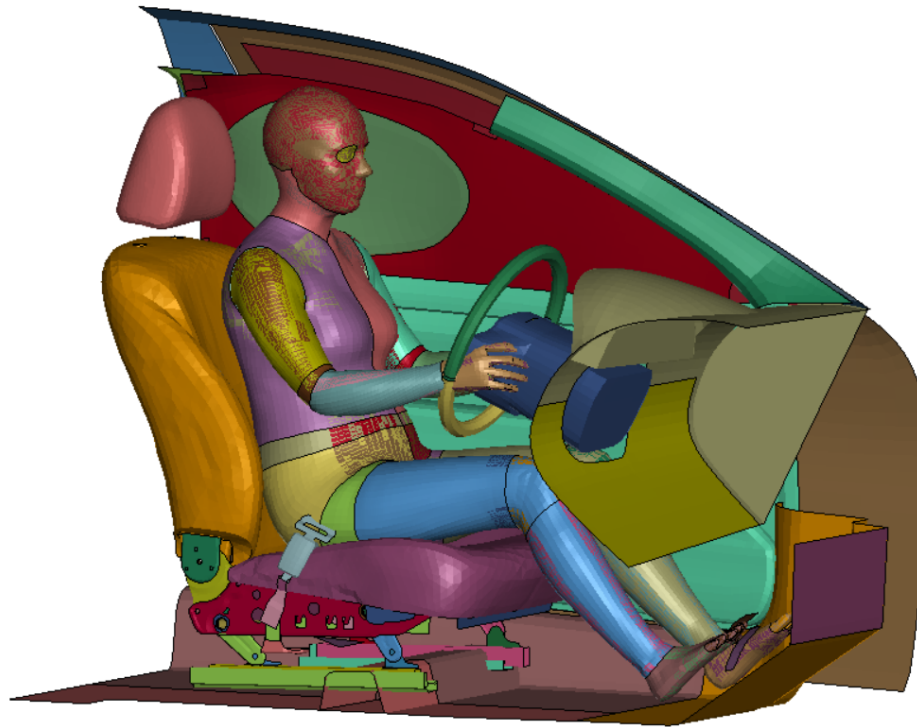




CHALMERS



Dynamisk modellering av människokroppen

En analys av jämviktens inverkan vid frontalkrockar

Kandidatarbete inom Maskinteknik och Teknisk fysik

THIM HÖGBERG
BALDER LOHMAN RANHEIM
HANNA MIRKHAN
ISAC SJÖVALL
ELLEN ÅKERMO

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2024
www.chalmers.se

KANDIDATARBETE I MASKINTEKNIK OCH TEKNISK FYSIK

Dynamisk modellering av människokroppen

En analys av jämviktens inverkan vid frontalkrockar

THIM HÖGBERG
BALDER LOHMAN RANHEIM
HANNA MIRKHAH
ISAC SJÖVALL
ELLEN ÅKERMO



CHALMERS

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Avdelningen för Fordonssäkerhet
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg 2024

Dynamisk modellering av människokroppen
En analys av jämviktens inverkan vid frontalkrockar
THIM HÖGBERG
BALDER LOHMAN RANHEIM
HANNA MIRKHAH
ISAC SJÖVALL
ELLEN ÅKERMO

© Thim Högberg, Balder Lohman Ranheim, Hanna Mirkhan,
Isac Sjövall, Ellen Åkermo, 2024.

Handledare: Jobin John och Johan Iraeus, Institutionen för Mekanik och Maritima
Vetenskaper
Examinator: Johan Davidsson, Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper

Kandidatarbete 2024
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Telefon +46 31 772 1000

Omslagsbild: En HBM av modell VIVA+ 50F positionerad i bilsäte.

Typsatt i L^AT_EX
Göteborg 2024

Dynamisk modellering av människokroppen
En analys av jämviktens inverkan vid frontalkrockar
Thim Högberg, Balder Lohman Ranheim, Hanna Mirkhan,
Isac Sjövall, Ellen Åkermo
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Avdelningen för Fordonssäkerhet
Chalmers Tekniska Högskola

Abstract

Car safety is today a central area within the automotive industry. An important tool for simulating how people are injured in car accidents is Human Body Models (HBMs). The project aims to find a time-efficient method to achieve (quasi-) equilibrium between an HBM and a car seat, and further to investigate how (quasi-) equilibrium affects the kinematics and kinetics in a subsequent frontal crash. This was carried out through computer simulations with the FEM software LS-DYNA. Equilibrium was defined based on the velocity of a node in the HBM. The method applied to reduce the time to (quasi-) equilibrium was through critical damping. The results of the study, using the HBMs VIVA+ 50F (F=Female) and VIVA+ 50M (M=Male), show that there is a difference when (quasi-) equilibrium is achieved versus not achieved before a collision in terms of kinematics and kinetics. The difference in kinematics showed a head displacement of +5.5% for VIVA+ 50F and +3.4% for VIVA+ 50M relative to the car's motion. The contact forces between the HBM and the seat in the x-direction varied by -5.1% for VIVA+ 50F and -4.1% for VIVA+ 50M. Significant differences were also seen in the contact force between the knees and the instrument panel. The difference for the right knee was -32% for VIVA+ 50F and +130% for VIVA+ 50M. However, further studies are necessary to identify the causes of the observed differences, including the analysis of error sources related to the HBM, the seat, and initial conditions. More HBMs should be studied to ensure consistent conclusions across different models. A method with applied critical damping has been used to effectively reach equilibrium. If differences in injury risk prove significant, additional methods for achieving equilibrium efficiently can be developed and compared.

Sammanfattning

Bilsäkerhet är idag ett centralt område inom bilindustrin. Ett viktigt verktyg för att simulera hur människor skadas i bilolyckor är Human Body Models (HBM:er). Projektet syftar till att finna en tidseffektiv metod för att nå (kvasi-) jämvikt mellan en HBM och bilsäte samt undersöka hur (kvasi-) jämvikt påverkar kinematiken och kinetiken i en efterföljande frontalkrock. Detta utfördes genom datorsimuleringar med FEM-programvaran LS-DYNA. Jämvikt definierades utifrån hastigheten av en nod i HBM:en. Metoden som tillämpades för att reducera tiden till (kvasi-) jämvikt var genom pålagd kritisk dämpning. Resultatet av studien, där HBM:erna VIVA+

50F (F=Female) och VIVA+ 50M (M=Male) använts, visar att det finns en skillnad då (kvasi-) jämvikt nås respektive inte nås innan en krock avseende kinematik och kinetik. Skillnaden i kinematik visade en förskjutning av huvudet på +5.5% för VIVA+ 50F och +3.4% för VIVA+ 50M relativt bilens rörelse. Kontaktkrafterna mellan HBM och säte i x-led varierade med -5.1% för VIVA+ 50F och -4.1% för VIVA+ 50M. Markanta skillnader sågs även i kontaktkraften mellan knän och instrumentpanel. Skillnaden för höger knä var -32% för VIVA+ 50F och +130% för VIVA+ 50M. Vidare studier är emellertid nödvändiga för att identifiera orsakerna till de observerade skillnaderna, inklusive analys av felkällor relaterade till HBM, säte och initialvillkor. Fler HBM:er bör undersökas för att säkerställa konsekventa slutsatser över olika modeller. En metod med pålagd kritisk dämpning har använts för att effektivt nå jämvikt. Om skillnader i skaderisk visar sig betydande kan ytterligare metoder för att nå jämvikt utvecklas och jämföras.

Keywords: Human Body Model, HBM, crash simulation, LS-DYNA

Förord

Det här kandidatarbetet har utförts vid institutionen för mekanik och maritima vetenskaper på Chalmers tekniska högskola. Rapporten är skriven våren 2024.

Författarnas tack

Vi vill rikta ett stort tack till våra handledare Johan Iraeus och Jobin John för deras vägledning, stöd och utförliga svar på våra frågor.

Thim Högberg, Balder Lohman Ranheim, Hanna Mirkhan,
Isac Sjövall, Ellen Åkermo, Göteborg, Maj, 2024

Akronymer

ASIS	Anterior Superior Iliac Spine
CAD	Computer Aided Design
DAB	Driver Airbag
FEM	Finita Elementmetoden
HBM	Human Body Model
IP	Instrument Panel
LS-DYNA	Livermore Software-Dynamic Nonlinear Analysis
MDF	Medium Density Fiberboard
PU	Polyuretan
THUMS	Total Human Model for Safety

Nomenklatur

Index

n Index för tidssteg

Variabler och parametrar

A_0	Odeformerad tvärsnittsarea
$(D_s)_{critical}$	Dämpningskonstant i LS-DYNA för kritisk dämpning
Δt	Tidssteg
T	Period
T_{max}	Längsta period
c	Dämpningskonstant
δ	Längdförändring
f	Generell funktion
F	Kraft
g	Tyngdacceleration
k	Fjäderkonstant
l	Längd
L_0	Odeformerad längd
m	Massa
p	Pålagd tidsberoende kraft
σ	Normalspänning
t	Tid
u	Förskjutning
\dot{u}	Hastighet
\ddot{u}	Acceleration

ε	Normaltöjning
$\dot{\varepsilon}$	Töjningshastighet
ξ	Dämpningskoefficient
ω	Vinkelfrekvens

Innehåll

Akronymer	x
Nomenklatur	xiii
Figurer	xix
Tabeller	xxi
1 Inledning	1
1.1 Syfte	2
1.2 Avgränsningar	2
2 Teori	3
2.1 Systemets dynamik	3
2.1.1 Dämpning	5
2.2 Finita elementmetoden	6
2.2.1 Explicit tidsintegrering	6
2.3 Human Body Model	7
2.4 LS-DYNA	8
2.5 Materialmekanik	9
2.5.1 Polymerer	10
2.5.1.1 Polymerskum	10
2.5.2 Metaller	11
2.6 Bilsätet	11
2.6.1 Uppbyggnad av fysiskt bilsäte	12
2.6.2 Uppbyggnad av virtuell bilsätesmodell	12
3 Genomförande	13
3.1 Validering av sätesmodell	13
3.1.1 Fysiska tester	13
3.1.1.1 Utrustning	13
3.1.1.2 Utförande	14
3.1.2 Simuleringar i LS-DYNA	14
3.1.2.1 Uppbyggnad av modell	14
3.1.2.2 Utförande	15
3.2 Kalibrering av sätesmodell	16
3.2.1 Jämförelse av intern energi	17

3.2.2	Evaluering av materialmodellen för sätesskummet	17
3.2.3	Kvasi-statisk simulering	17
3.2.4	Dynamisk omvalidering	18
3.3	Baseline-simulering	18
3.4	Tidsoptimering av simulering	20
3.4.1	Pålagd global kritisk dämpning	20
3.4.2	Kontroll av dämpning i systemet	21
3.5	Simulering av krockförloppet vid jämvikt	22
3.6	Inverkan av jämvikt vid simulering av krockförloppet	23
4	Resultat	25
4.1	Validering av bilsätessmodell	26
4.1.1	Konvergensanalys	26
4.2	Kalibrering av sätessmodell	27
4.2.1	Jämförelse av intern energi	27
4.2.2	Analys av effekten av kurva 11	28
4.2.3	Undersökning av skalningsfaktor	29
4.2.4	Skalfaktorns påverkan på framdelen av sätet	30
4.3	Baseline-simulering	31
4.3.1	Baseline-simuleringar för VIVA+ 50F och VIVA+ 50M	32
4.3.2	Baseline-simuleringar för THUMS 05F, 50M och 95M	33
4.3.3	Kalibreringens påverkan på baseline-simulering	34
4.4	Tidsoptimering	35
4.4.1	Kontroll av dämpning i systemet	37
4.5	Inverkan av nådd jämvikt	39
4.5.1	Kinematik	39
4.5.2	Kinetik	44
5	Diskussion	53
5.1	Avgränsningar	53
5.2	Validering av sätessmodell	54
5.2.1	Förbättringsmöjligheter och diskussion avseende fysiskt test	54
5.2.2	Förbättringsmöjligheter och diskussion avseende validerings- simuleringar	54
5.3	Kalibrering av sätessmodell	57
5.3.1	Diskussion av metod	57
5.3.2	Diskussion av resultat	58
5.3.3	Dynamisk ovalidering av kalibrerad kurva	60
5.4	Baseline-simulering	60
5.5	Tidsoptimering av simulering	61
5.5.1	Potentiell bugg i skummets materialmodell	61
5.6	Inverkan av nådd jämvikt på simuleringar av krockförlopp	62
5.7	Etiska aspekter	63
5.8	Vidareutveckling	63
6	Slutsatser	65

A Bilagor	I
A.1 Fysiskt test	I
A.2 Ritning av elliptisk tryckplatta	II
A.3 Ritning av rektangulär tryckplatta	III
A.4 Mätning för fysiska tester	IV
A.5 Dämpning THUMS 95M	V
A.6 Dämpning THUMS 05F	VI
A.7 Kontroll av dämpning i systemet THUMS 95M	VII

Figurer

2.1	HBM med koordinatsystem	4
2.2	Endimensionellt dämpat massa-fjädersystem	4
2.3	Dämpade system	6
2.4	Generaliserat förhållande mellan normalspänning och normaltöjning	9
2.5	Generaliserat spänning-töjningsförhållande	11
3.1	Design av tryckplatta	15
3.2	Positionering av tryckplatta (virtuell)	16
3.3	ASIS	19
3.4	Metod för avläsning av periodtid	21
3.5	Tre noder i vilken den relativa förskjutningen undersöktes.	23
4.1	Resultat av validering	26
4.2	Konvergensanalys	27
4.3	Intern energi för skum och tyg	28
4.4	Dynamiskt test utan kurva 11	29
4.5	Skalfaktorer för kalibrering bak	30
4.6	Skalfaktorer för kalibrering fram	31
4.7	Baseline VIVA+ 50F	32
4.8	Baseline VIVA+ 50M	33
4.9	Baseline THUMS 50M	33
4.10	Baseline THUMS 95M	34
4.11	Baseline THUMS 05F	34
4.12	Baseline innan och efter kalibrering	35
4.13	Resultat för VIVA+ 50F med dämpning	36
4.14	Dämpade kurvor för VIVA+ 50M	37
4.15	Hastighet för ASIS med kritisk dämpning	38
4.16	Hastighet efter dämpning för VIVA+ 50M	38
4.17	Förskjutning för huvudet i frontalkrock	39
4.18	Förskjutning för huvudet i frontalkrock	40
4.19	Förskjutning för T1 i frontalkrock	40
4.20	Förskjutning för T1 i frontalkrock	41
4.21	Förskjutning för T8 i frontalkrock	41
4.22	Förskjutning för T8 i frontalkrock	42
4.23	Förskjutning för ASIS vid krock	43
4.24	Förskjutning för ASIS vid krock	43
4.25	Kontaktkraft i z-led mellan HBM och bilsätet vid krock	44

4.26	Kontaktkraft i z-led mellan HBM och bilsätet vid krock	45
4.27	Kontaktkraft i x-led mellan HBM och bilsäte vid krock	46
4.28	Kontaktkraft i x-led mellan HBM och bilsäte vid krock	46
4.29	Kontaktkraft mellan HBM och airbag	47
4.30	Kontaktkraft mellan HBM och airbag	47
4.31	Kontaktkraft mellan HBM och säkerhetsbälte vid krock	48
4.32	Kontaktkraft mellan HBM och säkerhetsbälte vid krock	49
4.33	Kontaktkraft mellan vänster knä och IP	50
4.34	Kontaktkraft mellan vänster knä och IP	50
4.35	Kontaktkraft mellan höger knä och IP	51
4.36	Kontaktkraft mellan höger knä och IP	51
A.1	Försöksuppställning (fysisk)	I
A.2	Ritning av rektangulär tryckplatta	II
A.3	Ritning av rektangulär tryckplatta	III
A.4	Positionering av tryckplatta (fysisk)	IV
A.5	Dämpade kurvor för THUMS 95M	V
A.6	Dämpade kurvor för THUMS 05F	VI
A.7	Hastighet efter dämpning för THUMS 95M	VII

Tabeller

4.1	Kontaktkraft mellan säte och HBM	35
4.2	Förändring i maximal förskjutning relativt bil för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. Förändringen från simulering utan jämvikt vid initiering av kraschpuls uttrycks i millimeter samt som procentuell förändring.	44
4.3	Förändring i maximal kontaktkraft för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. Förändringen från simulering utan jämvikt vid initiering av kraschpuls uttrycks i Newton samt som procentuell förändring. . .	52
5.1	Avvikelse för kalibrerad kurva	59
5.2	Avvikelse för kalibrerad kurva fram	59

1

Inledning

Krocktester är centrala för att förbättra säkerheten inom bilindustrin (Hutchinson, 2021). Dessa tester har utvecklats över tid för att bättre bedöma skaderisken hos människor i bilolyckor (Xu m. fl., 2018). Under tidigt 1950-tal användes mänskliga kadaver för att samla biomekanisk data, vilket däremot medförde etiska utmaningar. Med teknikens framfart utvecklades sedermera krockdockor vilka använde den mekaniska datan från de mänskliga kadavren. Sett till den tidigare etiska problematiken blev denna metod allt mer etablerad. Med tiden förfinades tekniken ytterligare och specialdesignade krockdockor utvecklades för att bättre approximera skaderisken vid olika typer av kollisioner, såsom frontal- och sidokrockar.

