försummas eftersom temperaturen inte varierar så mycket inuti stötdämparen som den gör till omgivningen. En korrigerande faktor  $c_{korr}$  läggs till för att ta hänsyn till det faktum att luften runt stötdämparen inte har exakt samma temperatur som luften en bit ifrån. Skulle stötdämparen kylas bra så är denna faktor låg. Initialt sätts faktorn till  $c_{korr} = 0,02$ .

$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} c_{korr}$$

Energibalansen i Figur 25 har en värmeledningsvariabel och det är just dessa som beskrivs med värmeledningslagen Fouriers lag. Implementeringen av Fouriers lag visas i Figur 26.

```
Q_conduction_wall = k_aluminium*effectiveWallArea*(T_out - T)/dx*ckorr;
```

Figur 26 – Fouriers lag

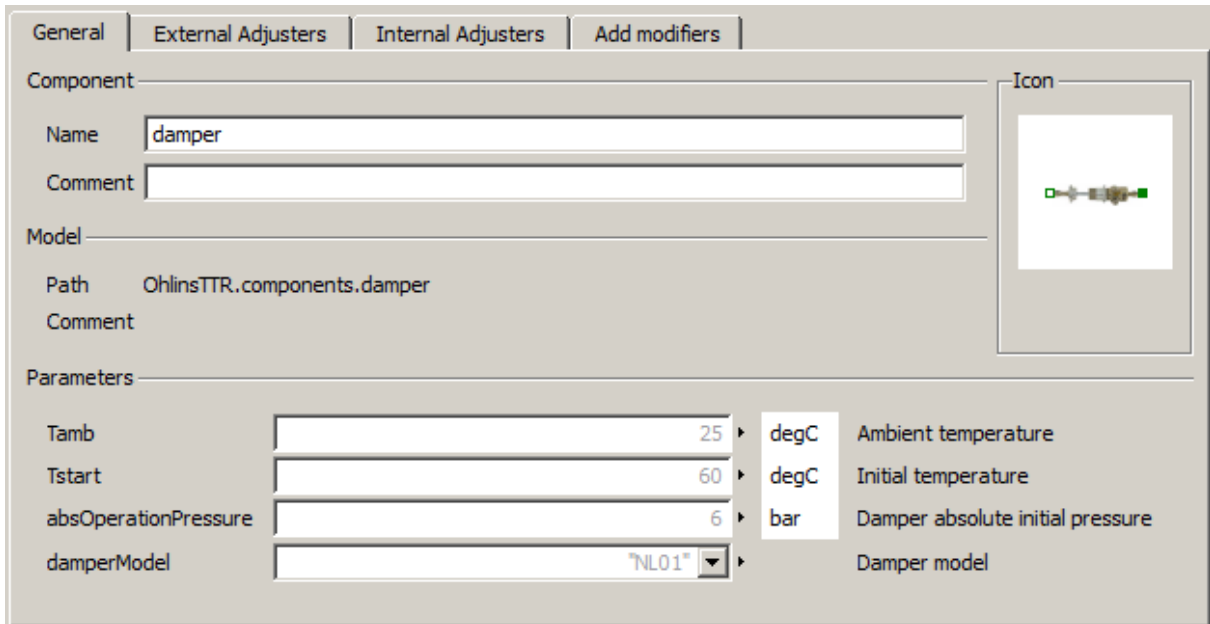
Gasackumulatorns kväve har som standard i hydraulikbiblioteket värmeutbyte med omgivningen och därför behöver inget göras med denna komponent.

I strypningarna finns inget värmeutbyte mot omgivningen men friktionsförluster har tagits med som i sin tur skapar värme.

## 5 Modellens inställningsmöjligheter

Modellen har, som tidigare beskrivits, ett antal olika justeringar som kan göras; både interna, externa och justeringar som här kallas generella. En förändring av en parameter kan göras genom att skriva i ett annat värde i rutan eller välja i en lista (om parametern inte kan ändras godtyckligt, som till exempel är fallet för ventilmodellen).

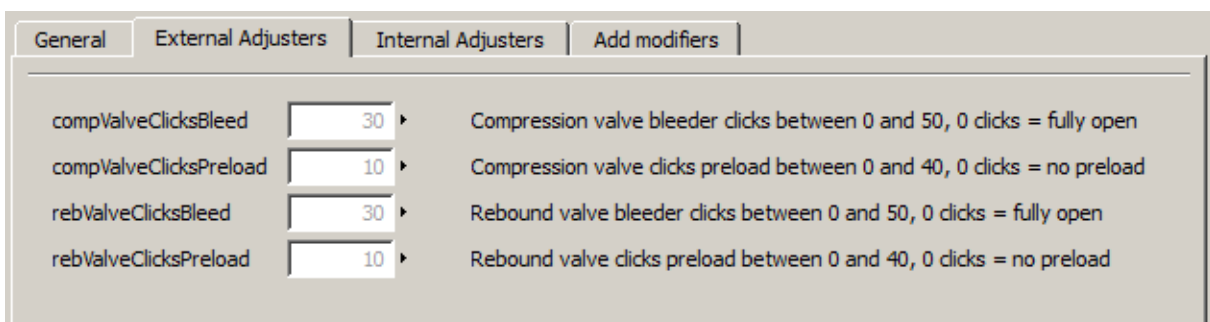
Figur 27 visar de generella justeringar som kan göras. Här kan dämparmodellen ändras mellan de sex olika geometriska varianter som finns tillgängliga. Det som kan ställas in här är trycket som gasen laddas med, starttemperatur och omgivningstemperatur.



Parameter	Value	Unit	Description
Tamb	25	degC	Ambient temperature
Tstart	60	degC	Initial temperature
absOperationPressure	6	bar	Damper absolute initial pressure
damperModel	NL01		Damper model

Figur 27 – Generella justeringar: Omgivningstemperatur, starttemperatur, initialtryck och stötdämpargeometri

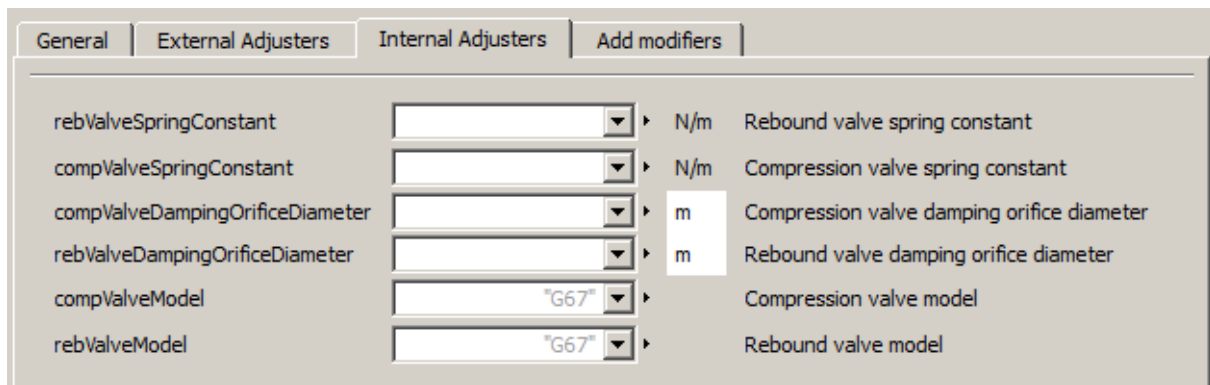
Figur 28 visar de externa justeringarna. Här ställs det in hur många klick lågfarts- respektive högfartsventilen ska stå på.



Parameter	Value	Description
compValveClicksBleed	30	Compression valve bleeder clicks between 0 and 50, 0 clicks = fully open
compValveClicksPreload	10	Compression valve clicks preload between 0 and 40, 0 clicks = no preload
rebValveClicksBleed	30	Rebound valve bleeder clicks between 0 and 50, 0 clicks = fully open
rebValveClicksPreload	10	Rebound valve clicks preload between 0 and 40, 0 clicks = no preload

Figur 28 – Externa justeringar: Antal klick på både högfarts- och lågfartsventil för både kompression och retur

Figur 29 visar de interna justeringarna. Normalt kräver dessa ett större ingrepp för byte på en riktig stötdämpare men i modellen görs det med ett knapptryck. I listorna går det att välja mellan fyra olika fjädrar, tre olika håldiametrar på dämpningsstryppingen samt tre olika ventilmodeller.



Figur 29 – Interna justeringar: Ventilens fjäderkonstant, dämpningshål och ventilmodell för både kompression och retur

## 6 Jämförelse modell med mätdata

Vissa parametrar är näst intill omöjliga att uppskatta och kräver att man tar fram dem genom att studerar mätdata. Fjädrarna som bestämmer mekanisk deformation är den viktigaste parameter som matchades in för att få stötdämparens dynamiska karaktär att stämma. Även friktionen i stötdämpare och ventiler ställdes in så modellen blev stabil och gav rimliga nivåer.

I en dynamometer kan stötdämparens karaktär tas fram. En stötdämpare monteras i dynamometern, sedan läggs en sinusformad positionssignal på och kraften mäts upp. Därefter fås ett diagram på kraft som funktion av hastighet på en stötdämpare. Detta har gjorts för ett antal olika klickinställningar. Med hjälp av Öhlins bestämdes tre olika klicknivåer för högfart- och lågfartsventilen, se Tabell 7.

Tabell 7 - Olika klicknivåer vid dynammätningen

	Lågfartsventil	Högfartsventil
Låg	15	2
Mellan	30	10
Hög	45	30

Stötdämparen levereras med medelinställningen, dvs. 30 klick på lågfartsjusteringen och 10 klick på högfartsjusteringen. Testmatrisen som användes visas i Tabell 8.