Krocktester med fysiska modeller är kostsamma (Xu m. fl., 2018). Med teknologins utveckling har datorgenererade modeller blivit allt mer utbredda. De vanligaste använda modellerna är FEM-modeller, som utvecklats med hjälp av data från tidigare fysiska tester. Användningen av FEM-modeller inleddes under sent 1970-tal och har idag blivit en standard inom bilindustrin.

Ett viktigt verktyg inom datorbaserade krocksimuleringar är Human Body Models (HBMs/HBM:er). Dessa virtuella modeller efterliknar på ett detaljerat sätt, genom FEM, människokroppens geometri och materialegenskaper, för att på så sätt approximera hur denna påverkas i en bilkrock (Xu m. fl., 2018). HBM:er har med tiden blivit ett allt viktigare verktyg inom trafiksäkerhet (Östh m. fl., 2015). Ursprungligen baserades många av dessa modeller enbart på genomsnittliga manliga kroppar på grund av tillgängligheten av valideringsdata, vilket har skapat en brist i representationen av kvinnliga kroppar och andra demografiska grupper (Hu m. fl., 2012).

Simuleringsprocessen vid arbete med HBM:er kan delas in i tre huvudsteg: pre-processing, beräkning, och post-processing (Fatfouta och le-Cardinal, 2020). Pre-processing är idag ett nödvändigt steg i simuleringsprocessen och används för att efterlikna verkliga kraschsituationer (Eliasson och Wass, 2015). En metod som används för att positionera HBM:er är att genom randvillkor för laster på HBM:en skapa förskjutningar som placerar modellen i den önskade positionen. Att tvinga in HBM:en i en position med hjälp av pålagda krafter kan emellertid medföra nackdelar. Till exempel kan påtvingade rörelser skapa interna spänningar i modellen som gör att modellen fjädrar tillbaka mot ett läge närmare jämvikt när randvillkoren upphör att gälla. En annan metod är att rotera och translatera delar i HBM:en till en approximativ position över sätet för att sedan låta modellen falla ner i sätet till

följd av en pålagd gravitationskraft. Något som båda två av de beskrivna metoderna, samt andra metoder beskrivna av till exempel Eliasson och Wass, 2015, har gemensamt är att ingen av dem bygger på jämvikt mellan HBM:en och bilsätet till skillnad från det verkliga fallet med en människa sittandes i ett bilsäte innan en krasch.

Således finns det värde i att undersöka om en mer verklighetsenlig positionering, avseende jämvikt mellan HBM:en och sätet, gör skillnad för resultatet av efterföljande krock och därefter skaderisken för föraren. I det fall jämvikt gör skillnad för resultatet krävs även en tidseffektiv metod för att uppnå det önskvärda måttet på jämvikt.

1.1 Syfte

Syftet med projektet är att finna en tidseffektiv metod för att nå (kvasi-) jämvikt mellan en HBM och ett bilsäte inför initiering av en krocksimulering. Dessutom syftar projektet till att studera vilken skillnad jämvikt gör för resultatet, avseende HBM:ens kinematik och kinetik, vid en frontalkrock.

1.2 Avgränsningar

Eftersom projektet är begränsat till en termin har ett antal avgränsningar gjorts. Inledningsvis studeras följande HBM:er: VIVA+ v1.1.0 50F (F=Female), VIVA+ v1.1.0 50M (M=Male), THUMS v5.0.3 50M, THUMS v5.0.3 05F och THUMS v5.0.3 95M (där v avser version). Dessa innefattar tre manliga respektive två kvinnliga modeller.

Projektet avgränsas till användningen av ett begagnat passagerarsäte från en Toyota Auris MY 2010-2012 med en virtuell motpart i form av ett virtuellt förarsäte av samma årsmodell. Ytterligare en avgränsning avser användandet av enbart simuleringsmjukvaran LS-DYNA samt pre- och post-processorn LS-PrePost. De krockar som ämnas simuleras är frontalkrockar med föraren i bilen, där denne använder ett trepunktsbälte.

Vad avser det resultat från krocken som kommer att studeras är det enbart med hänsyn till kinematiken och kinetiken hos HBM:en en analys kommer att göras.

Upprättandet av modellerna, läsningen av de utvalda delarna och frihetsgraderna samt positioneringen av HBM:erna kom fördefinierade när gruppen blev tilldelade modellerna. Handledare för projektet hade tidigare utfört arbetet i syfte att underlätta gruppens påföljande arbete då modellerna (som är samma som används inom produktutveckling och forskning) är komplexa vilket annars omöjliggör användning inom ett tidsbegränsat projekt som ett kandidatarbete.

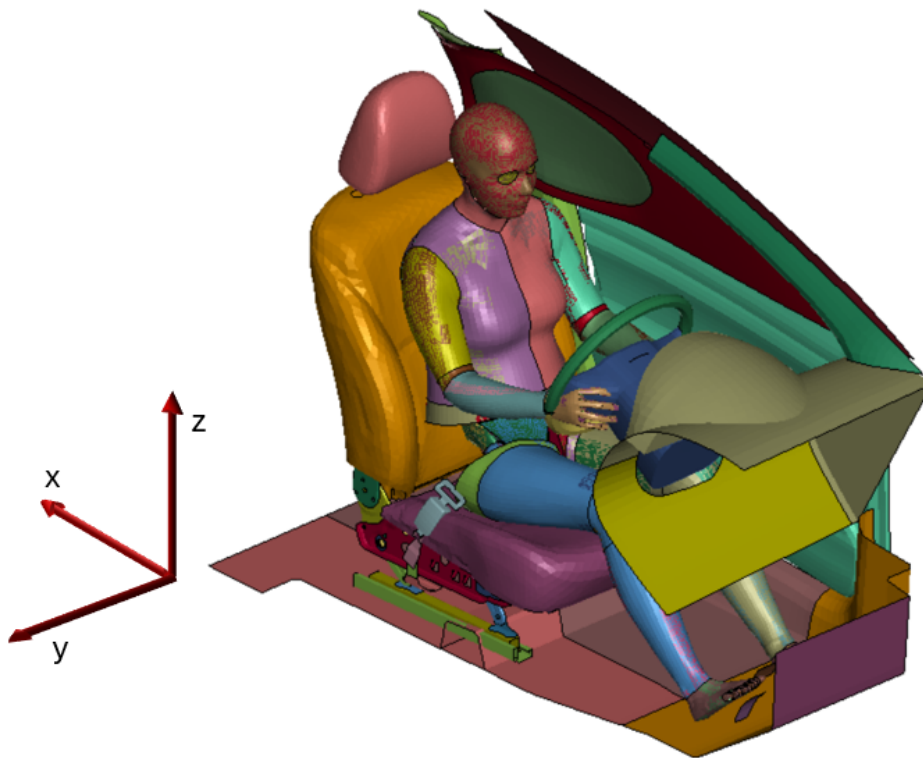
2

Teori

Följande avsnitt syftar till att lägga en teoretisk grund vilken möjliggör förståelse av resterande delar i projektet. Teorin introducerar det behandlade systemets dynamik, FEM, HBM, programvaran Ansys LS-DYNA, relevant materialmekanik, samt bilsätet och dess uppbyggnad.

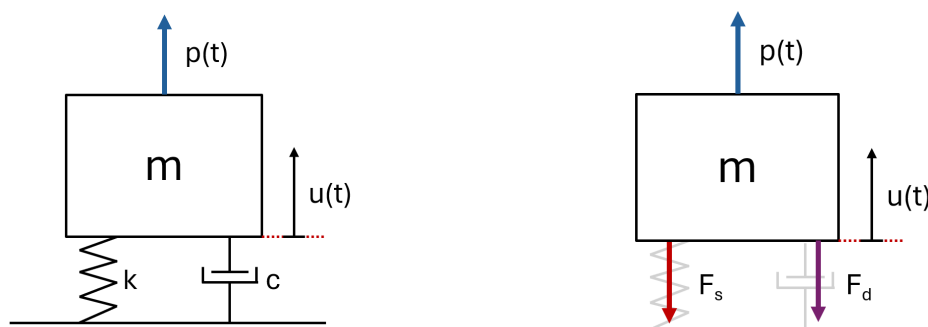
2.1 Systemets dynamik

Dynamiken som beskriver interaktionen mellan en HBM och en virtuell modell av ett bilsäte antas kunna förenklas till ett dämpat massa-fjädersystem med en frihetsgrad. Styvheten och dämpningen beror främst på skummet och fjädrarna i sätet, samt på musklerna och fettet i kroppen. Förenklingen tar systemet från ett system likt det i figur 2.1 till systemet i figur 2.2a, där translaterande rörelser i z-led kvarstår medan resterande frihetsgrader låses.



Figur 2.1: Simulerat system innefattande en HBM (VIVA+ 50F) och säte med illustrerat koordinatsystem.

Det endimensionella dämpade massa-fjädersystemet illustrerat i figur 2.2a utgörs av en massa ihop med en fjäder och en dämpare. Fjädern motverkar massans rörelse. Dämparen både motverkar och dämpar massans rörelse (Dym och Hartog, 2020). Samma system med krafter från fjäder respektive dämpare ses illustrerat i figur 2.2b.



(a) Endimensionellt dämpat massa-fjädersystem med pålagd kraft.

(b) Endimensionellt dämpat massa-fjädersystem, samtliga krafter utritade.

Figur 2.2: Endimensionellt dämpat massa-fjädersystem med respektive utan utritade krafter från fjädrer och dämpare

Fjäderkraften är proportionell mot förskjutningen och ges av

$$F_s = ku$$

där k är fjäderkonstanten och u är förskjutningen med avseende på tiden, t . Dämpningskraften är proportionell mot systemets hastighet och ges av

$$F_d = c\dot{u}$$

där c är systemets dämpningskonstant och \dot{u} är tidsderivatan av förskjutningen, även benämnd hastighet.

Newtons II lag lyder:

$$m\ddot{u} = \Sigma F$$

där m är systemets massa och \ddot{u} är accelerationen, andraderivatan av förskjutningen med avseende på tiden. Newtons II lag applicerad på systemet i figur 2.2b ger ekvation (2.1).

$$m\ddot{u} = p - F_s - F_d \iff m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p(t) \quad (2.1)$$

där $p(t)$ är den yttre kraften (till exempel en gravitationskraft). I det fall k eller c är olinjära finns i regel ingen analytisk lösning. Istället kan tidsintegrering tillämpas (se avsnitt 2.2.1 för explicit time integration).

Ett annat sätt att beskriva ett fjäder-massasystem som påverkas av en yttre kraft är på formen i ekvation (2.2). Detta ger följande för vårt system:

$$\ddot{u} + 2\xi\omega\dot{u} + \omega^2u = Q(t) \iff \ddot{u} + \frac{c}{m}\dot{u} + \frac{k}{m}u = \frac{1}{m}p(t) \quad (2.2)$$

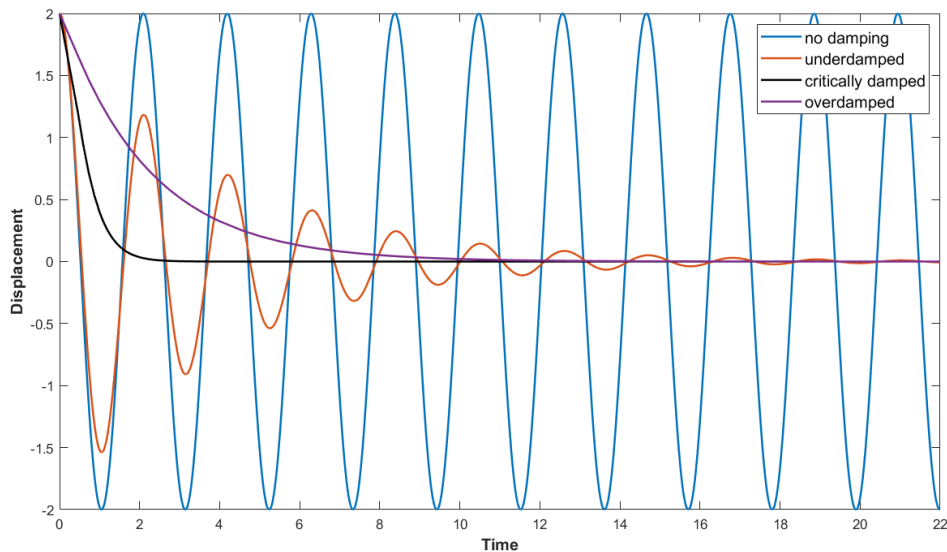
där systemets dämpningskoefficient ges av $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ och $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ är systemets odämpade egenvinkelfrekvens.

2.1.1 Dämpning

Dämpning avser energiförlusten och avtagningen av svängningar då till exempel mekanisk energi omvandlas till värme (Greenspan, 2020). Utan denna dämpande kraft skulle förskjutningen vara helt periodisk och inte konvergera mot ett jämviktsläge (Dym och Hartog, 2020). Ett sådant dynamiskt system, där amplituden inte förändras, kallas odämpat.

I det fall systemet oscillerar sådant att oscillationernas amplitud avtar med tiden benämns svagt dämpat (eng: underdamped) (Jansson m. fl., 2018). Ett starkt dämpat (eng: overdamped) system når jämvikt utan oscillationer. Ett system är kritiskt dämpat när det når jämvikt utan oscillationer på kortast möjliga tid.

Figur 2.3 visar ett massa-fjädersystem utan dämpning (periodiskt), med svag dämpning, starkt dämpning, samt kritisk dämpning.



Figur 2.3: Förskjutning som funktion av tiden för fyra dynamiska system: Blå=odämpat system. Orange=svagt dämpat system. Lila=starkt dämpat system. Svart=kritiskt dämpat system.

Värdet på ξ i ekvation (2.2) bestämmer systemets dämpningstyp (Jansson m. fl., 2018, s.349). Om $\xi < 1$ är systemet svagt dämpat, om $\xi = 1$ är det kritiskt dämpat och om $\xi > 1$ är det starkt dämpat.

2.2 Finita elementmetoden

Finita elementmetoden (FEM) är en numerisk metod som bland annat används för att lösa ingenjörsmässiga problem (Balderes, 2020). Metoden används speciellt för att lösa problem där analytiska lösningar inte existerar, till exempel vid komplexa geometrier eller lastfall.

I FEM delas geometrin upp i mindre regioner, kallade element, som kopplas samman i punkter kallade noder. Varje element beskrivs av separata matematiska uttryck som kan skilja sig åt beroende på faktorer som materialegenskaper och storlek på det enskilda elementet. Elementen och noderna skapar tillsammans ett nät över geometrin, kallat mesh, som kan vara mer eller mindre fint beroende på till exempel storlek och form på elementen samt antalet noder. Ett större antal noder, kopplat till ett finare mesh, ger i regel bättre approximationer men kräver fler och mer kostsamma beräkningar.