Tabell 8 - Testmatris för dynammätning

Test nummer	Lågfart komp	Högfart komp	Lågfart retur	Högfart retur
1	Medel	Medel	Medel	Medel
2	Hög	Låg	Hög	Låg
3	Hög	Hög	Hög	Hög
4	Låg	Låg	Låg	Låg
5	Låg	Hög	Låg	Hög
6	Hög	Låg	Låg	Låg
7	Hög	Hög	Låg	Låg
8	Låg	Hög	Låg	Låg
9	Hög	Låg	Hög	Hög
10	Låg	Låg	Hög	Hög
11	Låg	Hög	Hög	Hög

Vid varje mätning körs stötdämparen med olika frekvenser; 2, 4, 8, 12, 16, 20, 24, 30 och 50Hz och med olika maxhastigheter; 0,1, 0,25 och 0,5m/s. Frekvensen och maxhastigheten bestämmer tillsammans hur stor slaglängden blir. Dessa diagram och simuleringresultaten kan sedan importeras till Matlab för att jämföra dem mot varandra. Observera att dynamometermätningarna är filtrerade från brus.

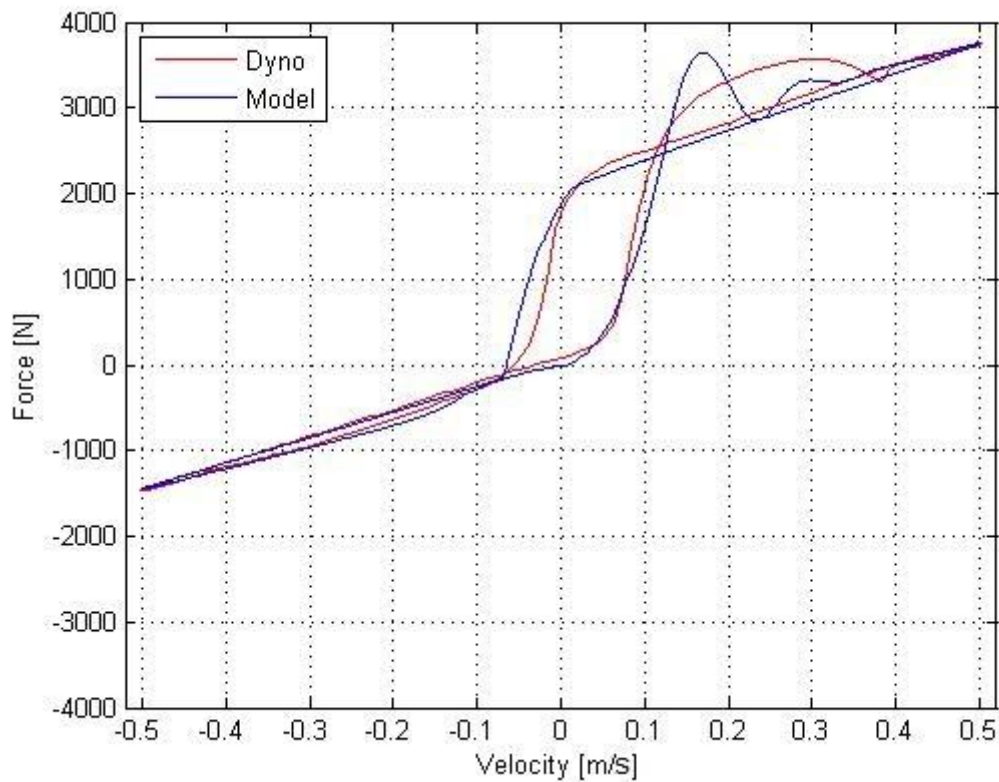
Förutom sinusformade positionssignalen så kan också en hastighetsramp göras i dynamometern. Detta ger ännu en dimension till hur bra modellen fungerar och kan även avslöja brister i modellen. Testmatrisen är test nummer 1-5 i Tabell 8. Hastighetsrampen görs för olika accelerationer; från långsam till snabb.

## 6.1 Sinusformad rörelse

För att på något vis begränsa antalet resultat som presenteras i rapporten visas endast ett antal jämförelser, se Tabell 9. En av jämförelserna (test nummer 7) visas i Figur 30 och de andra tio i Bilaga 2. Inga ändringar görs, förutom klicket, mellan simuleringarna. Vid alla simuleringar används lösaren "Lsodar". Toleransen sätts till  $10^{-6}$  och steglängden till  $10^{-4}$  s. Simuleringstiden för en cykel tar ungefär 20 sekunder och förändras inte avsevärt vid andra värden på tolerans och steglängd. Antal ekvationer i modellen är cirka 1800.

Tabell 9 – Frekvens och max hastighet för de resultat som visas

Test nummer (se Tabell 8)	Frekvens [Hz]	Max hastighet [m/s]
1	4	0,25
2	8	0,50
3	12	0,50
4	16	0,50
5	30	0,50
6	4	0,25
7	8	0,50
8	12	0,50
9	16	0,50
10	30	0,50
11	12	0,50



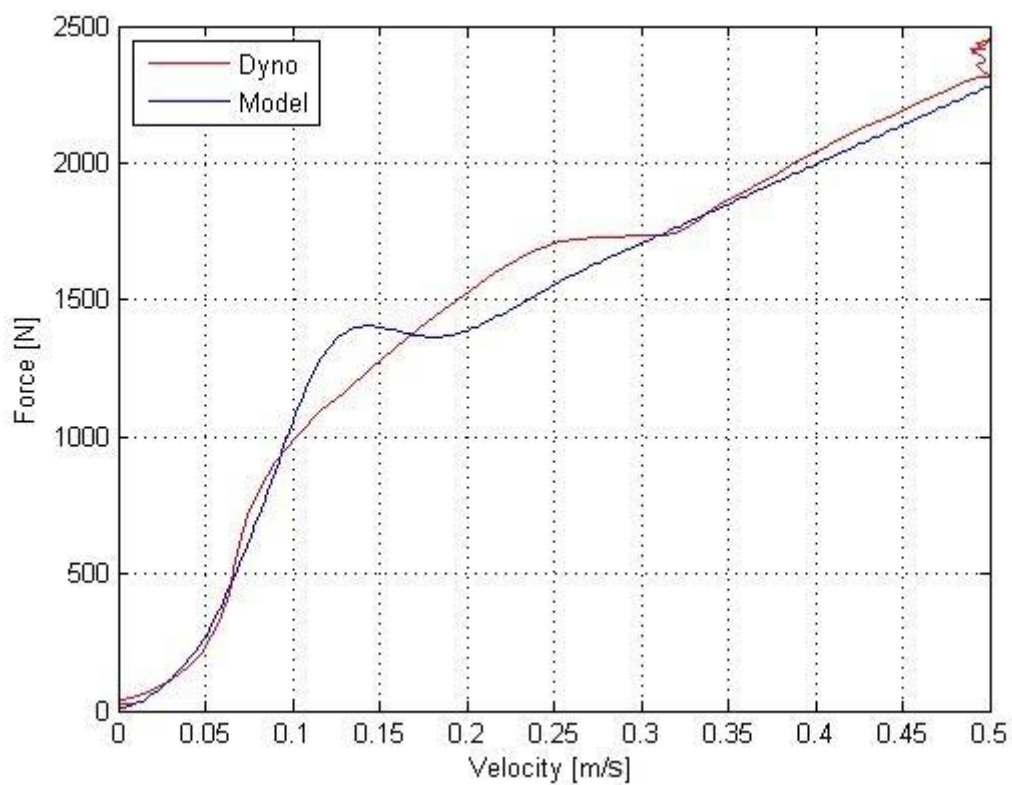
Figur 30 - 8Hz, 0,5m/s C:45,30 R:15,2

## 6.2 Hastighetsramp

För hastighetsrampen visas fem jämförelser, dessa presenteras i Tabell 10. Test nummer 1 visas i Figur 31 samt de fyra andra i Bilaga 3.

Tabell 10 – Testmatris, hastighetsramp för olika accelerationer

Test nummer (se Tabell 8)	Acceleration
1	Långsammast
2	Långsam
3	Medel
4	Snabb
5	Snabbast