2.2.1 Explicit tidsintegrering

Explicit tidsintegrering är en metod som bland annat används för analys av olinjära dynamiska system (Ansys Learning, 2020). Metoden har fördelen att den kräver mindre datorminne än implicit tidsintegrering, en annan metod för analys av dyna-

miska system, eftersom beräkningar av framtida förlopp baseras på kända, nutida värden (Ansys Learning, 2021). Man kan uttrycka skillnaden mellan de två metoderna explicit tidsintegrering och implicit tidsintegrering matematiskt enligt de generella funktionsuttrycken i ekvation (2.3) och (2.4).

$$\text{Explicit : } f(t_{n+1}) = f(t_n) + \Delta t \cdot f'(t_n) \quad (2.3)$$

$$\text{Implicit : } f(t_{n+1}) = f(t_n) + \Delta t \cdot f'(t_{n+1}) \quad (2.4)$$

Å andra sidan måste tidsstegen vid explicit metod vara mycket mindre än de vid implicit på grund av skillnader i stabilitetskriterierna mellan de två metoderna (Ansys Learning, 2021). För stabilitet kräver explicit tidsintegration att tidssteget, Δt , som används för beräkningar är tillräckligt litet. Som konsekvens används explicit metod främst för att simulera korta dynamiska förlopp, till exempel så kallade drop tests och kraschsimuleringar.

2.3 Human Body Model

En Human Body Model (HBM) är en virtuell människomodell som baseras på människokroppens geometriska dimensioner samt materialegenskaper, det vill säga mätningar och proportioner som speglar människokroppens storlekar och former (Xu m. fl., 2018). En HBM kan användas för att simulera skador på människokroppen, däribland benbrott och skador på inre organ, till exempel vid en bilkrock. En HBM ska efterlikna en människa i den utsträckning att dimensioner, massor och tröghetsmoment överensstämmer med standarddatabaser för antropometri (NCAP, 2017). Vidare bör den bestå av ett fullständigt skelett sammansatt av alla ben, beroende på tillämpning kan förenklingar göras, samt mjukvävnad. Alla ben i modellen bör vara konstruerade så att de rör sig på ett realistiskt sätt, vilket möjliggör ett rörelseomfång för lederna som efterliknar den mänskliga kroppens naturliga rörelser.

Dagens HBM:er är i störst utsträckning baserade på genomsnittliga män, vilket påverkar hur väl de kan förutsäga skador för andra demografiska grupper. Barn, små kvinnor, äldre och överviktiga personer löper större risk att skadas allvarligt eller dö i bilolyckor jämfört med medelstora unga manliga förare, till följd av andra kroppsliga proportioner och biomekaniska egenskaper (Hu m. fl., 2012).

VIVA+ är en samling finita elementmodeller som representerar bland annat fordonspassagerare, vilka är tillgängliga som öppen källkod (John m. fl., 2022). VIVA+ erbjuder bland annat följande HBM:er:

- VIVA+ 50F - En modell som representerar en kvinnlig kropp i 50:e percentilen. Modellen är genomsnittlig i storlek och vikt jämfört med den kvinnliga befolkningen.
- VIVA+ 50M - En modell för en manlig kropp i 50:e percentilen, vilket innebär en genomsnittlig storlek och vikt jämfört med den manliga befolkningen.

THUMS är en HBM utvecklad av Toyota Motor Corporation och Toyota Central R&D Labs., Inc (Toyota Motor Corporation, 2024). THUMS erbjuder bland annat följande HBM:er:

- THUMS 50M - En modell för en manlig kropp i 50:e percentilen.
- THUMS 05F - En modell som representerar en kvinnlig kropp i 5:e percentilen, vilket betyder att modellen är mindre och lättare än en genomsnittlig kvinna.
- THUMS 95M - En modell för en manlig kropp i 95:e percentilen, vilket betyder att den är större och tyngre än en genomsnittlig man.

2.4 LS-DYNA

Ansys LS-DYNA är en FEM-simuleringsprogramvara och den mest använda programvaran i världen för explicit FEM (ANSYS, u. å; DYNAmore Nordic, u. å). Ett huvudområde där programvaran tillämpas är krocksäkerhet i fordonsindustrin.

LS-DYNA tar emot indata i form av text. I LS-DYNA innebär det mer specifikt att programmet tar emot ASCII-filer som input, en typ av filer som används för alfamerisk representation (Livermore Software Technology (LST), An ANSYS Company, 2021; Mata-Toledo, 2020).

Rent praktiskt kräver LS-DYNA att indata definierar så kallade keywords, parametrar och funktioner som definierar systemet vilket LS-DYNA ska lösa (Livermore Software Technology (LST), An ANSYS Company, 2021). Keywords markeras i inputfiler med en asterisk (*). LS-DYNA Keyword User's Manual (se Livermore Software Technology (LST), An ANSYS Company, 2021) organiserar alla existerande keywords i alfabetisk ordning och inom separata sektioner baserat på vilken typ av input keyword:et definierar, exempelvis materialegenskaper.

Listing 2.1 visar användningen av keywordet `*CONTROL_TERMINATION` som måste användas som ett input för att definiera sluttiden för problemet. Listing 2.1 visar en sluttid på 1000 millisekunder.

```

1 *CONTROL_TERMINATION
2 $#   endtim   endcyc   dtmin   endeng   endmas
3   1000.00      0     0.000   0.000 1.0000E+8

```

Listing 2.1: Utdrag ur inputfil till LS-DYNA med användning av keywordet `*CONTROL_TERMINATION`

Listing 2.2 visar istället användningen av keyworden `*DAMPING_GLOBAL` och `*DEFINE_CURVE_TITLE` som definierar en pålagd global dämpning respektive definierar dämpningskonstanten, i detta fall 0.025, som en funktion av tiden mellan -1000 och 2000 millisekunder.

```

1 *DAMPING_GLOBAL
2   1000      0.      0.      0.      0.      0.      0.      0.
3 *DEFINE_CURVE_TITLE

```

```

4 DAMPING
5     1000      0      1.      1.      0.      0.      0.      0.
6     -1000.    0.025
7     0.        0.025
8     2000.    0.025

```

Listing 2.2: Utdrag ur inputfil till LS-DYNA med användning av keywords

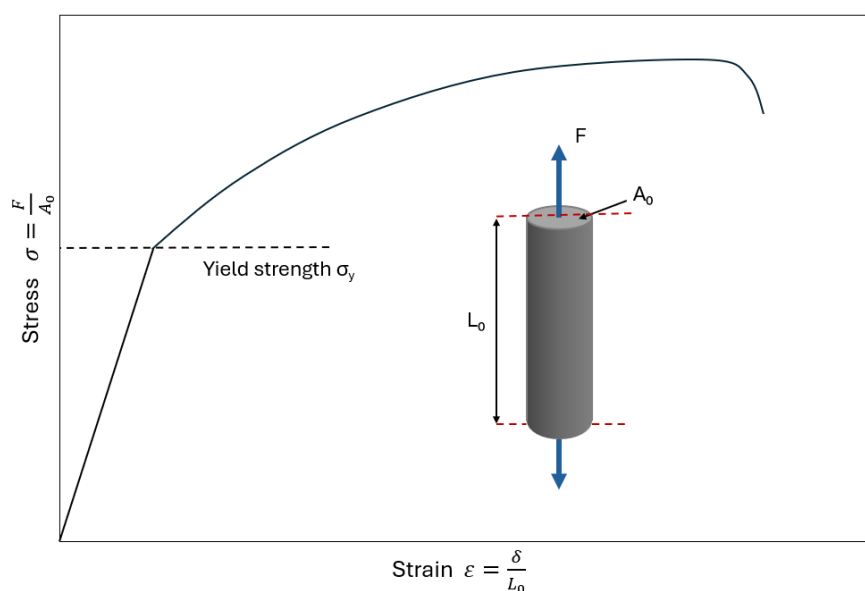
2.5 Materialmekanik

Materialegenskaper, däribland förhållandet mellan spänning och töjning, ser olika ut beroende på material (Ljung m. fl., 2007). Resultatet för dragprov illustrerar i regel specifikt förhållandet mellan normalspänning och normaltöjning (eng: engineering stress/-strain). Normalspänning och -töjning beräknas med provstavens odeformerade tvärsnittsarea, A_0 , respektive längd, L_0 , enligt sambanden i ekvation (2.5) och (2.6).

$$\text{Normalspänning: } \sigma = \frac{F}{A_0} \quad (2.5)$$

$$\text{Normaltöjning: } \varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2.6)$$

där F är den pålagda kraften och $\delta = l(t) - L_0$, där $l(t)$ är provstavens deformerade längd vid mättillfället. Figur 2.4 illustrerar ett generaliserat spänningstöjningsförhållande typiskt för fasta material där bland annat många metaller ingår.



Figur 2.4: Generaliserat förhållande mellan normalspänning (eng: engineering stress) och normaltöjning (eng: engineering strain) för fasta duktila material. Sträckgränsen är utritad som slutpunkten på materialets linjärt elastiska beteende.

2.5.1 Polymerer

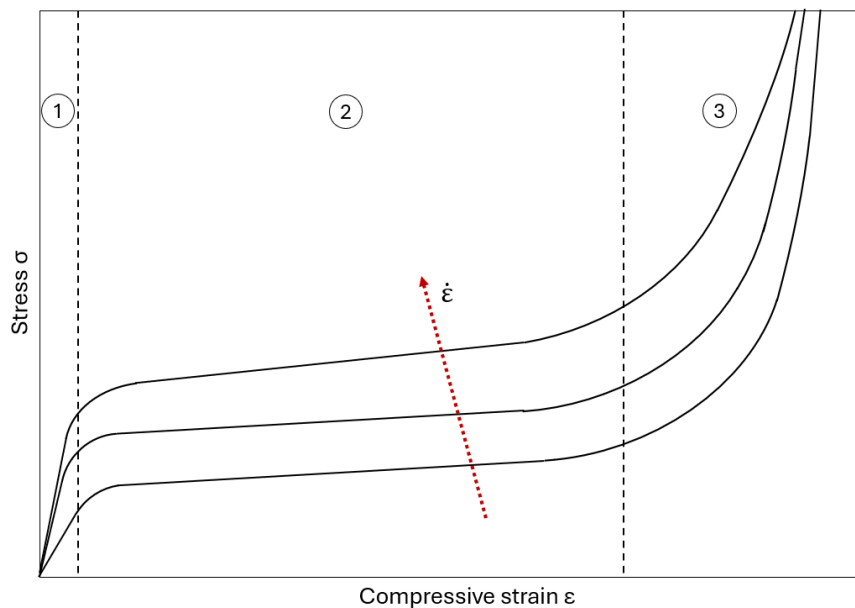
Polymerer är långa kedjor av monomerer, mindre molekyler som tillsammans bildar den större polymeren (Carraher, 2018). Polymerer kan delas in i två huvudgrupper: naturliga polymerer som vidare kan delas upp i organiska- och oorganiska naturliga polymerer, samt syntetiska polymerer (Osswald och Menges, 2012). Skillnaden mellan naturliga- och syntetiska polymerer är att naturliga polymerer uppkommer i naturen, till exempel bomull, trä och glas, medan syntetiska polymerer, till exempel olika plastmaterial, skapas genom metoder som kedjepolymerisation (eng: chain growth polymerization) och radikalinitierad polymerisation (eng: radical initiated polymerization) som inte sker spontant.

Polymerer har ett viskoelastiskt beteende, vilket innebär att de kan bete sig både som fasta material och vätskor beroende på hastigheten med vilket materialet töjs (Osswald och Menges, 2012). Beteendet är temperaturberoende men påverkas även av polymerens molekylmassa, som i sin tur påverkas av polymerens längd. Ett fenomen som existerar hos viskoelastiska material är krypning, som innebär att ett material påvisar ökad töjning även om spänningen förblir konstant (Mills, 2007). Stress relaxation, ett fenomen då spänning minskar i viskoelastiska material som utsätts för konstant töjning, kan istället ses som inversen av krypning (Mills, 2007; Osswald och Menges, 2012).

2.5.1.1 Polymerskum

Polymerskum består av en polymer och gas. Gasen introduceras i en smält blandning av en eller flera monomerer som skapar ansamlingar av gas, kallade celler, som kan ha varierande storlek beroende på typen av skum (Carraher, 2018). Man skiljer på så kallat open-cell foam och closed-cell foam där open-cell innebär att gas kan flöda fritt mellan skummets celler, medan closed cell innebär att gasen inte kan det. En egenskap hos många polymerskum är att de effektivt absorberar energi och vibrationer (Osswald och Menges, 2012).

Förhållandet mellan spänning och töjning kan variera mellan olika typer av polymerskum (Cronin och Ouellet, 2016). Däremot finns det generella likheter i spännings-töjningsbeteendet hos många polymerskum som kan kopplas till mängden kompression, se figur 2.5.



Figur 2.5: Generaliserat spänning-töjningsförhållande (eng: stress-strain relation) för polymerskum vid olika töjningshastigheter. 1 avser skummets linjärt elastiska beteende. 2 avser platån i spänning-töjningskurvan då cellväggarna viker sig. 3 avser fasen med högt ökande styvhet när mycket av luften gått ur materialet.

För små mängder kompression, runt 5%, är förhållandet mellan spänning och töjning generellt linjärt elastiskt (se 1, figur 2.5) (Cronin och Ouellet, 2016; Patten m. fl., 1998). Därefter kan ofta en plåtå i spänning-töjningskurvan observeras i samband med att cellväggarna i skummet viker sig (se 2, figur 2.5). Den sista distinkta fasen (se 3, figur 2.5) karakteriseras av snabbt ökande styvhet i materialet då, specifikt för open-cell foam, mycket av luften har gått ur skummets celler och cellväggarna börjar interagera med varandra. På grund av polymerers viskoelastiska egenskaper skiljer sig spänning-töjningsförhållandet för polymerskum åt beroende på töjningshastigheten, $\dot{\epsilon}$. Generellt ses att polymerskum blir styvare vid högre töjningshastigheter.

2.5.2 Metaller

Metaller är material med relativt hög styvhet. Förhållandet mellan spänning och töjning, E-modulen, hos metaller är runt 50 gånger högre än de flesta polymerer (Ashby, 2009). Genom att legera och härda metaller kan hållfastheten förbättras relativt olegerade som generellt har låg flytgräns. En vanlig legering är stål som främst består av järn och kol men som kan innehålla andra grundämnen som nickel, krom och mangan. Figur 2.4 visar ett generaliserat spänning-töjningsbeteende för bland annat metaller vid dragprov.

2.6 Bilsätet

Bilsätet som användes i projektet var från en Toyota Auris MY 2010-2012 i begagnat skick. Detta säte fanns även som virtuell modell vilket användes i simuleringar.

2.6.1 Uppbyggnad av fysiskt bilsäte

Bilsäten är i huvudsak uppbyggda av tre huvudkomponenter, en ram av metall, ett skumlager och klädsel. Trots denna relativt enkla grunduppbyggnad består ett modernt bilsäte av nästan hundra komponenter, allt från justeringshjul till fjädrar. Dessa komponenter är utformade för att maximera sätets komfort, hållbarhet och säkerhet (Skoda Auto, 2024.)

Själva sätet består av ett skumlager, vanligtvis polyuretanskum, även kallat PU-skum, som vilar på fjädrar kopplade till en metallram. Framdelen av sätet är förstärkt med en uppåtlutad metallplatta (anti submarining pan). Denna konstruktion förhindrar att passageraren sjunker för djupt ned i sätet vid en eventuell krasch, kallat submarining (Mills, 2007). Detta minskar i sin tur risken för att säkerhetsbältet glider upp och orsakar allvarliga skador på föraren eller passagerarens inre organ.

2.6.2 Uppbyggnad av virtuell bilsätesmodell

Den virtuella bilsätesmodellen är skapad genom 3D-scanning av det fysiska sätet (Trummler och Keller, 2020). Utifrån denna har en CAD-ritning genererats. Från denna ritning skapades en mesh för att användas i LS-DYNA och en ram för sätet kunde skapas. Plast- och metalldelarnas materialparametrar har verifierats av Toyota. Kontakter har sedan införts för att sammanhålla skum-, metall- och plastdelarna.

Sätesmodellen har validerats med dynamiska tester (Trummler och Keller, 2020). Dessa har genomförts med olika impactors och hastigheter för att få olika lastkurvor. Detta har utförts på olika delar av sätets sittdel och ryggstödet.

Modellen är uppbyggd med olika keyword-filer, vilka samverkar för att bygga upp hela bilsätet. Det finns filer för samtliga delar och definierade kontakter vilket gör att den slutliga huvud-filen tar in hela sätet med rätt geometri. I huvud-filen finns olika typer av materialkurvor som beskriver spännings-töjningsbeteendet för skummet, likt figur 2.5, vid olika töjningshastigheter. I Listing 2.3 nedan illustreras keywordet som bestämmer de olika töjningshastigheterna. För exempel på hur materialkurvor är uppbyggda finns de första kodraderna för en modifierad version av lastkurva 12 presenterade i Listing 3.1.

```

1 *DEFINE_TABLE_TITLE
2 Table_foam
3     1
4     1.1000000200e-07      11
5     1.1000000086e-04      12
6     0.0011                13

```

Listing 2.3: Utdrag ur keywordfil. Keyword `*DEFINE_TABLE_TITLE` beskriver materialkurvor. Den högra kolumnen representerar materialkurvans nummer och den vänstra töjningshastigheten för respektive materialkurva.

3

Genomförande

Genomförandet av projektet delades in i följande stadier: validering av sätesmodell, kalibrering av sätesmodell, utförande av baseline-simulering, tidsoptimering av simulering samt undersökning av inverkan som jämvikt har på resultat i krockfasen.

3.1 Validering av sätesmodell

I det här steget avsågs det att studera om den virtuella modellen av bilsätet stämde överens med det verkliga bilsätet. Processen innefattade jämförelser mellan resultat, främst i form av grafer, från tester med den virtuella sätesmodellen respektive fysiska sätet.

3.1.1 Fysiska tester

De fysiska testerna syftade till att dokumentera deformation av det fysiska bilsätet under påverkan av yttre krafter. Resultatet visualiserades med hjälp av grafer.

3.1.1.1 Utrustning

För de fysiska testen användes en testrigg bestående av en vertikalt positionerad aluminiumprofil (se bilaga A.1). På profilens nedansida monterades en tryckplatta med syftet att distribuera krafterna på en större area på bilsätet sittytta. De avsåg två olika former: en elliptisk- och en rektangulär tryckplatta. Den rektangulära tryckplattan ingick i utrustningen medan den elliptiska tillverkades i materialet MDF. Ritningar för respektive tryckplatta kan ses i bilaga A.2 och A.3. Längst upp på metallstången monterades en annan platta varpå vikter kunde placeras. För att hålla aluminiumprofilen upprätt placerades denna längs hjul fästa till ytterligare en platta. Denna platta fästes sedan i sin tur mot ett räcke, sådant att hela riggen kunde hållas stilla. Till följd av den vertikalt flyttbara aluminiumprofilen och den fixerade plattan kunde förflyttningen av profilen, det vill säga deformationen av sätet orsakad av de pålagda vikterna, mätas och noteras.

För att justera sätet så att mätningar på fram- respektive bakdel av sätet hölls horisontellt med markplan användes först två massiva aluminiumbalkar, under vilka mindre plattjärn placerades för att finjustera vinkeln. Mätningen gjordes med talmeter och markering av förskjutning gjordes med maskeringstejp. Hela utrustningen färdigmonterad med pålagda vikter finns illustrerad i bilaga A.1.

3.1.1.2 Utförande

De fysiska testerna genomfördes genom att mäta deformation av sätet vid en pålagd kraft, fördelad på en elliptisk respektive rektangulär form. Detta utfördes på främre respektive bakre delen av sätet av sittdynan. Testerna utfördes fyra gånger per form: två på baksidan och två på framsidan i syfte att se skillnaden beroende på form. Kraften ansattes i långsam fart på ett sådant sätt att det väntades mellan påläggning av ytterligare vikter tills dess att testtriggen hade slutat oscillera i syfte att simulera kvasi-statisk belastning. I det fysiska testet lades en stegvis ökande massa på i form av vikter. Intervallet för massan var från 10 kg till 75 kg med steg om 10 kg och 5 kg (i ordningen först med fem stycken 10 kg-vikter och sedan fem stycken 5 kg-vikter). Innan vikter lades på markerades profilens utgångsläge. Därefter markerades förflyttningen av aluminiumprofilen i gravitationens riktning för varje viktökning med hjälp av maskeringstejp.

3.1.2 Simuleringar i LS-DYNA

För att simulera det fysiska experimentet användes en virtuell sätesmodell på vilken en tryckplatta placerades och lastades. Flera olika simuleringar genomfördes tills dess att ett av testen såg ut att sammanfalla med det fysiska testet.

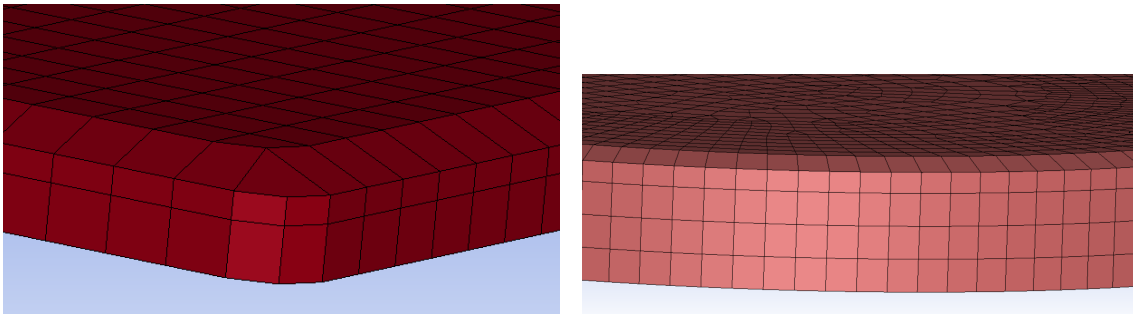
3.1.2.1 Uppbyggnad av modell

Modellen ska vara representativ för det verkliga fallet. Av den anledningen justerades parametrarna tills dess att parametrarna för simuleringarna stämde överens med det verkliga fallet, för att i sin tur korrekt kunna jämföra dessa två för valideringen. Parametrarna var ett flertal, varav en av dessa tillhörde den led som band samman stativet och tryckplattan i den fysiska anordningen och utgjorde begränsningarna i rörligheten för tryckplattan. Det lades därför en begränsning på hur materialet kunde röra sig, vilket i detta fallet innebar att translation endast var tillåten i z-led samt att rotation endast fick ske runt axeln som utgörs av tryckplattans långsida. På grund av att tryckplattans material i de fysiska testerna var tillräckligt styvt för att inte deformeras vid belastning, kunde det också anses som oändligt styvt. Även om materialet var oändligt styvt, tilldelades det ändå ett material till tryckplattan vilket delade samma materialegenskaper som den fysiska tryckplattan, detta med hänsyn till massa-densitet samband, E-modul och Poissons förhållande. Detta var i syfte att förenkla beräkningarna för LS-DYNA och de uppskattningar som automatiskt görs av mjukvaran om inget material finns definierat sedan innan.

För att korrekt bedöma resultaten från simuleringarna bestämdes mesh:en av tryckplattan till en finhet som ungefär stämde överens med storleken på de element som fanns fördefinierade på sätesmodellens sittyta. En geometri för tryckplattan som stämde överens med måtten för de fysiska testen var också ett grundkriterium för modellen av tryckplattan, dessa kan ses i bilaga A.2 och A.3.

Det var efter att mesh:en hade skapats som en slutgiltig justering gjordes för just modellen av tryckplattan, vilken flyttade noderna på tryckplattans hörn och kanter

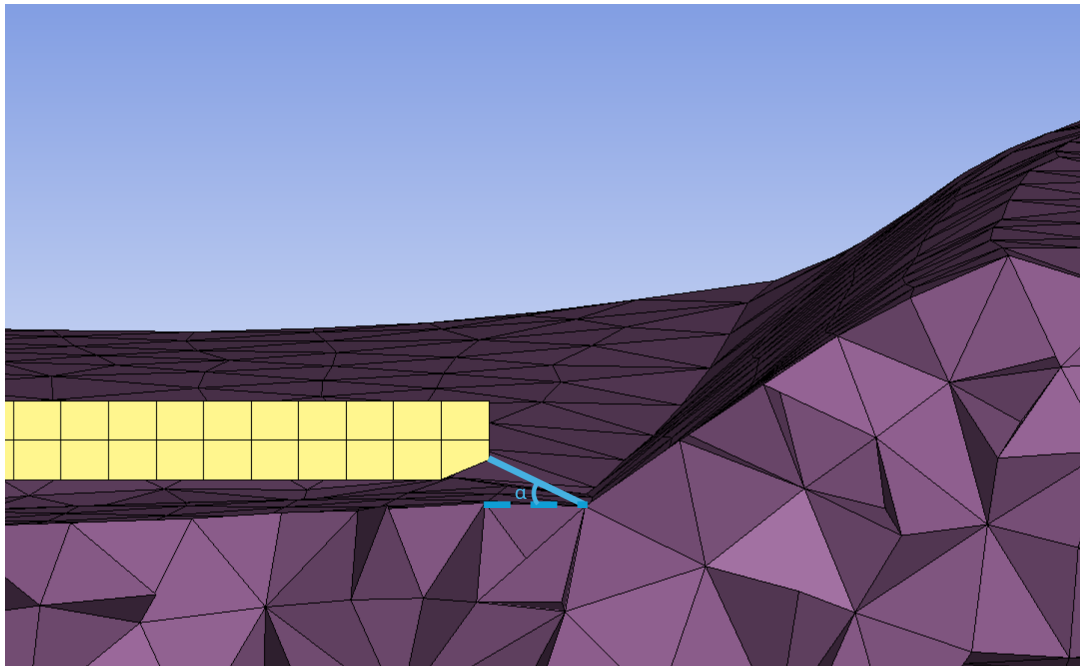
på ett sådant sätt att kanterna och hörnen fick en mer "mjuk" övergång, vilket i detta fallet innebar att de fick avrundade hörn och kanter. Detta gjordes för att förenkla för kontaktalgoritmen i LS-DYNA. Flytten av noderna för hörnen var enbart relevant för rektangeln och inte ellipsen på grund av dess geometri. Detta var i syfte att undvika att tryckplattan penetrerade sätets sittyta på vilket denna skulle tryckas ner på, se figur 3.1 för en visuell representation av hur de rundade hörnen och kanterna såg ut för den rektangulära plattan respektive kanterna för den elliptiska plattan. Som en ytterligare säkerhetsåtgärd definierades kontakten mellan sätets sittyta och tryckplattan till att hantera eventuella penetrationer vid simulering.



Figur 3.1: Den rektangulära plattan (till vänster) med flyttade noder för kanter och hörn och den elliptiska plattan (till höger) med flyttade noder för enbart kanterna.

3.1.2.2 Utförande

Det första steget i det som skulle integrera modellen av tryckplattan med sätesmodellen, var att positionera tryckplattan ovanpå sätet på samma sätt som tryckplattan var positionerad i de fysiska testerna. Detta gjordes genom att translatera tryckplattan till en plats på sätet som såg ut att vara i enlighet med hur den var placerad i de fysiska testerna. Denna placering innebar att tryckplattan hamnade en bit ovanför i syfte att undvika eventuella penetrationer av sätet vid simuleringens start. Det var efter detta en diagonal distans från en punkt på tryckplattans sida till en punkt på sätet användes för att göra de slutgiltiga translationerna i syfte att positionera tryckplattan enligt de fysiska testerna. Se figur 3.2 för vad den diagonala distansen innebär. En diagonal distans från en av tryckplattans sida till en punkt på sätet motsvarade en av de horisontella distanserna för de fysiska testerna. Se bilaga A.4 för en av de horisontella distanserna för de fysiska testerna.



Figur 3.2: Här visas hur mätningen i LS-PrePost gick till. Den feta linjen är den diagonala distansen ner till sätet. α är vinkeln mellan den diagonala och horisontella distansen.

För att simulera den uppbyggda modellen definieras en lastkurva för tryckplattan. Lastkurvan sattes som en hastighet med riktning negativ z-led (i gravitationens riktning). Kurvan utformades för att återspegla verkligheten samtidigt som den beaktar en rimlig simuleringstid.

Det verkliga testet lastade sätet i låg hastighet och ansågs undersöka ett kvasistatiskt förlopp. Då polymerskum har ett viskoelastiskt beteende och därav har materialegenskaper vilka beror av töjningshastighet ansågs detta vara den viktigaste egenskapen att replikera från det fysiska testet. Med detta antagande formades lastkurvan med en konstant hastighet över den önskade deformationen. Däremot, för att inte belasta systemet med en oändlig acceleration vid tiden $t = 0$ ökades hastigheten linjärt under 100 ms innan den kom upp i konstant hastighet.

För att hitta hastigheten vid vilken dynamiska effekter blev försumbara genomfördes en konvergensanalys. Denna gick ut på att flera simuleringar med olika definierade hastigheter genomfördes, fram till dess att två resulterande kurvor med kraft som funktion av deformation, sammanföll.

3.2 Kalibrering av sätesmodell

Vid jämförelse av resultaten från de fysiska och de simulerade testerna syntes tydliga skillnader. Sättesmodellen var innan projektet validerad för dynamiska laster, men då det skiljde sig i de kvasistatiska mätningarna ansågs inte sättesmodellen vara validerad för låga hastigheter, varpå en kalibrering inleddes.

3.2.1 Jämförelse av intern energi

Det första steget i kalibreringen innebar att identifiera vilken av delarna i sätet som skulle kalibreras. Eftersom valideringen inte gick igenom varken bak eller fram på sätet antogs felet till största del tillhöra ett material som var samma över hela sätet, vilket uteslöt fjädrarna bak och metallplattan fram. En jämförelse av hur den interna energin för skummet och tyget förändrades över simuleringstiden gjordes. Det var utifrån detta det kunde fastställas att skummet var av mest intresse för kalibreringen.

3.2.2 Evaluering av materialmodellen för säteskummet

Kurvan med den lägsta tillhörande töjningshastigheten ansågs onödig för projektet då de studerade fallen i detta projekt var snabbare än så, närmre töjningshastigheten för kurva 12. På grund av detta blev första åtgärden att undersöka om kurva 11 kunde tas bort utan att det påverkade systemets dynamiska respons.

Fortsättningsvis behövde materialmodellen kalibreras och hypotesen var att det räckte att kalibrera den kurvan som hade en töjningshastighet närmast den som studeras i projektet. För att inte behöva göra om valideringen för dynamiska förlopp genomfördes kalibreringen med stor försiktighet. Av den anledningen valdes det att inte förändra kurva 13 eftersom den definierar skummets betenden vid dynamiska laster.

3.2.3 Kvasi-statisk simulering

För att undersöka hur mycket kurva 12 behövde skalas om undersöktes olika skalningar och jämfördes sedan med resultatet för de fysiska testerna. Detta för att de simulerade testerna skulle efterlikna de fysiska testerna. Testerna genomfördes på samma sätt som i valideringen. Skillnaden mot tidigare var att hastigheten hölls till konstant kvasistatisk hastighet, och istället ändrades kurvans skalfaktor, se Listing 3.1. Detta initierades för båda formerna på bakkdelen av sätet tills dess att de resulterande kurvorna, över deformation mot kraft, ansågs likna varandra tillräckligt. Därefter genomfördes simuleringar på främre delen av sätet för båda formerna med den bestämda skalningsfaktorn för att verifiera att den stämde överens med de fysiska testerna även där.

```

1 *DEFINE_CURVE
2      12      0      1.      0.4      0.      0.      0      0
3          -0.2      -3.4E-5
4      -0.1969925      -3.35E-5
5      -0.193985      -3.3E-5
6      -0.1909774      -3.25E-5
7      -0.1879699      -3.2E-5
8      -0.1849624      -3.14E-5
9      -0.1819549      -3.09E-5
10     ...      ...