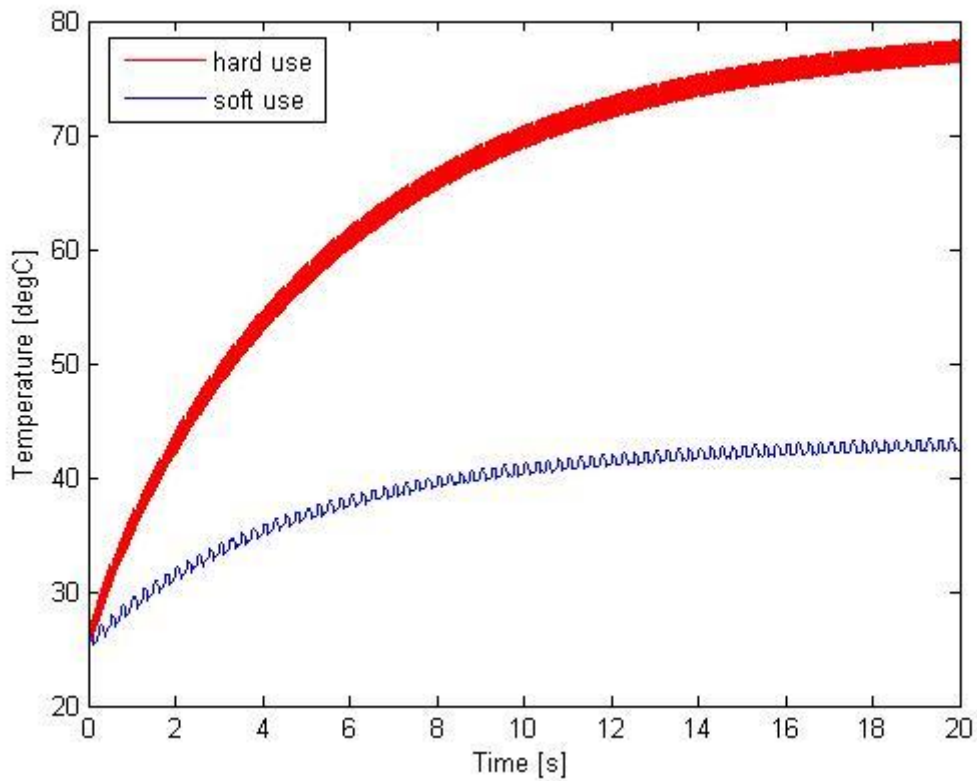


Figur 31 – Långsammast, C:30,10 R:30,10



### 6.3 Uppvärmning

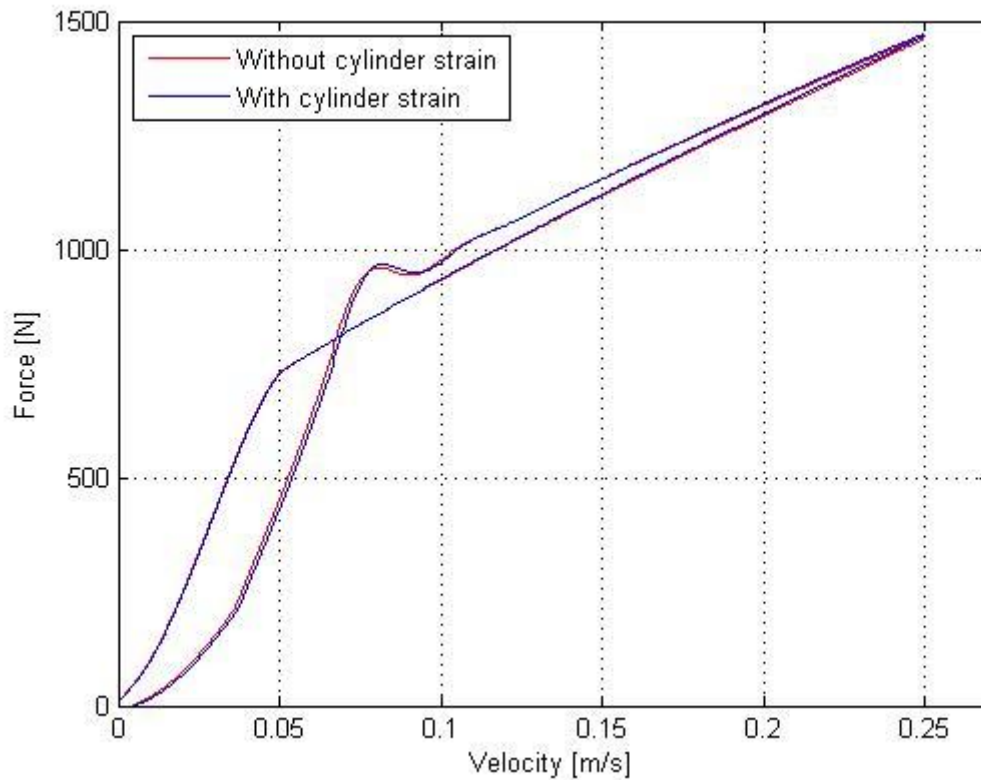
Figur 32 visar temperaturen i kompressionskammaren. Stötdämparen börjar på omgivningstemperaturen 25°C och körs därefter i 20s. Den ena simuleringen är vid lugn användning och den andra är vid hårdare användning. Under simuleringen värms stötdämparen upp och temperaturen stannar vid ungefär 43°C respektive 78°C. Lokala temperaturen under en cykel visar sig också variera med ungefär 1-2°C. Stötdämparens oljeegenskaper förändras också under uppvärmningsprocessen vilket ger annorlunda karaktär, i till exempel diagrammet över hur kraften varierar mot hastigheten, vid slutet av simuleringen mot i början av simuleringen.



Figur 32 - Temperatur i kompressionskammaren som funktion av tid vid lugn(blå) respektive hård(röd) användning

## 6.4 Cylindertöjning

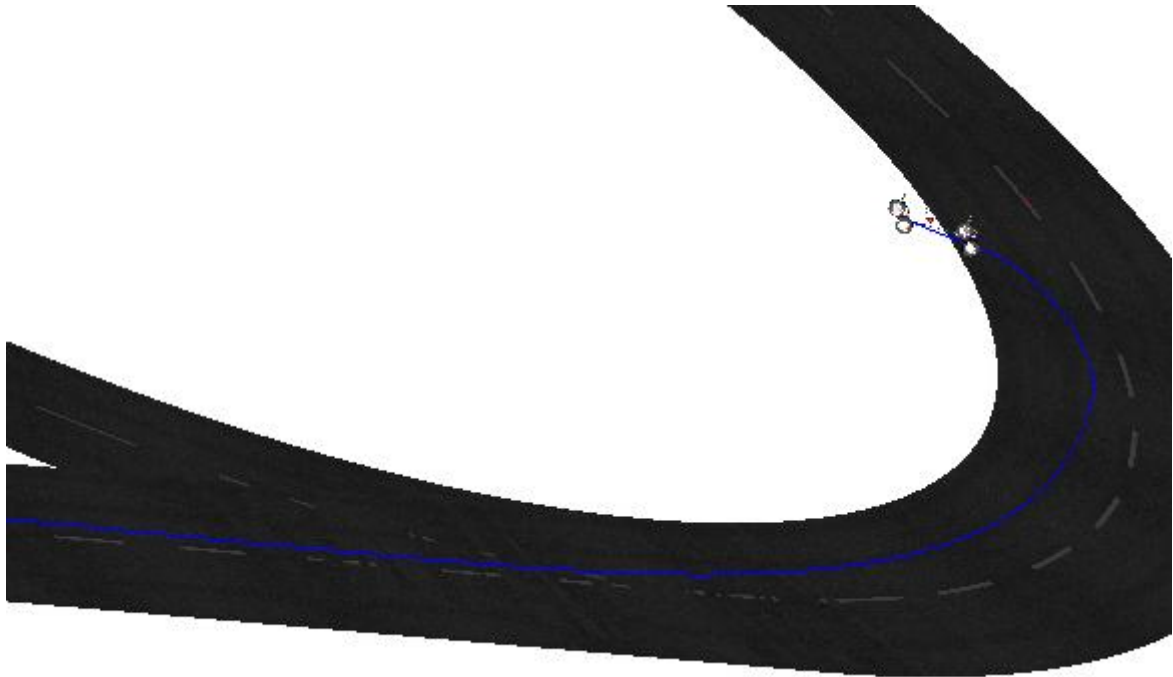
För att visa den skillnad som fås med eller utan töjning i cylindern, så visas i Figur 33 effekten av detta i kompressionslaget. I det ena fallet har effekten av detta satts till noll medan det andra är som vanligt. Vid ett kompressionsslag pressas cylinderväggen på kompressionssidan ut och vid ett returslag pressas de inåt. Därför fås vid båda fall en fördröjning i systemet. Figur 33 visar effekten vid ett kompressionsslag. Effekten av cylindertöjningen blir som störst vid en viss kombination av kolvposition och tryck.



Figur 33 - 4Hz, 0,25m/s C:30,10 R:30,10. Kraft som funktion av hastighet för kompressionslaget med och utan hänsyn till töjningen i cylindern

## 6.5 Helfordonssimulering med VDL

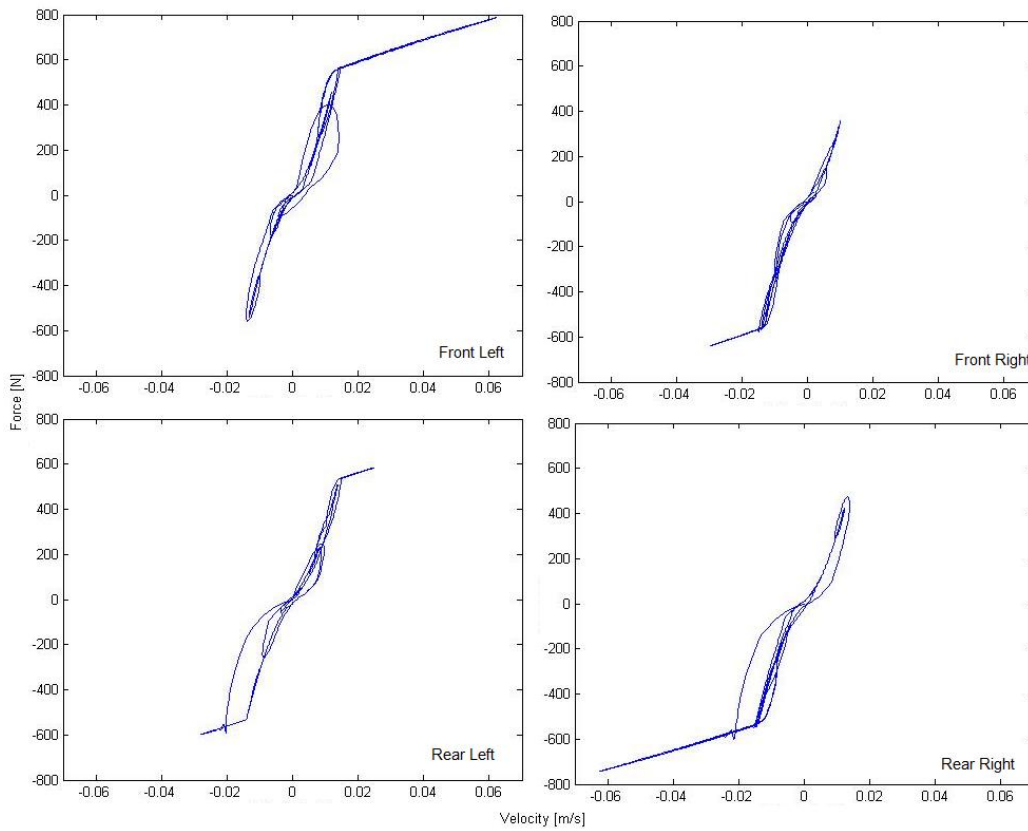
För att visa att stötdämparmodellen fungerar i en mer praktisk tillämpning monteras de i en fordonsmodell. VDL är ett bibliotek i Dymola som har ett stort utbud av fordonsmodeller och olika miljöer de kan simuleras i. Ett av testerna väljs; *BrakingWhileCornering*, se Figur 34. I simuleringen bromsar bilen samtidigt som den tar en vänsterkurva tills den tappar greppet. I testet sitter linjära dämpare monterade men istället monteras Öhlins TTR och testet simuleras. Efter ungefär 3,5 sekunder in i simuleringen tappar bilen greppet bak och sladdar av vägbanan, därefter försöker bilen kompensera genom att vrida ratten mot andra hållet.