```

Listing 3.1: Utdrag ur keywordfil. Första nio raderna för definiering av kurva 12 som motsvarar töjningshastigheten $1.1000000200e^{-07}$ med keyword *DEFINE_CURVE. Skalning 0.4 används i detta fall på kurvan som definierar spännings-töjningsbeteendet för säteskummet.

3.2.4 Dynamisk omvalidering

För att kontrollera att den dynamiska responsen hos systemet inte påverkades av ändringarna av skalfaktorn för kurva 12 genomfördes dynamiska tester som jämfördes med den icke-skalade modellen. Utifrån en lista med färdiga tester från Trummler och Keller, 2020 kunde framdelen och bakdelen testas separat. Den skalfaktor som valdes utifrån de kvasistatiska testerna användes även för de dynamiska och jämfördes i samma graf mot den oskalade. Resultaten från denna jämförelse möjliggjorde en bedömning om deformationsskillnaderna var tillräckligt små för att motivera användningen av skalfaktorn.

3.3 Baseline-simulering

I syfte att erhålla data för hur varje HBM naturligt interagerade med sittytan samt för att få en uppfattning kring tiden det tog för att nå jämvikt gjordes en baseline-simulering med respektive modell. Här avser baseline en (till högsta möjliga grad) verklighetstrogen referenssimulering vilken används som utgångspunkt för efterföljande arbete med det dynamiska systemet.

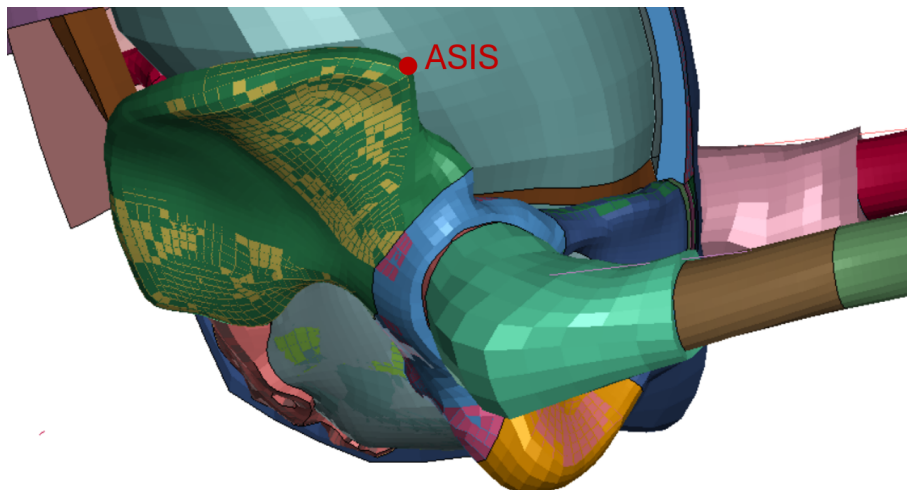
För att skapa ett mer realistiskt system samt för att förenkla problemet i syfte att närmare efterlikna det förenklade systemet beskrivet i avsnitt 2.1 låstes vissa frihetsgrader för utvalda delar av HBM:erna (eng: constraints). I och med att systemet antogs kunna förenklas till ett dämpat fjäder-massasystem med en frihetsgrad låg fokus på HBM:ens interaktion med sittytan. Dessa inkluderade:

- Rygggradens samtliga kotor låstes i x- och y-riktning för att endast tillåta translaterande rörelse i z-led. Detta innebär att ryggraden låses i en naturligt sittande position för x- och y- translationer.
- Huvudets rörelser begränsades till translaterande rörelse i z-led, det vill säga rotation var inte möjlig i någon riktning och translation var inte möjlig i x- eller y-riktning.
- Händerna låstes i sin ursprungliga position på ratten. Varken translation eller

rotation tilläts i x-, y- eller z-led.

Vid utförande av baseline-simuleringarna släpptes HBM:erna från sin fördefinierade position (translaterat i z-led över den tänkta sittpositionen över sätet) för att, under påverkan av endast gravitation, låtas interagera med det kalibrerade sätet under 2000 millisekunder, alltså med en sluttid definierad i *CONTROL_TERMINATION på 2000. Simuleringarna gjordes utan bälte.

Från den insamlade datan plottades sedan förskjutningen i z-led i en punkt på höftbenet, Anterior Superior Iliac Spine (ASIS) se figur 3.3, som funktion av tiden. Punkten valdes eftersom den låg i botten av den låsta ryggraden och hade fördelen att den tillhörde en styv del av HBM:en i och med att ASIS är en del av bäckenet. Genom att välja en del i benet att undersöka minskade risken för att förskjutningen skulle påverkas av det elastiska materialbeteendet i andra delar av HBM:en, exempelvis muskler och fett.



Figur 3.3: Punkten ASIS (Anterior Superior Iliac Spine) illustrerad på höftbenet på HBM:en VIVA+ 50F.

Baseline-simuleringen för VIVA+ 50F jämfördes även med en baseline-simulering för samma modell som hade körts innan kalibreringen av sätet var klar. Detta för att försäkra om att kalibreringen av sätet fungerade och påverkade simuleringen på ett förväntat sätt. Simuleringen som gjordes innan kalibreringen av sätet kördes i 1000 millisekunder vilket innebär att jämförelsen av de två kurvorna plottades över 1000 millisekunder istället för 2000 millisekunder.

Kontaktkraften mellan säte och HBM mättes ur de dämpade simuleringarna för VIVA+ 50F och VIVA+ 50M för att kunna utvärdera hur väl kalibreringen stämde överens med verkligheten för HBM-ernas kraft mot sätet vid jämvikt. Detta gjordes genom att jämföra förskjutningen för den kalibrerade kurvan och den verkliga kurvan vid HBM-ernas kontaktkrafter. Se avsnitt 3.4 för hur kontaktkrafter för resterande HBM:er mättes.

3.4 Tidsoptimering av simulering

För att effektivt kunna analysera inverkan av jämvikt mellan HBM och säte i kra-
scher var det önskvärt att minska tiden som krävdes för att nå jämvikt. Hastigheten
i z-led (gravitationens riktning) valdes som storheten med vilket systemets uppfyll-
nad av jämviktsvillkoren skulle mätas. Jämviktsvillkoret för systemet, punkten vid
vilket systemet ansågs vara i jämvikt, sattes till $|\dot{u}| \leq 12 \cdot 10^{-3}$ m/s, det vill säga
mindre än eller lika med 12 mm/s.

Kontaktkraften mellan säte och HBM mättes ur de dämpade simuleringarna för
samtliga THUMS-modeller för att kunna utvärdera hur väl kalibreringen stämde
överens med verkligheten för HBM-ernas kraft mot sätet vid jämvikt. Detta ge-
nomfördes på samma sätt som för VIVA+ 50F och VIVA+ 50M, se avsnitt 3.3.
Kontaktkrafterna jämfördes för de dämpade fallen för THUMS-modellerna eftersom
resultatfilerna för baseline-simuleringarna var feldefinierade, vilket innebar att data
att beräkna kontaktkrafter inte fanns. Det ansågs likvärdigt att ta ut kontaktkraf-
terna ur de dämpade simuleringarna eftersom den slutgiltiga kontaktkraften vid
jämvikt teoretiskt skulle vara densamma oberoende av om systemet var dämpat
eller ej.

3.4.1 Pålagd global kritisk dämpning

För att reducera tiden till jämvikt definierades en pålagd global dämpning för syste-
met med keyword:et `*DAMPING_GLOBAL` och en tillhörande funktion för dämp-
ningen som berodde av tiden, definierad med keyword:et `*DEFINE_CURVE_TITLE`.
Global dämpning syftar här till en pålagd dämpning som verkar på hela systemet.
Listing 2.2 visar en definierad konstant global dämpning med dämpningskonstant
0.025 mellan tidssteg -1000 och 2000. Listing 3.2 visar samma sak med ändringen
att dämpningskonstanten satts till 0.0228.

1	<code>*DAMPING_GLOBAL</code>							
2	1000	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
3	<code>*DEFINE_CURVE_TITLE</code>							
4	<code>DAMPING</code>							
5	1000	0	1.	1.	0.	0.	0	0
6		-1000.		0.0228				
7		0.		0.0228				
8		2000.		0.0228				

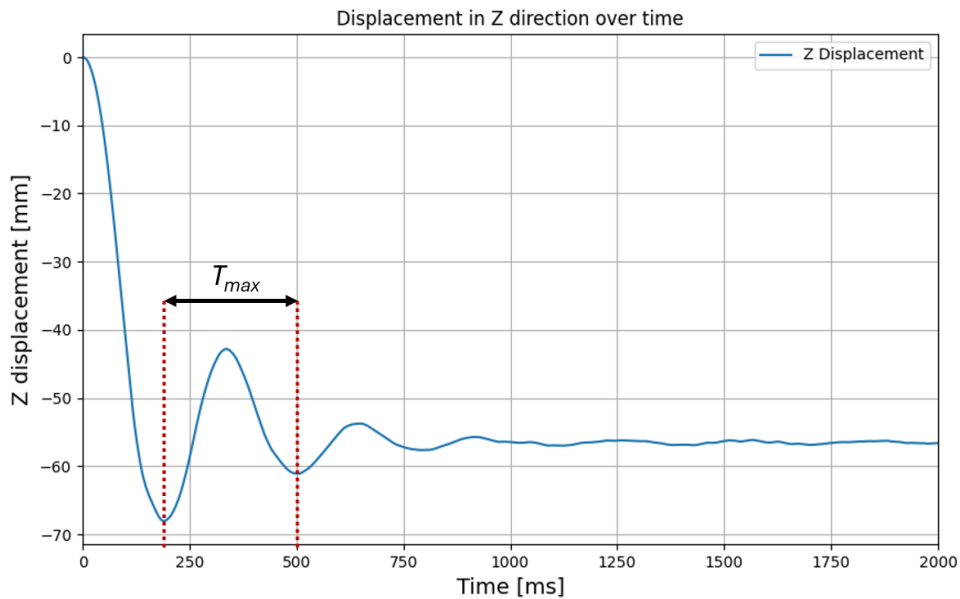
Listing 3.2: Användning av keyword `*DAMPING_GLOBAL` och
`*DEFINE_CURVE_TITLE` för att definiera en global dämpning på systemet med
dämpningskonstant 0.0228 mellan tid -1000 och 2000

Enligt LS-DYNA:s Keyword User's Manual definieras konstanten för kritisk dämp-
ning, $(D_s)_{critical}$, i keyword:et `*DAMPING_GLOBAL` enligt ekvation (3.1):

$$(D_s)_{critical} = 2\omega_{min} = \frac{4\pi}{T_{max}} \quad (3.1)$$

där T_{max} är största perioden. I och med förenklingarna i systemet, se avsnitt 2.1,
kan uttrycket för $(D_s)_{critical}$ kan jämföras med \dot{u} -termen i ekvation (2.2) med $\xi = 1$.

Teoretiskt sett ska T_{max} kunna läsas ut ur grafer från baseline-simuleringarna, se figurer 4.7-4.11, enligt metoden i figur 3.4. Genom att bestämma T_{max} ska $(D_s)_{critical}$ kunna beräknas för att kritiskt dämpa de periodiska rörelserna i z-led. Det är värt att notera att den största perioden, T_{max} , i praktiken blir den första perioden för ett kritiskt dämpat system då systemet aldrig svänger mer än en period vid kritisk dämpning.



Figur 3.4: Approximativ metod för att utläsa perioden T_{max} ur grafer tagna från baseline-simuleringar.

Vid analys av resultaten från användning av metoden beskriven av figur 3.4 ansågs systemet bli starkt dämpat (eng: overdamped). Därav användes istället en iterativ metod för att bestämma ett approximativt värde för T_{max} vid vilket systemet betedde sig nära kritiskt dämpat.

3.4.2 Kontroll av dämpning i systemet

För att kontrollera att dämpningen fungerat och att inga kvarvarande inre spänningar återstod kördes en simulering där dämpningen linjärt minskades till 0 under 50 millisekunder efter att jämvikt uppnåtts. Listing 3.3 visar hur minskningen definierats för ett system som nått jämvikt efter 805 millisekunder.

```

1 *DAMPING_GLOBAL
2     1000      0.      0.      0.      0.      0.      0.      0.
3 *DEFINE_CURVE_TITLE
4 DAMPING
5     1000      0      1.      1.      0.      0.      0      0
6           -1000.      0.0203
7           0.      0.0203
8           805.      0.0203
9           855.      0.
10          2000.      0.

```

Listing 3.3: Användning av keywordet `*DAMPING_GLOBAL` och `*DEFINE_CURVE_TITLE` för att definiera en global dämpning på systemet med dämpningskonstant 0.0203 mellan tid -1000 och 805. Mellan tid 805 och 855 minskas dämpningen linjärt i 50 millisekunder till 0.

Hastigheten, $|\dot{u}|$, som funktion av tiden jämfördes sedan mellan de två simuleringarna, det vill säga hastigheten för systemet som var dämpat i 1000 millisekunder jämfördes med hastigheten för systemet där dämpningen minskades efter jämvikt.

3.5 Simulering av krockförloppet vid jämvikt

När jämvikt nåtts för systemet kunde en kraschpuls definieras inom tiden för simuleringarna. Innan kraschsimuleringarna kördes positionerades bältet på HBM:en. Detta gjordes genom att spara elementen och nodernas koordinater för modellen vid tidpunkten då HBM:en nått jämvikt och dämpningen minskats till noll. Därefter positionerades bältet i den odämpade jämviktspositionen. Som exempel hade tiden för den odämpade jämviktspositionen, använd för positionering av bältet i listing 3.3, varit 855 millisekunder.

När kraschsimuleringarna sedan kördes startades två sorters simuleringar för varje HBM. En av simuleringarna kördes genom att vid nådd jämvikt linjärt minska den globala dämpningen, se listing 3.3. När systemet nått den odämpade jämviktspositionen aktiverades kontakten mellan bältet och HBM:en genom att bältet spändes mot modellen och kraschpulsen initierades. Simuleringen fortsatte sedan i 150 millisekunder från initiering av pulsen. I den andra simuleringen placerades modellen direkt i den odämpade jämviktspositionen, utan att systemet låtits gå till jämvikt, med aktivering av bälteskontakt och kraschpuls vid tid 0. Simulering kördes sedan i 150 millisekunder.

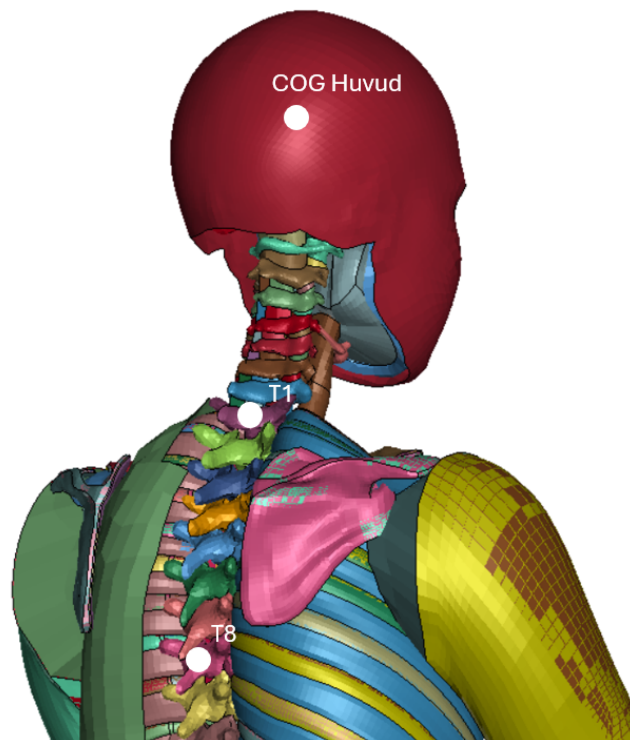
Det är värt att notera att det faktum att HBM:erna i båda simuleringarna startade kraschen i samma position inte innebar att båda HBM:erna var i jämvikt med sätet. Medan HBM:en i den första simuleringen tilläts interagera med sätet över en relativt lång tid för att hamna i den odämpade jämviktspositionen, placerades HBM:en i den andra simuleringen direkt i den odämpade jämviktspositionen utan att tillhörande krafter och spänningar applicerades.

3.6 Inverkan av jämvikt vid simulering av krockförloppet

Inverkan av jämvikt syftar till att undersöka huruvida nådd jämvikt mellan en HBM och ett bilsäte innan en krasch påverkar resultatet av kraschen, avseende kinematik samt kinetik. För att undersöka detta jämfördes resultaten från de två olika simuleringstyperna, se avsnitt 3.5.

För att på ett så likvärdigt sätt som möjligt jämföra resultaten mellan de två simuleringstyper jämfördes samma tidpunkter i kraschsekvensen. Detta ansågs jämförbart eftersom HBM:erna i båda simuleringarna startade i samma position för att därefter utsättas för samma kraschpuls under lika lång tid. Till exempel innebar det att $t = 855 + x$ i en kraschsimulering med jämviktspunkt, lik den i listing 3.3, hade kunnat jämföras med en kraschsimulering utan jämvikt vid $t = x$.

Som tidigare nämnt jämfördes de två simuleringstyperna med avseende på kinematik och kinetik. Skillnader i kinematiken undersöktes först genom att jämföra animeringarna av simuleringarna vid ekvivalenta tidpunkter i respektive krasch. Därefter jämfördes den förskjutningen för noder i huvudet, ryggraden samt ASIS, relativt bilens rörelse, se figur 3.3 och 3.5. Noderna i ryggraden satt i masscentrum på kotorna T1 (översta kotan i bröstryggen), samt T8 (åttonde kotan i bröstryggen av tolv).



Figur 3.5: Tre noder i vilken den relativa förskjutningen undersöktes.

Skillnaderna i kinetik jämfördes genom att studera kontaktkrafter, specifikt var even-

3. Genomförande

tuella skillnader i storleken på dessa intressant. Kontaktkrafter som undersöktes var mellan:

- HBM och bilsäte
- HBM och DAB (Driver airbag)
- HBM:ens vänstra knä och IP (Instrument Panel)
- HBM:ens högra knä och IP
- HBM och säkerhetsbälte

4

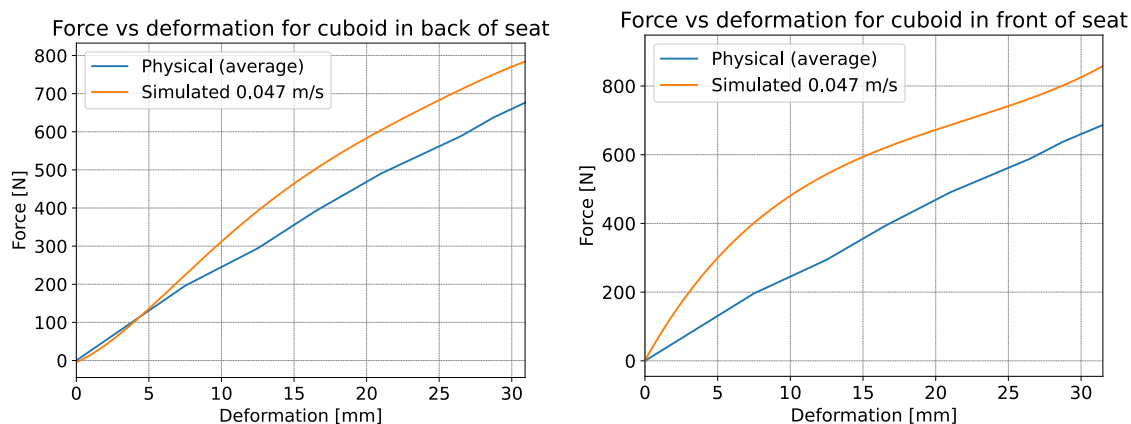
Resultat

I detta kapitel presenteras resultaten från genomförandet. Detta innefattar validering, följt av kalibrering av bilsätesmodellen, baseline-simulering, tidsoptimering och slutligen inverkan av nådd jämvikt på krockförloppet. En del av datan i valideringen och kalibreringen som presenteras i graferna är approximerad med hjälp av lågpasfilter eller polynomapproximering för tydligare resultat.

Efter baseline-simuleringarna presenteras enbart resultat för VIVA+ 50F. På grund av tidsbrist färdigställdes enbart resultat för övriga modeller fram till och med tidsoptimering. Resultaten för övriga modeller efter baseline-simuleringarna återfinns i bilaga A.5-A.7.

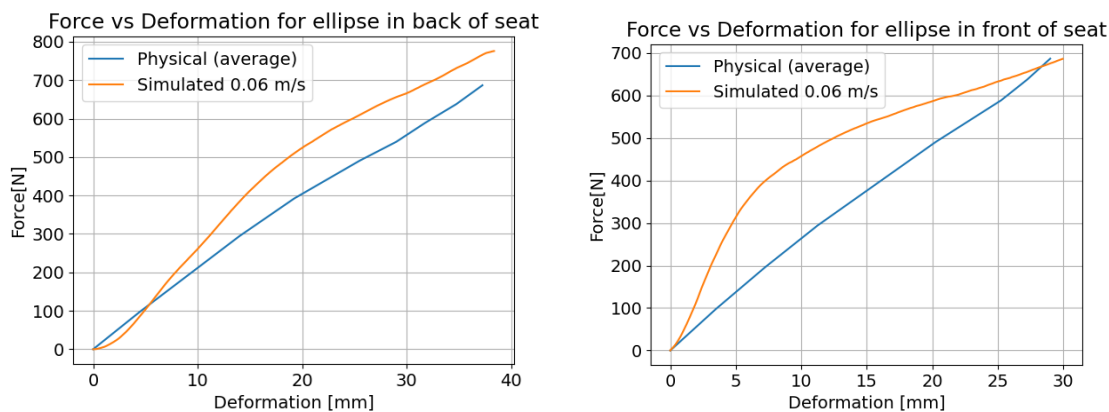
4.1 Validering av bilsättesmodell

Valideringen av sättesmodellen resulterade i ett antal kurvor för deformation som funktion av kraft. Resultaten delades upp i fyra olika figurer, se figur 4.1, en för test på framdelen av sätet och en för test på baksdelen av sätet för vardera av de två olika formerna. Figurerna visar två kurvor som är tydligt olika. Kurvan som representerar de simulerade testen visar på ett betydligt styvare säte än för de fysiska testerna. Detta medförde att valideringen misslyckats, eftersom de simulerade testerna på det virtuella sätet skiljer sig från det fysiska sätet.



(a) Rektangulär platta bak på sätet.

(b) Rektangulär platta fram på sätet.



(c) Elliptisk platta bak på sätet.

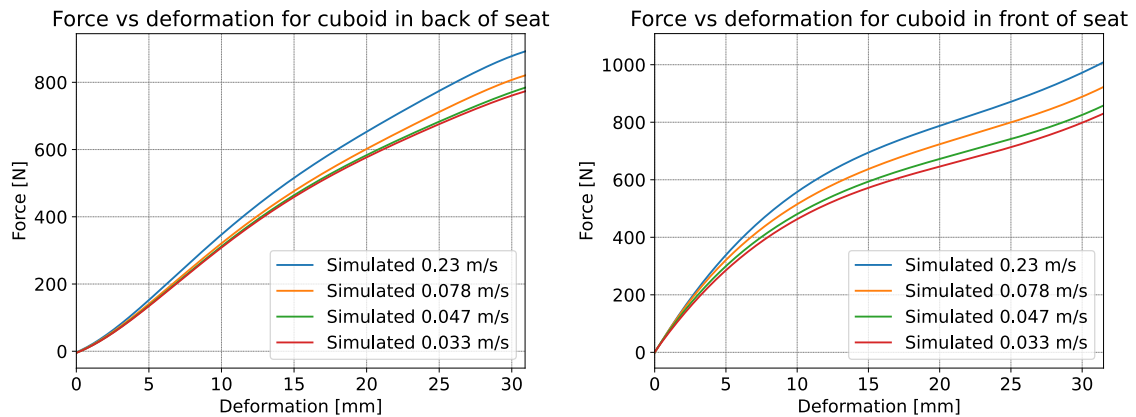
(d) Elliptisk platta fram på sätet.

Figur 4.1: Kraft som funktion av deformation för de två olika plattorna och positionerna på sätet. Den blåa kurvan visar medelvärdet från de fysiska testerna och den orangea kurvan visar resultatet från ett motsvarande simulerat kvasistatiskt test.

4.1.1 Konvergensanalys

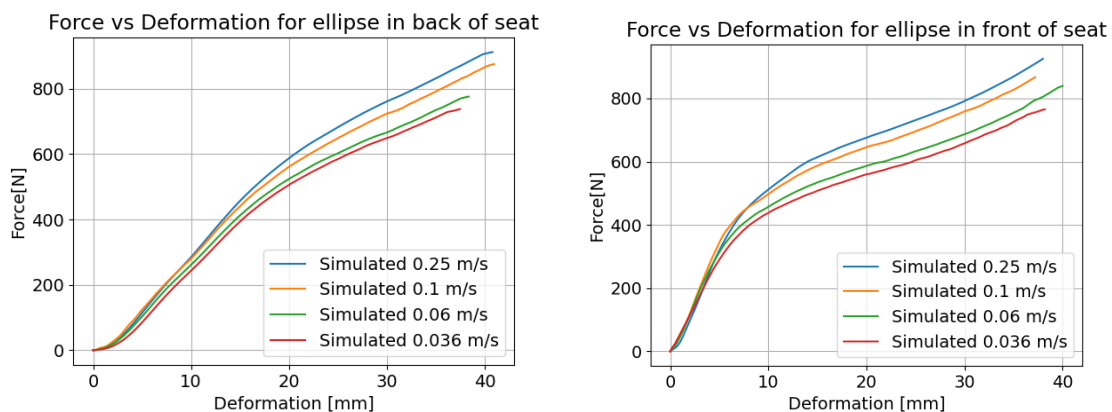
Konvergensanalysen resulterade i fyra kurvor per position och form över olika hastigheter. Undersökningen gick ut på att studera vid vilken hastighet som dynamiska effekter hos sätet blev försumbara vilket skulle innebära att kurvorna konvergerade mot varandra. Figur 4.2 visar hur kurvorna för kraft som funktion av deformation

ser ut för de olika hastigheterna. Det skiljer betydligt i styvhet mellan de snabbare kurvorna medan de långsammaste två kurvorna nästan ligger på varandra. Detta resulterade i att hastigheten 0,06 m/s användes för den elliptiska tryckplattan och 0,047 m/s för den rektangulära tryckplattan. Man kan även observera att sätet blir mindre styvt ju lägre hastigheten är.



(a) Rektangulär platta bak på sätet.

(b) Rektangulär platta fram på sätet.



(c) Elliptisk platta bak på sätet.

(d) Elliptisk platta fram på sätet.

Figur 4.2: Deformationen som en funktion av kraften för de två olika plattorna och positionerna på sätet, för fyra olika simuleringar med respektive hastigheter.

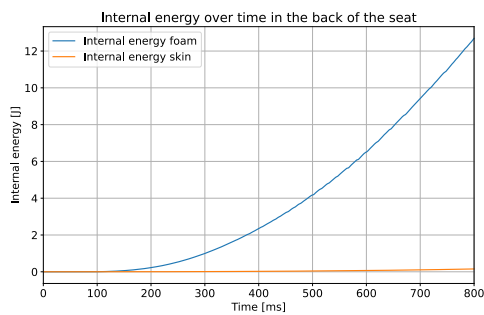
4.2 Kalibrering av sätesmodell

I följande delkapitel presenteras resultaten från kalibreringen av bilsätesmodellen. Först presenteras en jämförelse av intern energi, sedan resultaten för hur kurva 11 inverkar och slutligen skalningen av kurva 12.

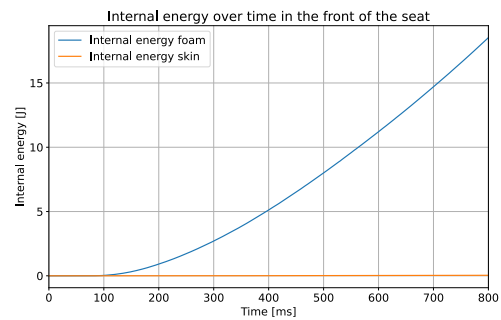
4.2.1 Jämförelse av intern energi

Undersökningen av den interna energin hos sätets skum och tyg vid kvasi-statisk belastning visade att skummet tog upp mer kinetisk energi än tyget, se figur 4.3. Resultaten var oförändrade vid jämförelse mellan de två olika tryckplattorna.

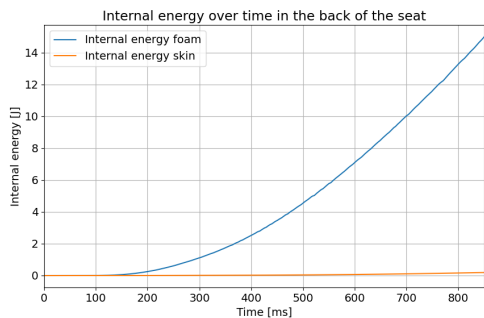
4. Resultat



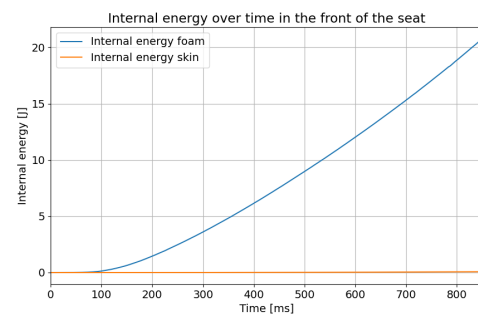
(a) Rektangulär platta bak på sätet.



(b) Rektangulär platta fram på sätet.



(c) Elliptisk platta bak på sätet.

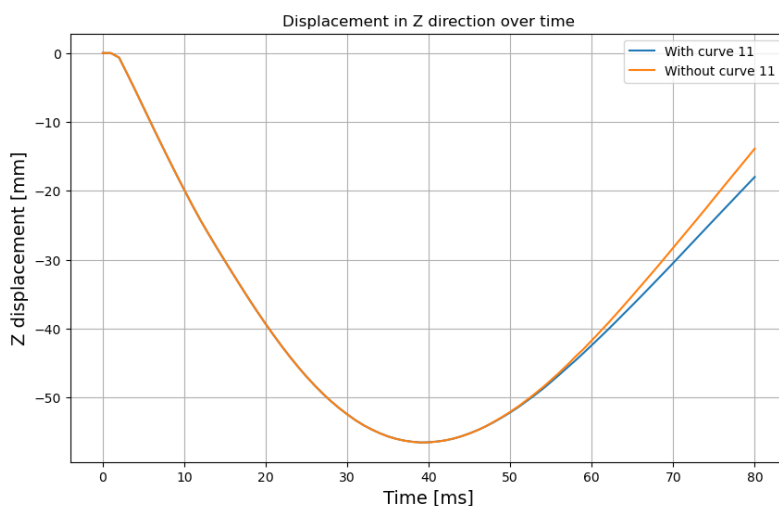


(d) Elliptisk platta fram på sätet.

Figur 4.3: Den interna energin för skummet (den blå linjen) och tyget (den orangea linjen) som funktion av den simulerade tiden.