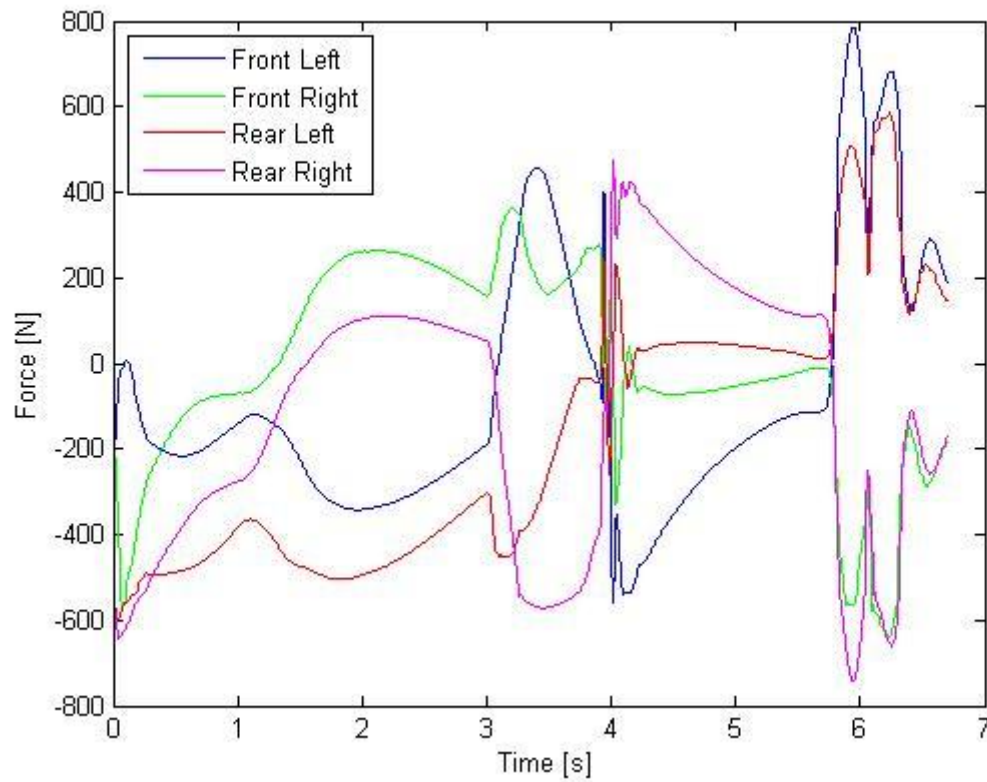
Figur 34 - Testet *BrakingWhileCornering* i Dymolas Vehicle Dynamics Library

För att simuleringen ska konvergera krävs att toleransen förbättras och steglängden minskas. Lösaren som användes vid simuleringen var "Dassl". Bakstötdämparna är av modell NL06 och framstötdämparna NL04, alltså något mindre stötdämpare fram. Klicken sätts till 45 på lågfartsventilen och 7 på högfartsventilen på samtliga stötdämpare.

Figur 35 visar dämpkraften som funktion av dämphastigheten för de fyra stötdämparna. Figur 36 visar dämpkraften som funktion av tiden.



Figur 35 - Kraft som funktion av hastighet för bilens fyra stötdämpare



Figur 36 - Kraft som funktion av tid för bilens fyra stötdämpare

## 7 Diskussion och summering

Stötdämparmodellens statistiska nivåer stämde bra mot mätdata och inga korrigeringar behövdes för att ställa in dessa. Detta betyder bland annat att högfartsventilens öppningsarea stämmer. Ett par saker som är viktiga att nämna är att mätdata är filtrerad ifrån brus samt att det finns en viss spridning i mätresultat mellan två likadana stötdämpare. Mätkurvorna ser väldigt jämna ut i figurerna men i verkligheten går det inte att mäta med så stor precision. De diagram som finns presenterade valdes ut slumpmässigt för att ge spridning i antal klick på högfarts- och lågfartsventil samt frekvensen. De olika diagrammen ger också en inblick i hur olika karaktär en stötdämpare kan ha beroende på hur den är inställd och hur den används. Sammanfattningsvis stämde modellen bra överrens med mätdata eftersom modellkurvorna följer mätkurvorna.

Det diagram som avviker mest är Figur 43, där dämpkraften i modellen är för låg nära vändläget. Lite försiktighet bör tas om modellen ska användas vid låga klick på höga frekvenser eftersom systemets fördröjning inte fångas upp helt. Det kan bero på att modellen som används för att modellera den mekaniska deformationen inte är heltäckande.

Det rådde osäkerhet kring de svängningar som erhöles i modellen men inte i dynamometermätningarna, se till exempel Figur 30. Slutsatsen som drogs av detta var att svängningarna förmodligen filtreras bort i mätningen. Svängningarna beror på högfartsventilens dämpning och att ventilen börjar svänga innan den stabiliseras.

Mätningen med hastighetsramp hade också samma problem med översläng som fanns i modellen men inte i mätningen. De snabba mätningarna, Figur 49 och Figur 50, stämde bra överrens med modellen dock öppnades aldrig högfartsventilen här. Det gör den å andra sidan i Figur 48 där syns en stor skillnad när högfartsventilen öppnar och skapar svängningar. Vid lägre accelerationer, Figur 31 och Figur 47, följer kurvorna varandra bättre.

Stötdämparmodellens temperaturer blev efter 20 sekunder 78°C vid hård användning och 43°C vid lugn användning. Detta är något som är mycket beroende av hur mycket stötdämparen kyls från omgivningen. Inga temperaturerna har noterats vid experiment på en fysisk stötdämpare. För en bestämd miljö går det att justera in modellen så temperaturnivåerna blir rätt. Det blir dock mer problematiskt om stötdämparen skulle få varierande kylning som till exempel i ett riktigt fordon.

Fördröjningar i systemet skapas på grund av töjning av cylinderväggen och av andra mekaniska deformationer. De fördröjningar som fås av cylindertöjningen verkar vara relativt små jämfört med de totala mekaniska deformationerna. Figur 33 visar cylindertöjningens effekt, denna effekt är dock liten i jämförelse med den kraftskillnad som kolven redan har vid accelererande och deaccelererande rörelse. Till skillnad från effekten av andra mekaniska deformationer sker cylindertöjningseffekten inte vid vändläget när tryckskillnaden är noll. Denna effekt blir störst då "rätt" kombination av tryck och kolvposition uppnås.

Modelleringsarbetet har utförts med målsättningen att stötdämparen ska modelleras fysikaliskt och så lite med gissade och uppskattade parametrar som möjligt. Dock är detta ibland svårt att uppnå. Stötdämparens grundkonstruktion är fysikaliskt modellerad, däremot krävdes det ändå att modellen matchades in mot mätdata för att få dynamiken till att stämma. Till exempel är det svårt att mäta upp hur stor totala mekaniska deformationen är utan att göra omfattande experiment.

I Figur 35 visas diagram över kraft mot hastighet för fordonssimuleringens fyra stötdämpare. Det syns att stötdämparna jobbar vid olika frekvenser, eftersom det finns stora ”bubblor” i diagrammet som skapas vid högre frekvenser. I Figur 36 visas kraften istället som funktion av tiden. När bilen börjar ta kurvan komprimeras stötdämparna på högersidan och de på vänster sida gör en returrörelse på grund av laterala lastförskjutningen. När fordonet inte kan ta upp mer sidokraft tappar den greppet. Vid slutet av simuleringen gör stötdämparna en snabb motriktad rörelse tillbaka mot sitt ursprungsläge. Denna rörelse är snabbare och ger därmed upphov till högre dämpkrafter än rörelsen i början av simuleringen.

Utmaningen med stötdämparmodellering var initialt att få det att fungera. Hydraulikkomponenterna i Dymola används främst till öppna system men här är systemet slutet och det är ytterst viktigt att den totala massan hålls konstant. Eftersom oljan ändrar egenskaper på grund av både tryck och temperatur krävs det att mass- och energibalansen stämmer, vilket det här också gör. Det tog tid att hitta en lämplig oljemodell. Problemet med oljemodellen var att få oljemassan i stötdämparen att bli konstant. Närd etta väl hade gjorts var det ganska enkelt att ge oljan just de egenskaperna man ville att den skulle inneha. Andra stora utmaningen borde vara att matcha in simuleringarna mot mätdata men eftersom modellen redan innan matchningen stämde ganska så bra, blev detta inte några större svårigheter.

## 8 Förslag till förändringar

Modellen gav bra resultat och det är svårt att veta om det är modellen som inte fångar upp verkligheten eller om det är mätningarna som är osäkra. En mer detaljerad analys kring mätmetoderna borde göras för att analysera huruvida de svängningar som erhöles i simuleringen finns i verkligheten. En mer omfattande analys borde även göras kring temperaturen i stötdämparen samt avstämning av detta mot mätdata.