4.2.2 Analys av effekten av kurva 11

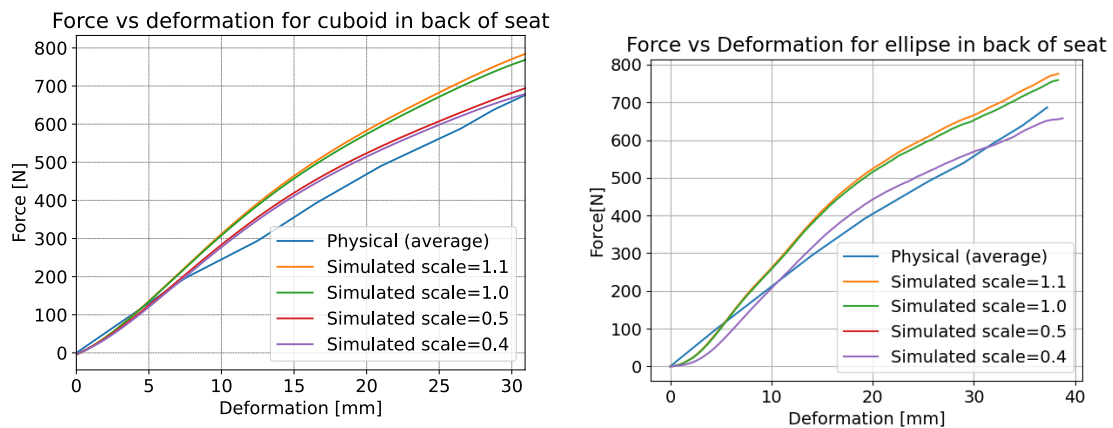
I figur 4.4 visas effekten av att ta bort kurva 11 vid ett dynamiskt test på bakkdelen av sätet. Effekten visas i form av en kurva över deformation i z-led mot tid. Resultatet visar att ingen avvikelse ses vid pålastning, där kurvorna sammanfaller, men en liten skillnad ses vid avlastning, där kurvorna divergerar.



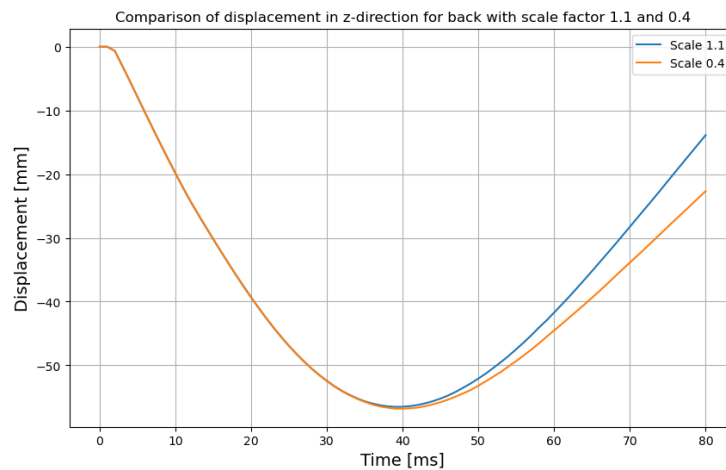
Figur 4.4: Jämförelse vid dynamiskt test med och utan kurva 11 (blå respektive orange kurva). Förskjutning visas som funktion av tid.

4.2.3 Undersökning av skalningsfaktor

Först undersöktes olika skalningar av kurva 12 för bakdelen av sätet för båda formerna. Detta resulterade i figur 4.5 som visar att en ändring av skalfaktorn till 1,0 av kurva 12 inte gjorde någon nämnvärd skillnad för kurvan över kraft mot deformation, men att skalfaktorn 0,4 fick de simulerade resultaten för kvasistatiska förlopp att likna de fysiska resultaten. De dynamiska testerna visar på liten skillnad i förflyttning av modellen i z-led mellan de olika skalfaktorerna under avlastning, se figur 4.5c. Däremot ses ingen skillnad vid pålastning.



(a) Rektangulär platta bak på sätet med skalningsfaktor 1,1, 1,0, 0,5 och 0,4 för simulerat test. Resultatet redovisas som kraft mot deformation. (b) Elliptisk platta bak på sätet med skalningsfaktor 1,1, 1,0, 0,5 och 0,4 för simulerat test. Resultatet redovisas som kraft mot deformation.



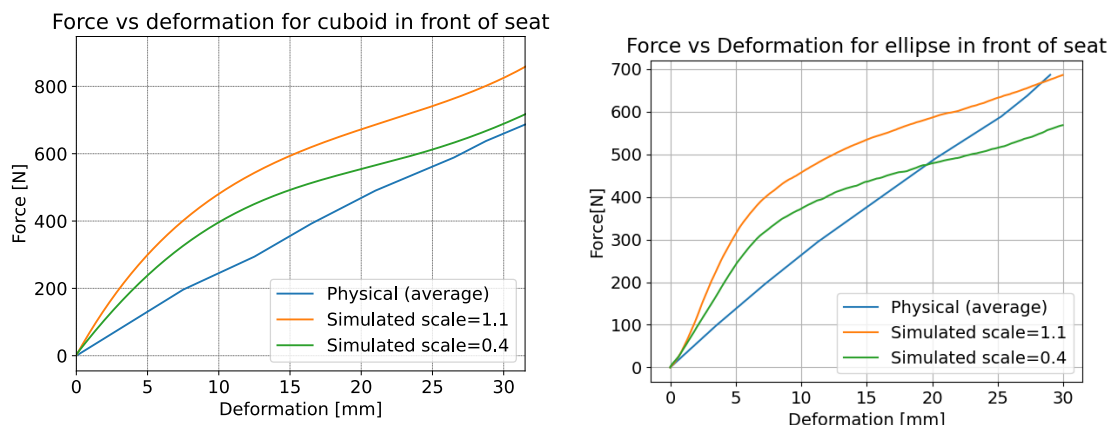
(c) Dynamiska tester för skalfaktor 1,1 (blå) respektive 0,4 (orange) av kurva 12 bak på sätet. Förskjutning visas som funktion av tid.

Figur 4.5: Resultatet från kvasi-statiska simuleringar och dynamisk simulering med kurva 12 skalad för bakkdelen av sätet. I (a) och (b) (kvasi-statiska simuleringar) skalades kurva 12 med 1.1, 1.0, 0.5 och 0.4 och jämfördes med resultat från fysiska tester. Figur (c) visar resultatet från dynamiska förlopp med skalfaktor 0.4 jämfört mot den ursprungliga skalfaktorn 1.1.

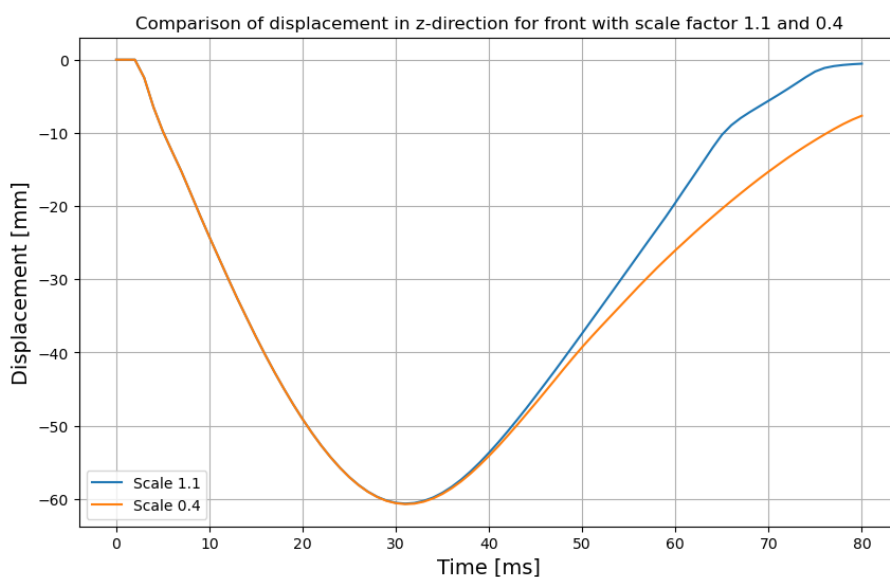
4.2.4 Skalfaktorns påverkan på framdelen av sätet

Därefter undersöktes det om skalfaktorn 0,4 för materialkurvan gav tillfredsställande resultat för framdelen av sätet. Det resulterade i en kurva för den rektangulära plattan där kraft-mot-deformationskurvan relativt väl stämde överens med de fysiska resultaten (se figur 4.6a), medan den elliptiska plattan gav en kurva som deformeras mindre än i de fysiska testerna (se figur 4.6b). För både bak och fram på sätet är kurvan med en skalningfaktor på 0,4 närmare de fysiska testerna än den med skal-

faktor 1,1. Formen på den skalade kurvan skiljer sig från kurvan från fysiska testet. I det dynamiska testet syntes ingen skillnad i vertikal förflyttning vid pålastning men en viss skillnad vid avlastning, se figur 4.6c.



(a) Rektangulär platta fram på sätet med skalningsfaktor 0,4 för simulerat test. Resultatet visas som kraft mot deformation. (b) Elliptisk platta fram på sätet med skalningsfaktor 0,4 för simulerat test. Resultatet visas som kraft mot deformation.



(c) Dynamiska tester för skalfaktor 1,1 (blå) respektive 0,4 (orange) av kurva 12 fram på sätet. Förskjutning visas som funktion av tid.

Figur 4.6: (a) och (b) visar simuleringar av det kvasistatiska förloppet och jämför simuleringarna med de fysiska testerna. (c) visar det dynamiska förloppet för skalfaktorn 0,4 respektive den ursprungliga skalfaktorn på 1,1.

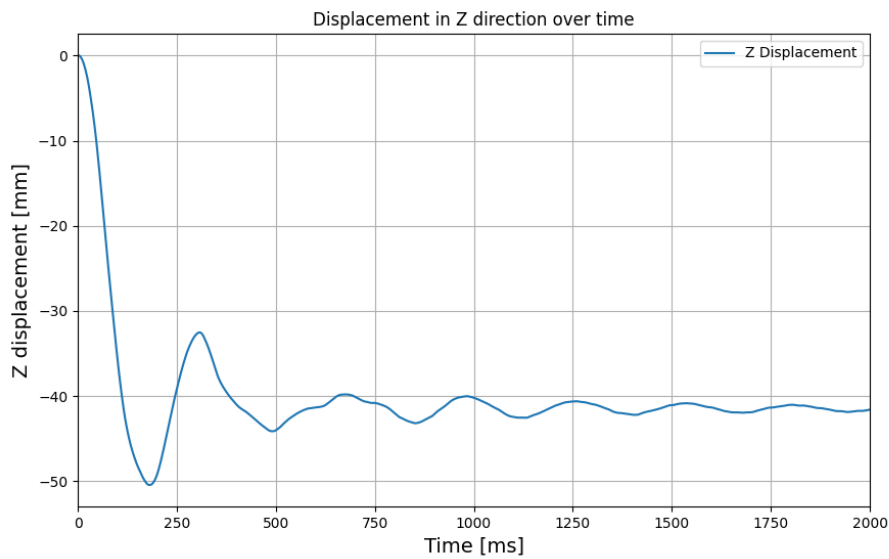
4.3 Baseline-simulering

I det här delkapitlet presenteras resultaten från baseline-simuleringarna, genom att illustrera förskjutning i z-led för ASIS som funktion av tid, för de HBM:er som

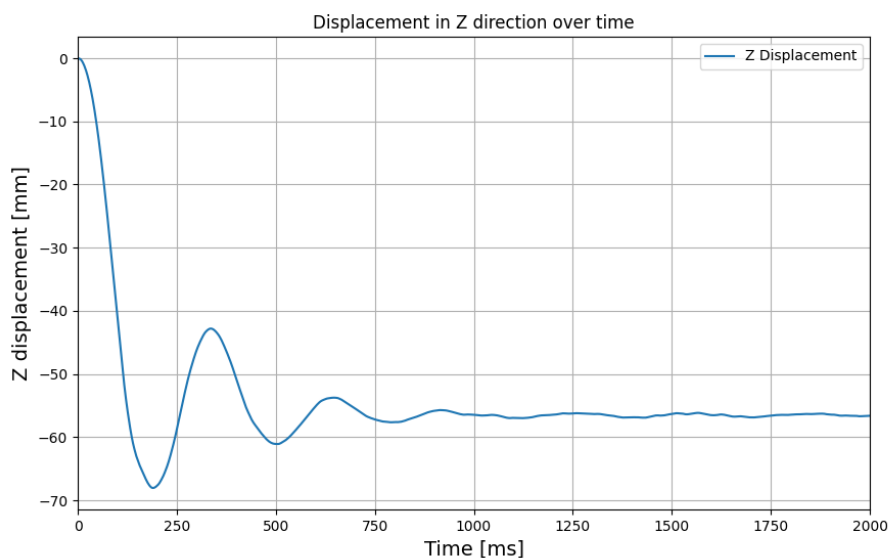
användes i projektet.

4.3.1 Baseline-simuleringar för VIVA+ 50F och VIVA+ 50M

I figur 4.7 och 4.8 visas baseline-simuleringarna för VIVA+ 50F och VIVA+ 50M. Absolutbeloppet av förskjutningen av VIVA+ 50M i första perioden är större än den för VIVA+ 50F. Det innebär att HBM:en sjunker djupare ner i sätet. Vidare ses att absolutbeloppet av jämviktspunkten för VIVA+ 50M är större än den för VIVA+ 50F, vilket innebär att jämviktspunkten för den manliga modellen är djupare ner i sätet.



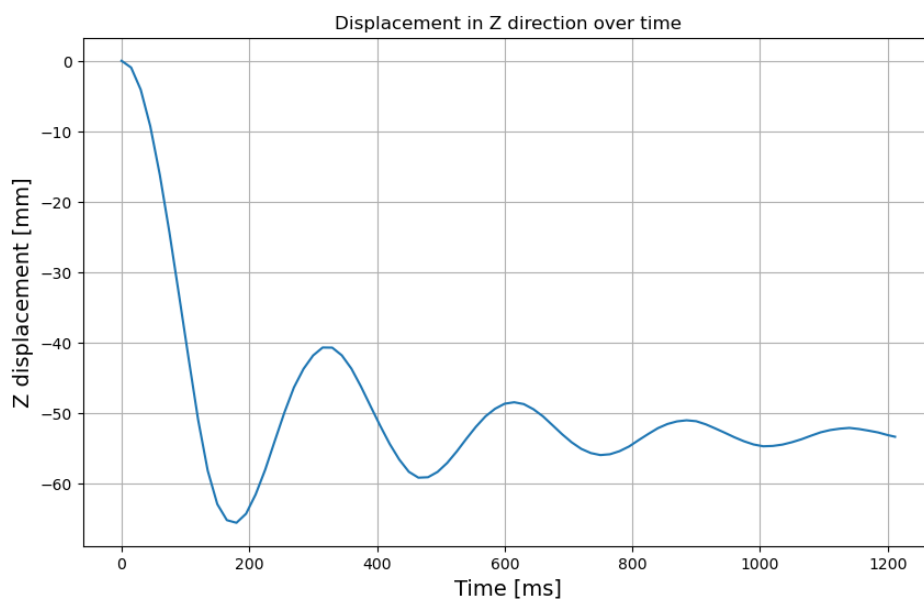
Figur 4.7: Baseline-simulering av VIVA+ 50F. Förskjutning visas som funktion av tid.