## 9 Litteraturförteckning

1. **Brodén, M.** *Modellering av aktivt stötdämpningssystem med MR-dämpare*. u.o. : Luleås Tekniska Universitet, Institutionen för systemteknik, 2005.
2. **Chahine, R.** *Modeling of a World Rally Championship Car Damper and Experimental Testing of Its Component*. Stockholm : Kungliga Tekniska Högskolan, Avdelningen för fordonsteknik, 2009.
3. *Shock Absorber Modeling and Simulation Based on Modelica*. **Hou, Y, o.a.** Dresden : 8th Modelica Conference., 2011.
4. *Modeling and Simulation of Shock Absorber with Fuzzy Uncertain Parameters*. **Zhang, J, o.a.** u.o. : ICCASM, 2010.
5. **Sorniotti, A, D'Alfio, N och Morgando, A.** *Shock Absorber Modeling and Experimental Testing*. u.o. : SAE, 2007.
6. **Öhlins Racing AB.** *Inside TTX - The Öhlins TTX 40 manual*. 2005.
7. **Van Boekel, J.J.P.** SimMechanics, MapleSim and Dymola: a first look on three multibody packages. [Online] Technische Universiteit Eindhoven, 2009. [Citat: den 19 April 2012.] <http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/10647.pdf>.
8. **Dassault Systèmes AB.** *Dymola user manual Volume 1*. 2011.
9. Modelisar. [Online] <http://www.modelisar.com>.
10. **Juhász, T och Schmucker, U.** *CAD to SIM: CAD Model Conversion for Dymola-based Mechatronic Simulation*. [Online] [Citat: den 19 April 2012.] <http://mycite.omikk.bme.hu/doc/28211.pdf>.
11. **Çengel, Y A och Boles, M A.** *Thermodynamics - An Engineering Approach*. New York : McGraw-Hill Higher Education, 2007.
12. University of Washington. [Online] [Citat: den 19 April 2012.] <http://courses.washington.edu/me354a/Thin%20Walled%20Pressure%20vessels.pdf>.
13. **Callister, Jr, William D och Retwisch, David G.** *Fundamentals of Materials Science and Engineering*. u.o. : John Wiley & Sons, 2008.
14. Engineerings Edge. [Online] [Citat: den 19 April 2012.] <http://www.engineersedge.com/torque.htm>.
15. **Merritt, H E.** *Hydraulic Control Systems*. u.o. : John Wiley & Sons, Inc, 1967.
16. **Olsson, O och Rydberg, K-E.** *Kompendium i Hydraulik*. u.o. : Linköpings Universitet, Institutionen för konstruktion- & produktionssteknik, 1993.
17. The Engineering Toolbox. [Online] [Citat: den 19 April 2012.] [http://www.engineeringtoolbox.com/volumetric-temperature-expansion-d\\_315.html](http://www.engineeringtoolbox.com/volumetric-temperature-expansion-d_315.html).
18. **Modelon AB.** *Modeling of Hydraulic Systems*. 2010.

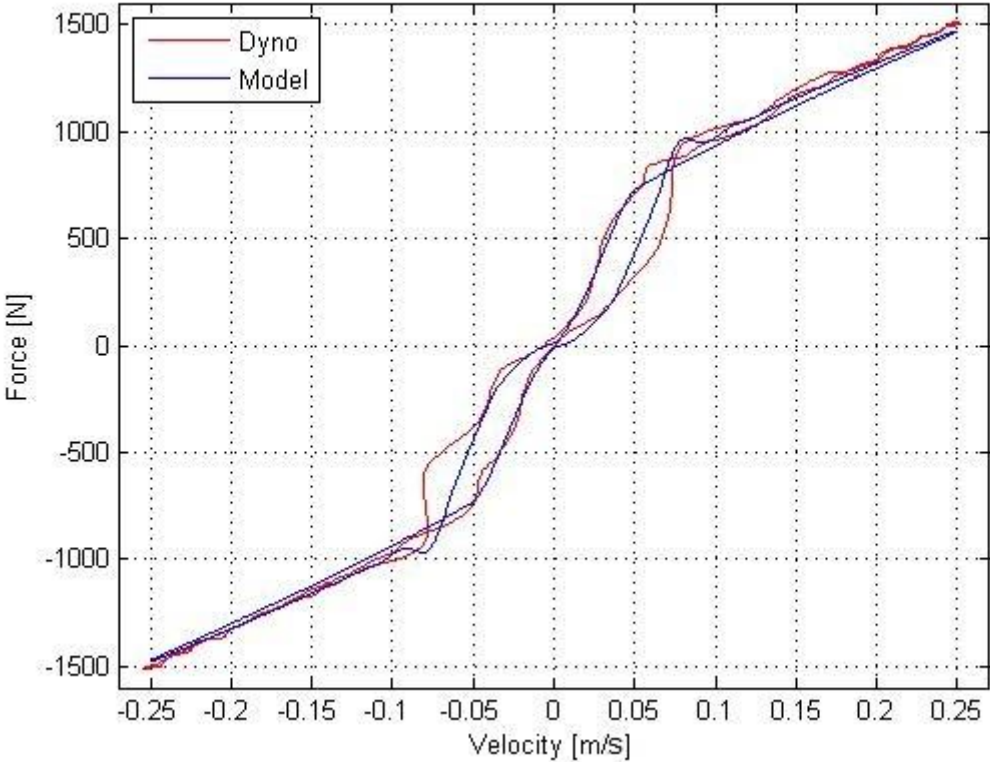
## Bilaga 1 – Värden för beskrivning av lågfartsventilens karaktär

Tabell 11 - Konstanter för beskrivning av sambandet mellan tryckfall och volymflöde.

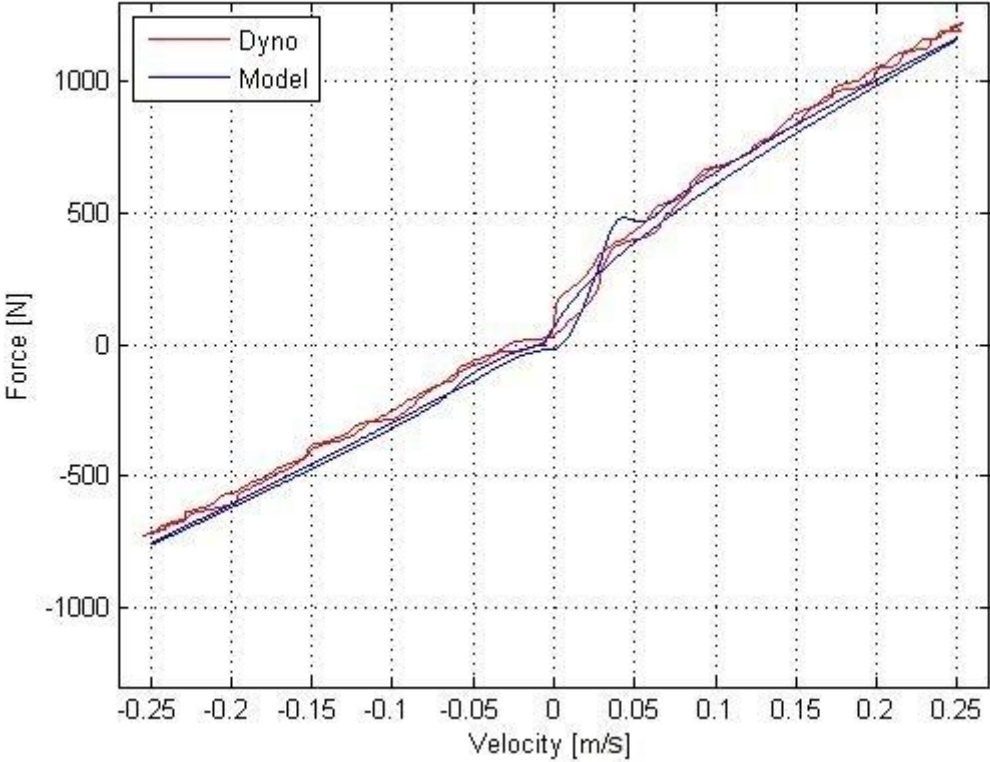
klick	k1	k2	klick	k1	k2
0	1,056E-07	0,5504	26	2,723E-08	0,5692
1	9,416E-08	0,5567	27	2,332E-08	0,5747
2	8,395E-08	0,5631	28	1,990E-08	0,5801
3	7,855E-08	0,5663	29	1,973E-08	0,5778
4	7,348E-08	0,5695	30	1,951E-08	0,5755
5	7,415E-08	0,5679	31	1,688E-08	0,5818
6	7,481E-08	0,5662	32	1,460E-08	0,5881
7	6,685E-08	0,5719	33	1,217E-08	0,5967
8	5,979E-08	0,5775	34	1,012E-08	0,6053
9	6,339E-08	0,5727	35	9,780E-09	0,6042
10	6,723E-08	0,5679	36	9,429E-09	0,603
11	6,022E-08	0,5732	37	9,369E-09	0,5987
12	5,394E-08	0,5784	38	9,252E-09	0,5943
13	5,312E-08	0,577	39	8,376E-09	0,5961
14	5,226E-08	0,5756	40	7,546E-09	0,5977
15	5,765E-08	0,5672	41	9,347E-09	0,578
16	6,347E-08	0,5589	42	1,135E-08	0,5587
17	5,961E-08	0,5587	43	7,832E-09	0,576
18	5,574E-08	0,5584	44	5,372E-09	0,5932
19	5,500E-08	0,5561	45	3,003E-09	0,6235
20	5,416E-08	0,5538	46	1,646E-09	0,6543
21	5,277E-08	0,5505	47	7,147E-10	0,7002
22	5,108E-08	0,5471	48	2,989E-10	0,7479
23	4,680E-08	0,5472	49	2,095E-10	0,7679
24	4,254E-08	0,5474	50	1,465E-10	0,788
25	3,404E-08	0,5584			



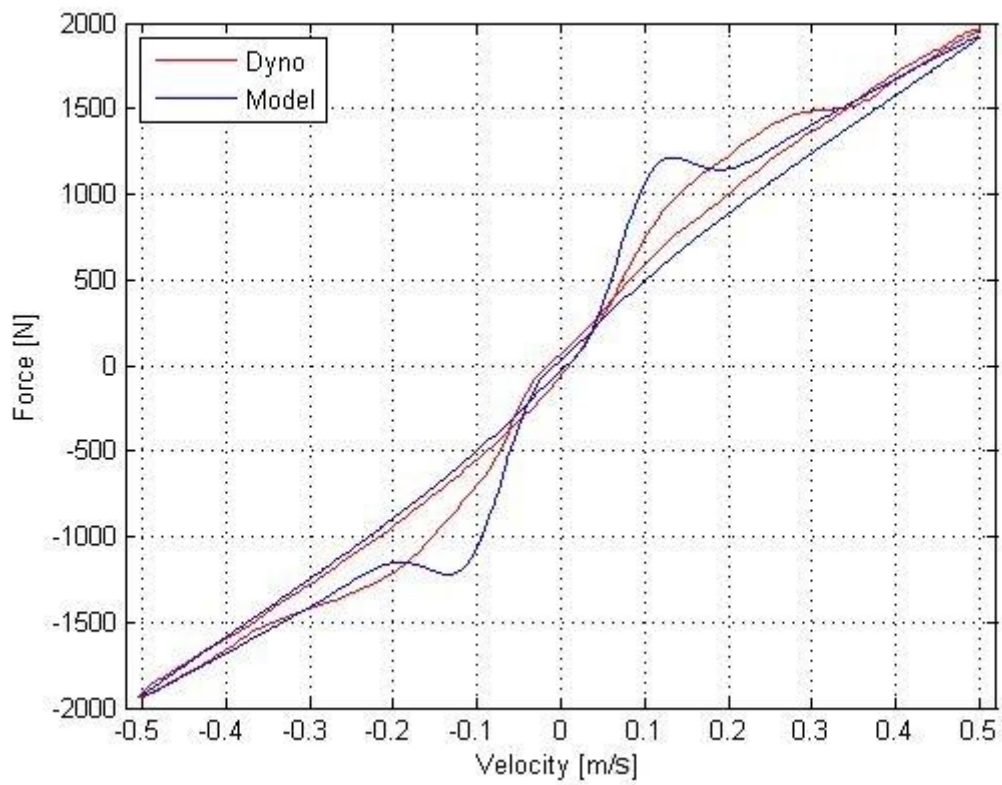
## Bilaga 2 – Jämförelser, sinusformad rörelse



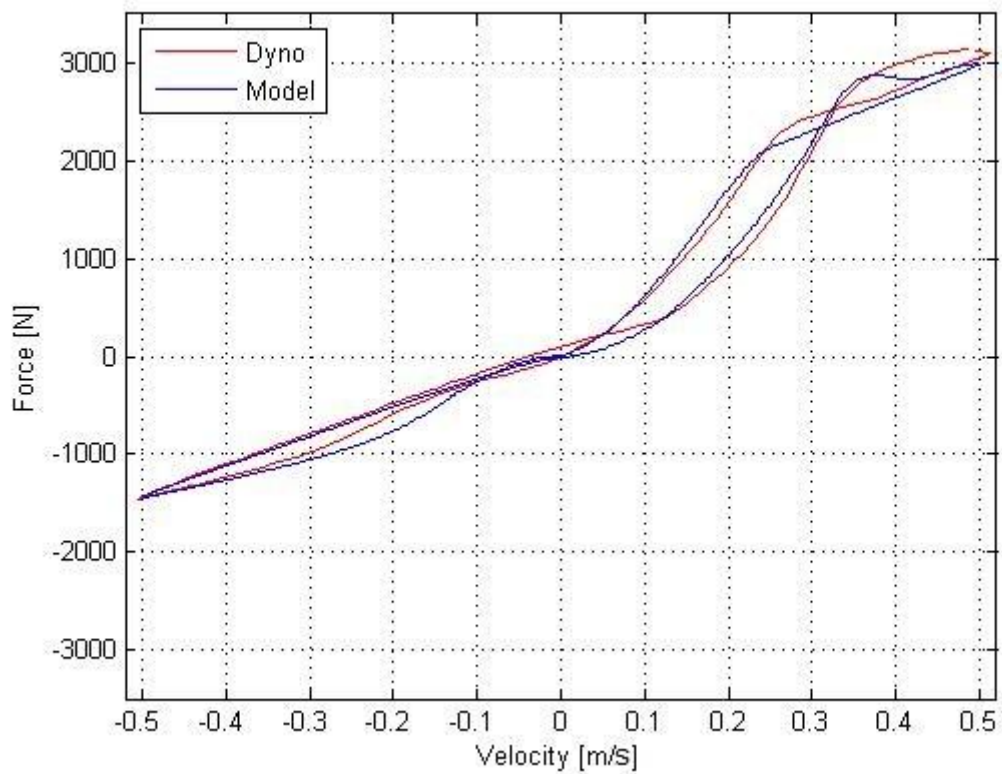
Figur 37 – 4Hz, 0,25m/s C:30,10 R:30,10



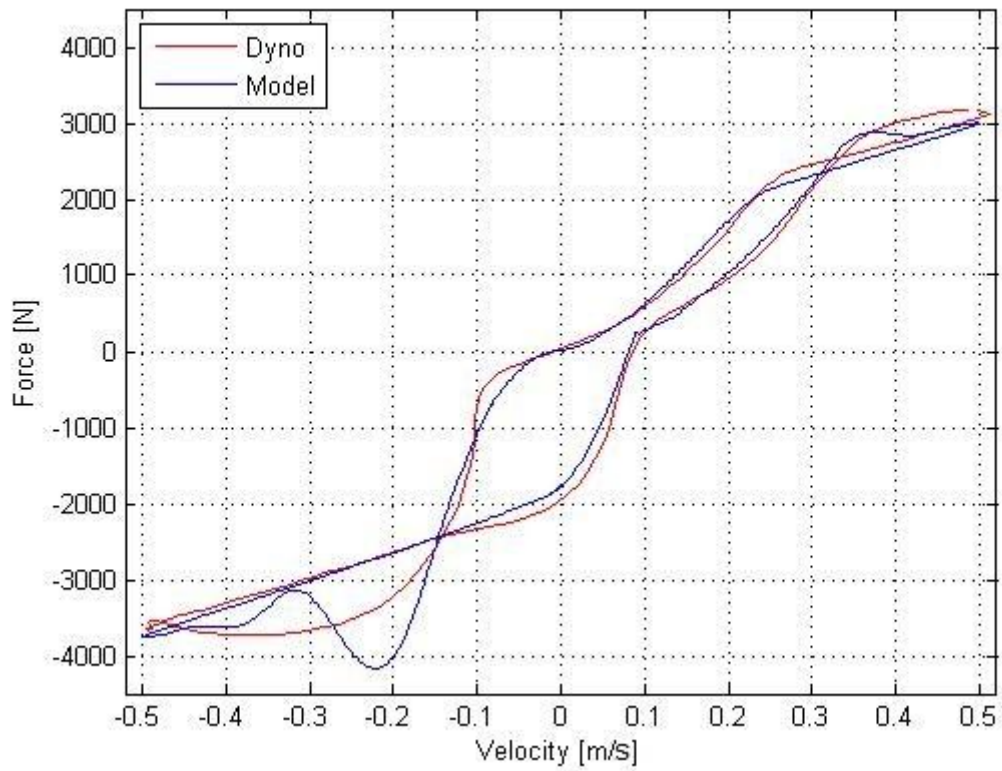
Figur 38 - 4Hz, 0,25m/s C:45,2 R:15,2



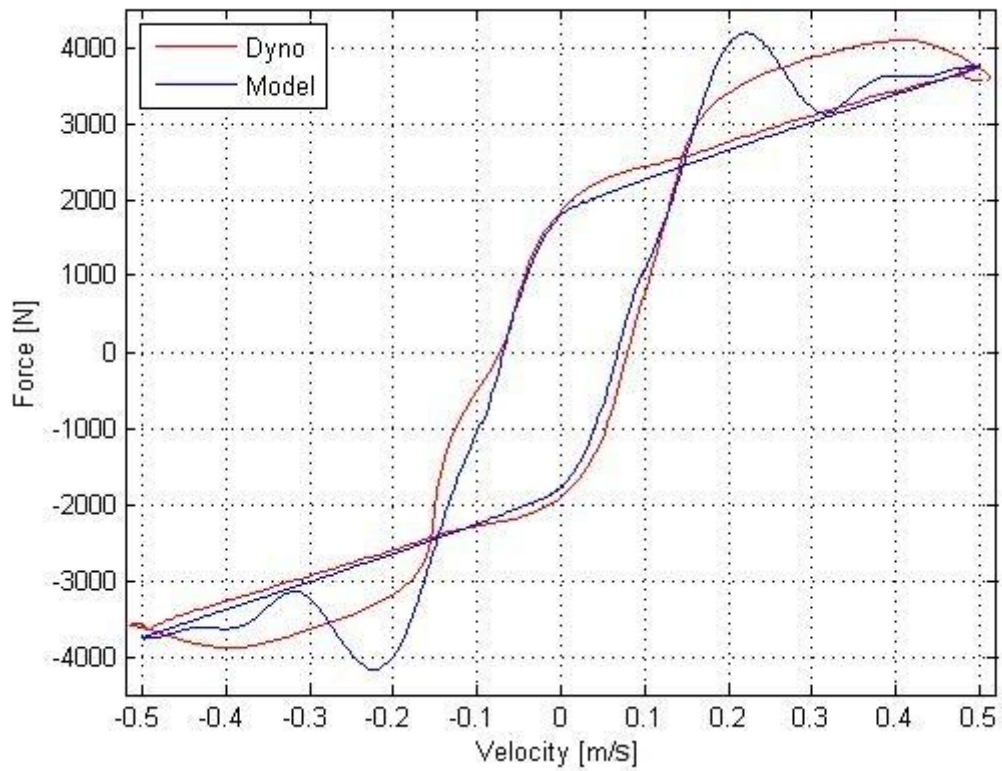
Figur 39 - 8Hz, 0,5m/s C:45,2 R:45,2



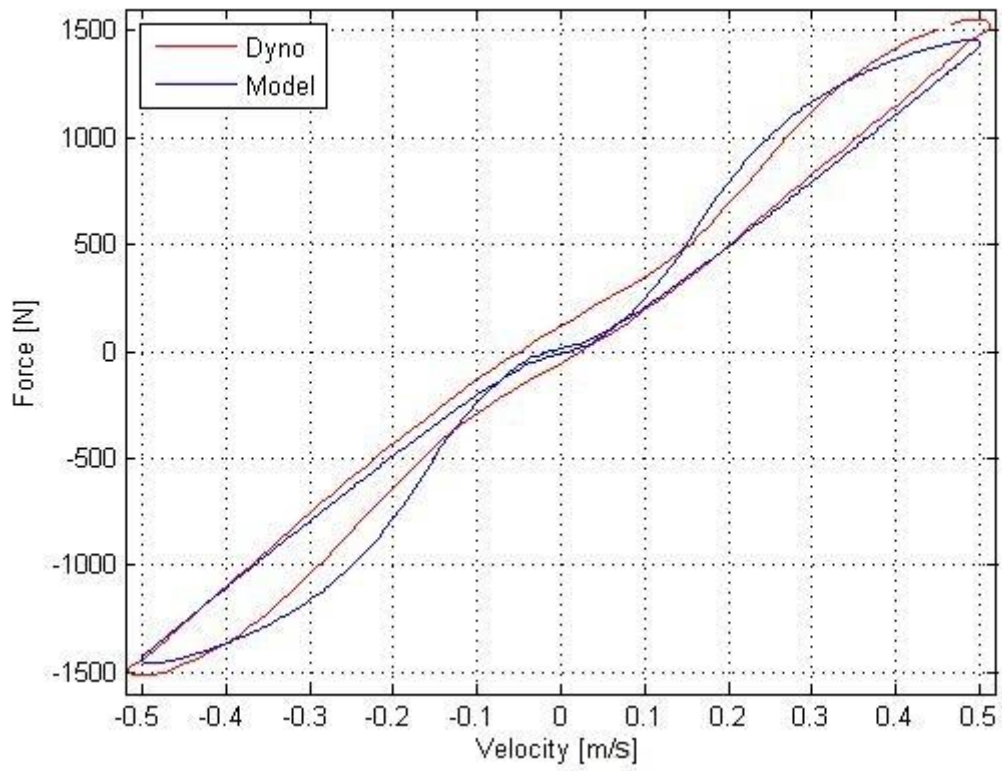
Figur 40 - 12Hz, 0,5m/s C:15,30 R:15,2



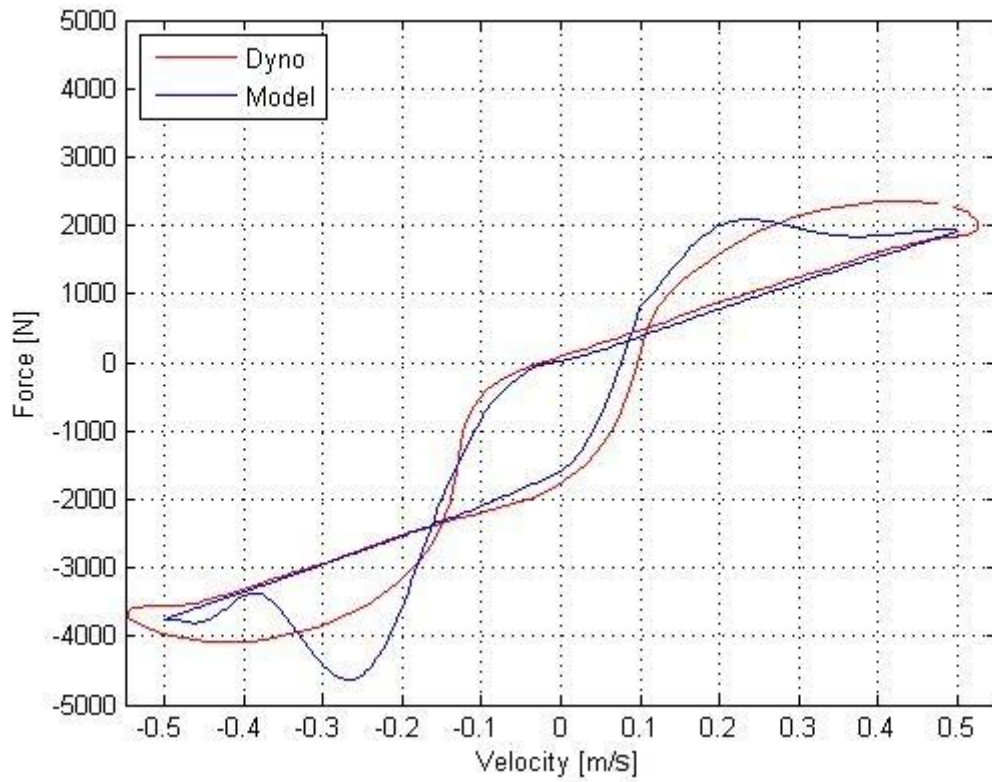
Figur 41 - 12Hz, 0,5m/s C:15,30 R:45,30



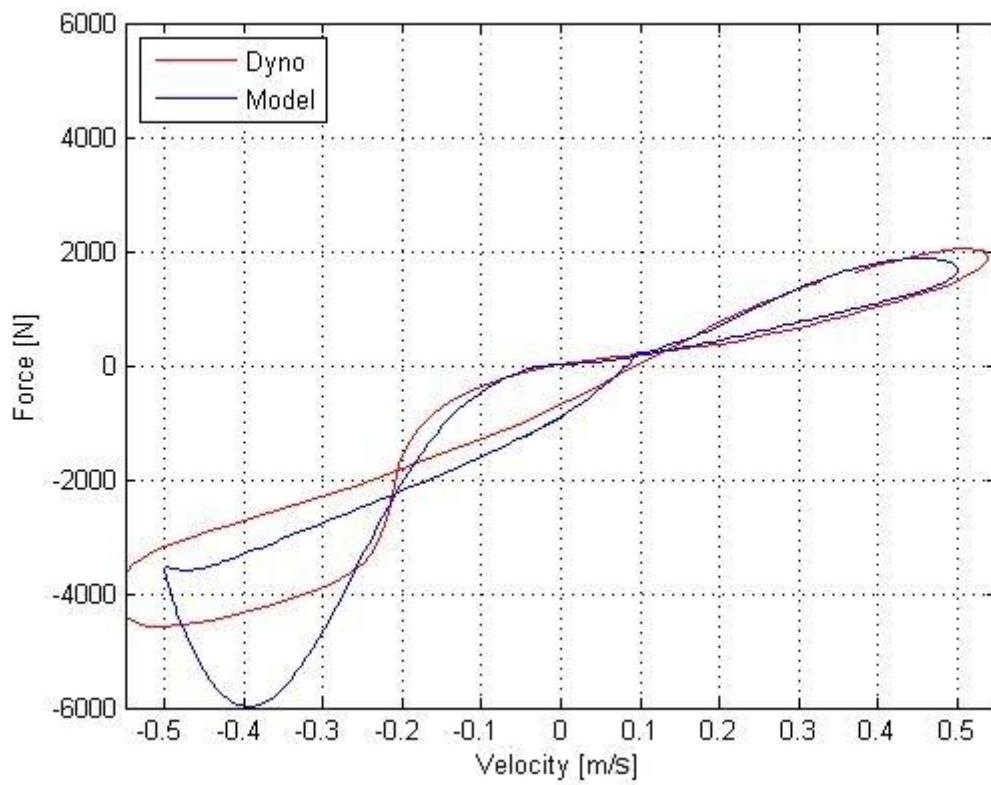
Figur 42 - 12Hz, 0,5m/s C:45,30 R:45,30



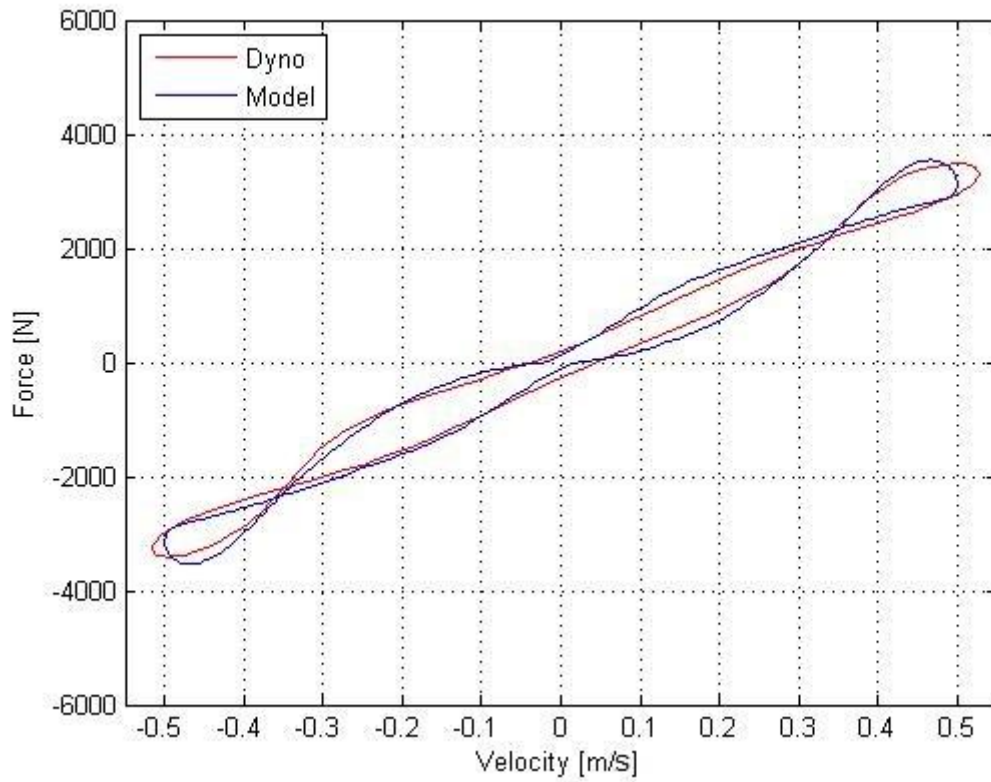
Figur 43 - 16Hz, 0,5m/s C:15,2 R:15,2



Figur 44 - 16Hz, 0,5m/s C:45,2 R:45,30

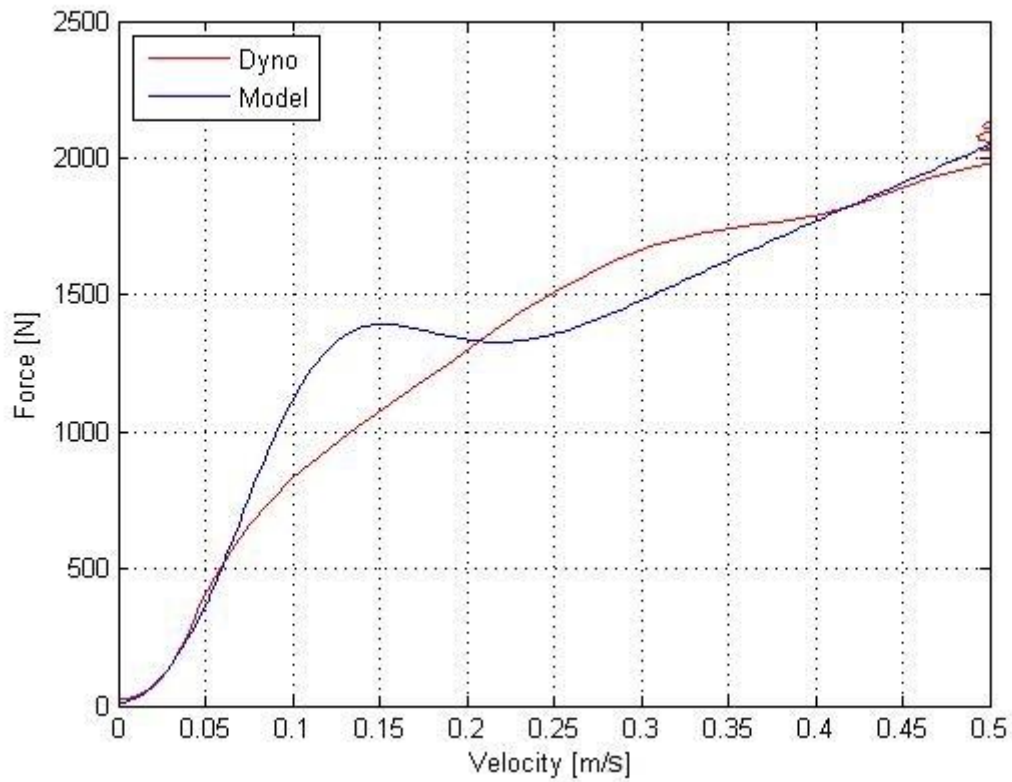


Figur 45 - 30Hz, 0,5m/s C:15,2 R:45,30

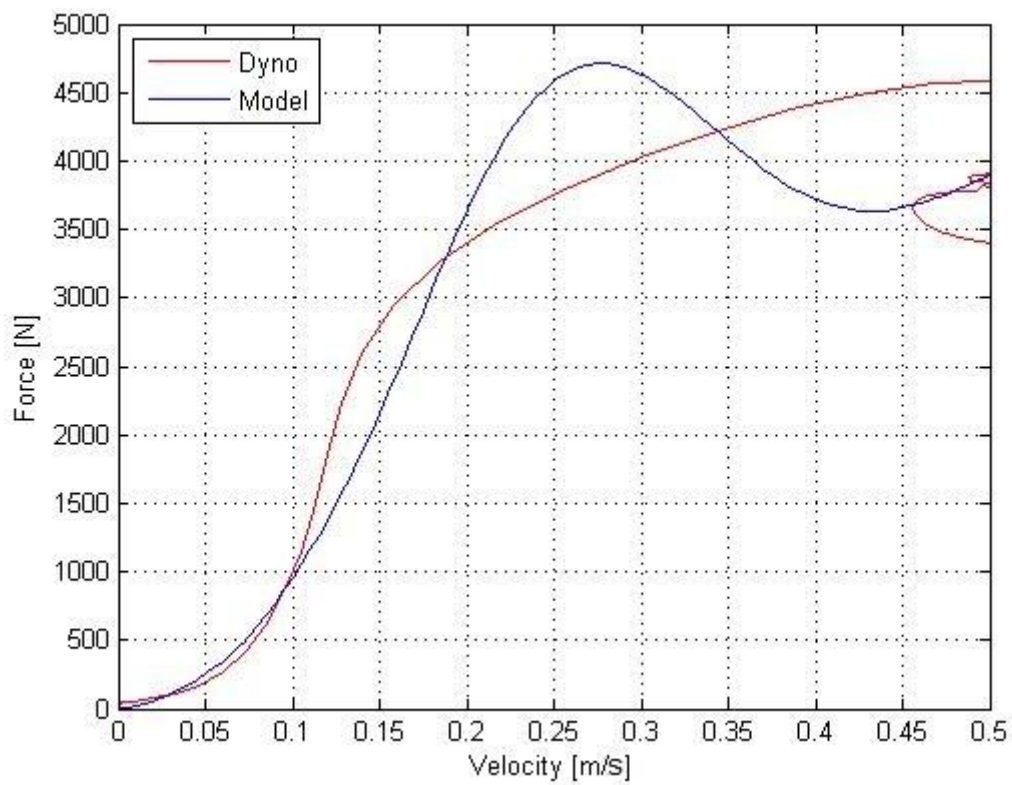


Figur 46 - 30Hz, 0,5m/s C:15,30 R:15,30

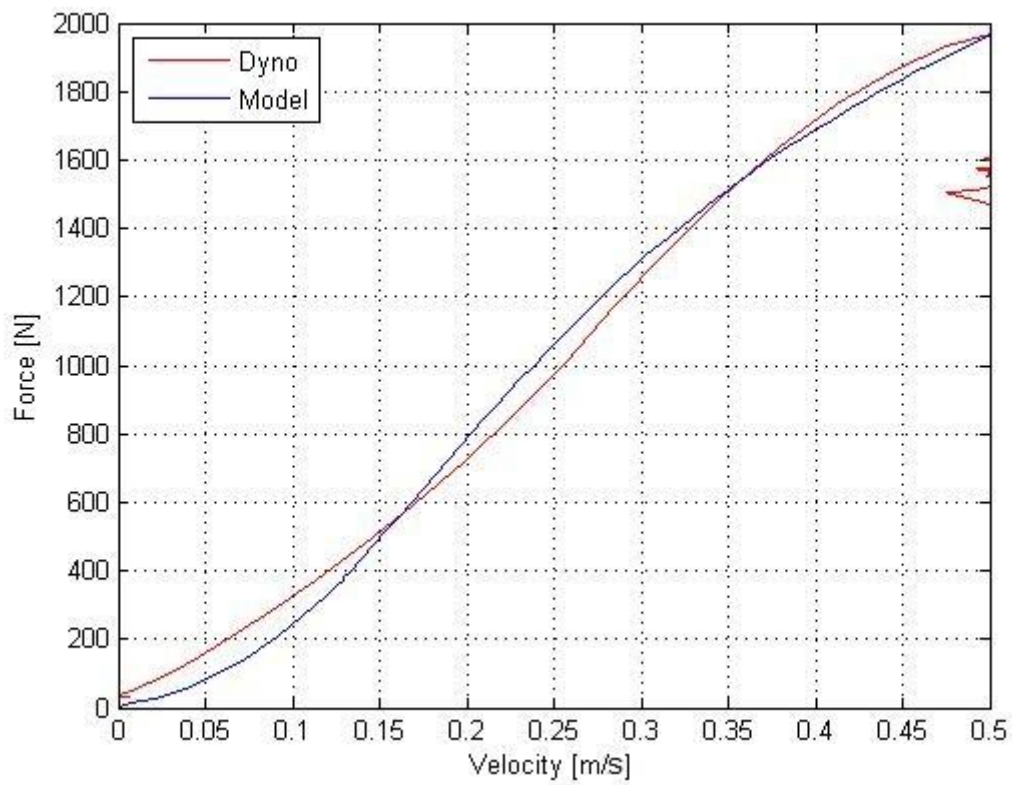
### Bilaga 3 – Jämförelser, hastighetsramp



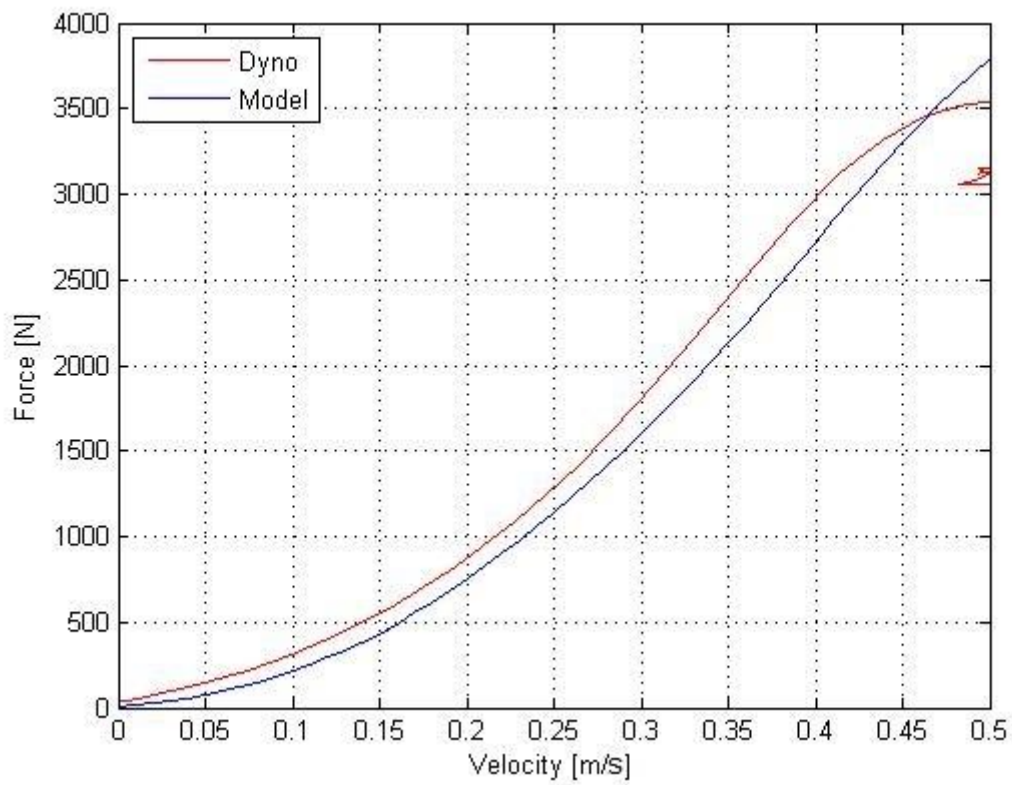
Figur 47 – Långsam, C:45,2 R:45,2



Figur 48 - Medel, C:45,30 R:45,30



Figur 49 - Snabb, C:15,2 R:15,2



Figur 50 – Snabbast, C:15,30 R:15,30