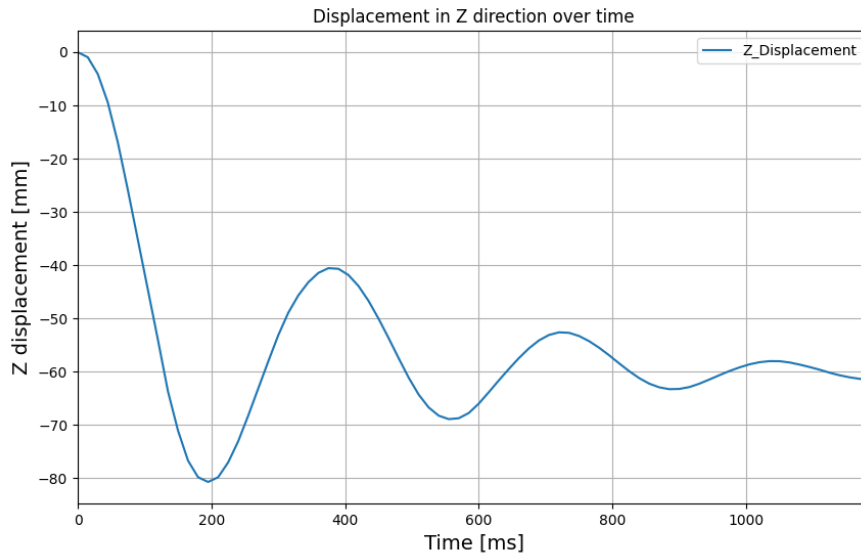
Figur 4.8: Baseline-simulering av VIVA+ 50M. Förskjutning visas som funktion av tid.

4.3.2 Baseline-simuleringar för THUMS 05F, 50M och 95M

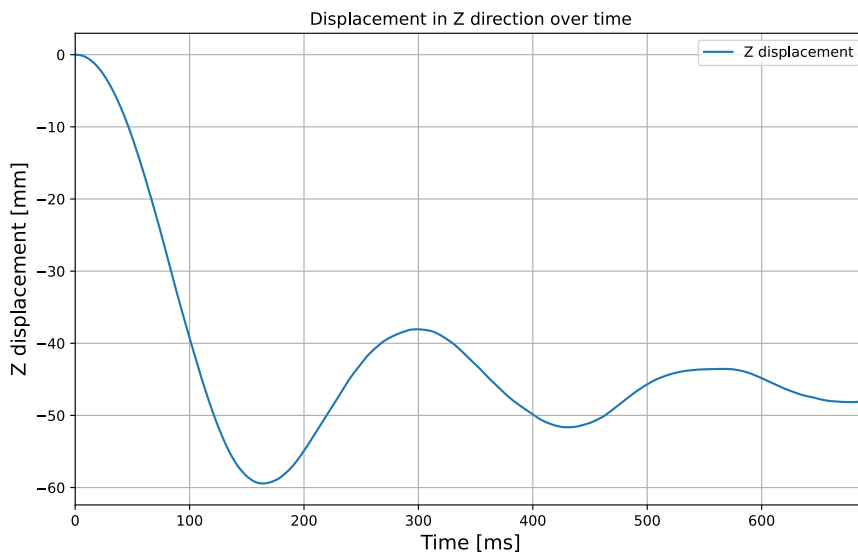
I figur 4.9, 4.10 och 4.11 visas baseline-simuleringarna för de olika THUMS-modellerna. Simuleringarna kraschade innan 2000 ms med meddelandet "error termination". THUMS 95M sjunker lägre ner i sätet, ca 80mm, än de mindre och lättare modellerna THUMS 50M och THUMS 05F som sjunker ner ca 65mm och 60mm. THUMS 95M har även längst period.



Figur 4.9: Baseline-simulering av THUMS 50M. Förskjutning visas som funktion av tid.



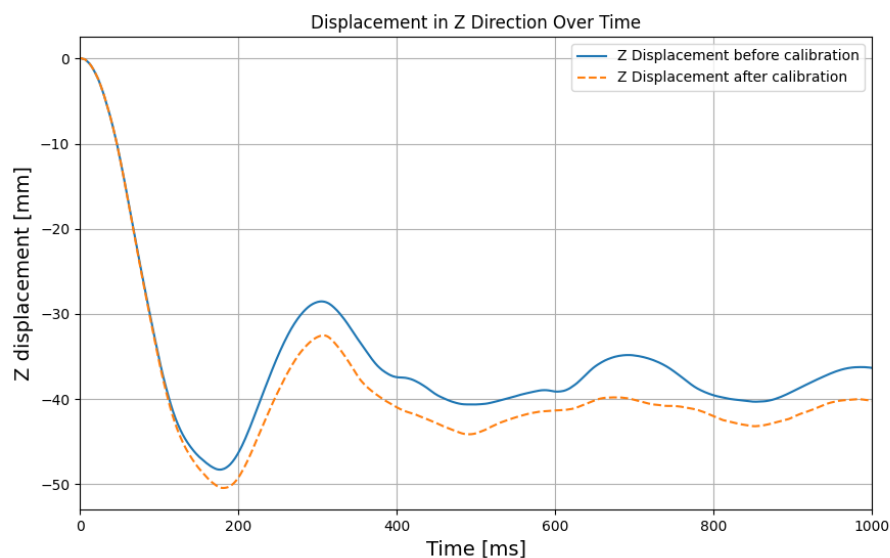
Figur 4.10: Baseline-simulering av THUMS 95M. Förskjutning visas som funktion av tid.



Figur 4.11: Baseline-simulering av THUMS 05F. Förskjutning visas som funktion av tid.

4.3.3 Kalibreringens påverkan på baseline-simulering

Figur 4.12 visar resultatet av 1000 ms tagna ur baseline-simuleringar gjorda på VI-VA+ 50F med, respektive utan kalibrering av sätet. Modellen ses sjunka lägre ner i sätet efter kalibreringen. Rörelserna i z-led ses även bli något mer dämpade efter kalibreringen.



Figur 4.12: Baseline-simulering av VIVA+ 50F innan respektive efter kalibrering av säte. Förskjutning i z-led visas som funktion av tid.

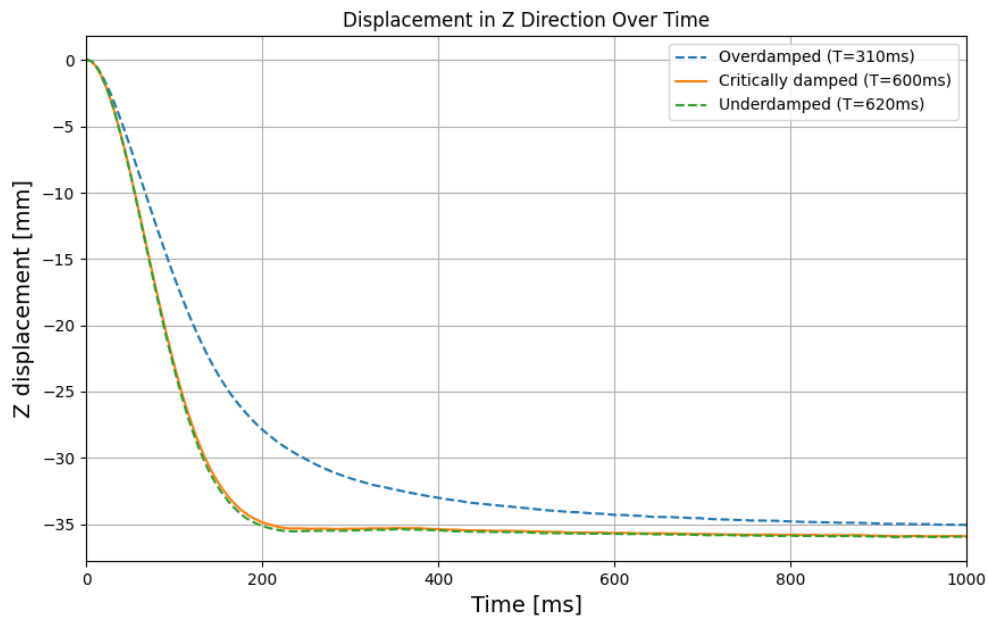
4.4 Tidsoptimering

Kontaktkraften mellan samtliga HBM:er och sätet visas i tabell 4.1. Krafterna mot sätet varierar med HBM:ernas storlek. Kontaktkrafterna för HBM:erna av modell VIVA+ är hämtade från baseline-simuleringarna för dessa. Kontaktkrafter för HBM:erna av modell THUMS hämtades istället från de dämpade simuleringarna gjorda med dessa, se avsnitt 3.4 för vidare förklaring.

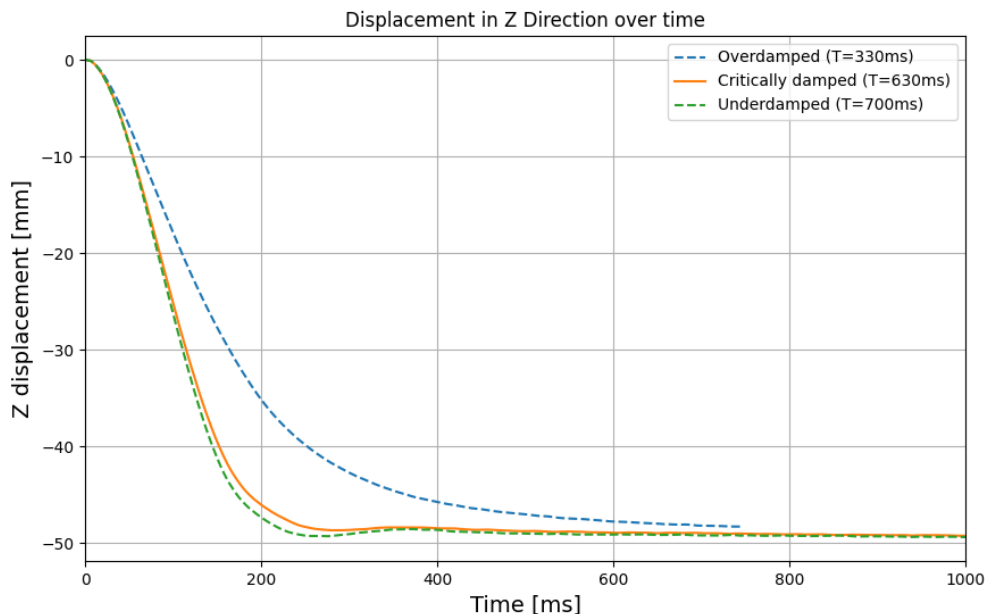
Tabell 4.1: Kontaktkraften mellan HBM och säte för respektive modell.

HBM	Kraft mot sätet (z-riktning)
VIVA+ 50F	550 N
VIVA+ 50M	650 N
THUMS 05F	300 N
THUMS 50M	550 N
THUMS 95M	750 N

Resultatet från tidsoptimeringen för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M illustreras i figur 4.13 respektive 4.14. Eventuella resultat för andra HBM:er återfinns som bilaga. Figur 4.13 visar hur olika globala dämpningar, definierade utifrån olika perioder, inverkar på förskjutning i z-led som funktion av tid för VIVA+ 50F. I figuren framgår den kurva som ger kortast tid till jämvikt (orange), det vill säga som är närmast kritiskt dämpat, med sin tillhörande period utskrivnen. Illustrerad är även en kurva som visar ett överdämpat system (blå), dämpat med dämpningskontakt beräknad ur baseline-simuleringen och en kurva från ett svagt dämpat system (grön).



Figur 4.13: Ett överdämpat system med dämpning beräknad utifrån perioden från baseline-simuleringen ($T = 310$ ms, blå), ett kritiskt dämpat system ($T = 600$ ms, orange) och ett svagt dämpat system ($T = 620$ ms, grön). Kurvorna visar förskjutning i z-led mot tid för ASIS på VIVA+ 50F.



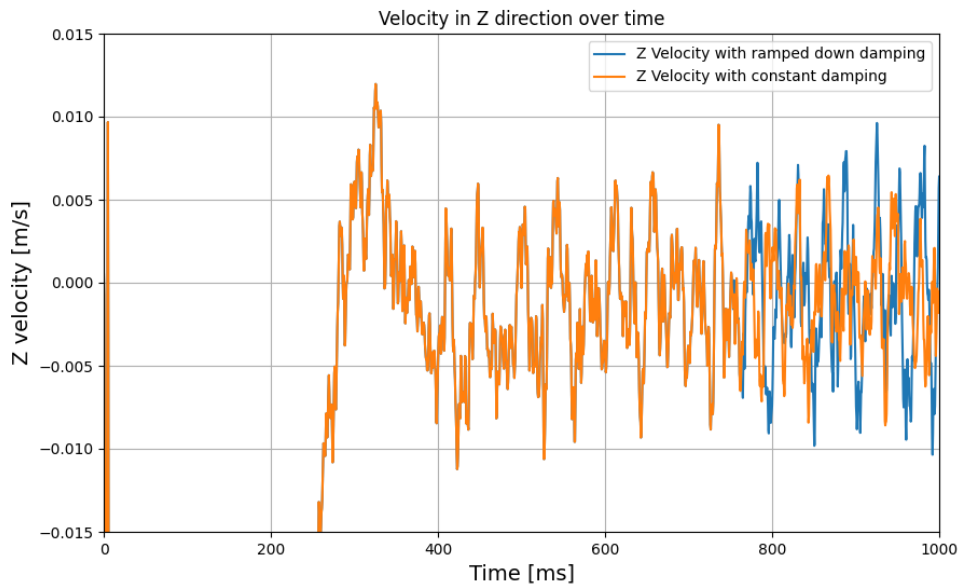
Figur 4.14: Kurvor med olika dämpning. En överdämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 330$ ms (blå) (kraschad vid 750 ms), en kritiskt dämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 630$ ms (orange) och en underdämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 700$ ms (grön). Kurvorna visar deformation mot tid för ASIS på VIVA+ 50M.

4.4.1 Kontroll av dämpning i systemet

I figur 4.15 respektive 4.16 visas hastigheten i z-led för ASIS som funktion av tid, hämtad från simuleringar med VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M för två fall: i ena hålls dämpningen konstant genom hela simuleringen och i andra minskar dämpningen linjärt från konstant till noll mellan tidpunkterna $t = 750$ ms och $t = 800$ ms. Figurerna visar att det finns en skillnad i amplitud från $t = 750$ ms då dämpningen minskar, jämfört med det fall där dämpningen hålls konstant.



Figur 4.15: Hastighet för ASIS med kritisk dämpning (perioden $T=600$ ms) för VIVA+ 50F. Orange kurva avser konstant dämpning. Blå kurva avser konstant dämpning fram till 750 ms, med en linjär minskning av dämpningen mellan 750 ms och 800 ms till 0. Hastighet i z-led visas som funktion av tid.



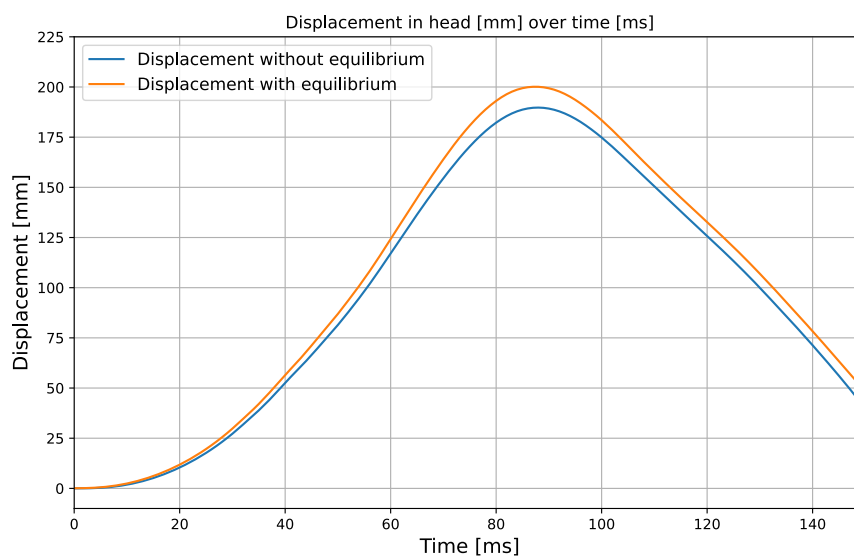
Figur 4.16: Hastighet för ASIS med kritisk dämpning (perioden $T=630$ ms) för VIVA+ 50M. Orange kurva avser konstant dämpning. Blå kurva avser konstant dämpning fram till 750 ms, med en linjär minskning av dämpningen mellan 750 ms och 800 ms till 0. Hastighet visas som funktion av tid.

4.5 Inverkan av nådd jämvikt

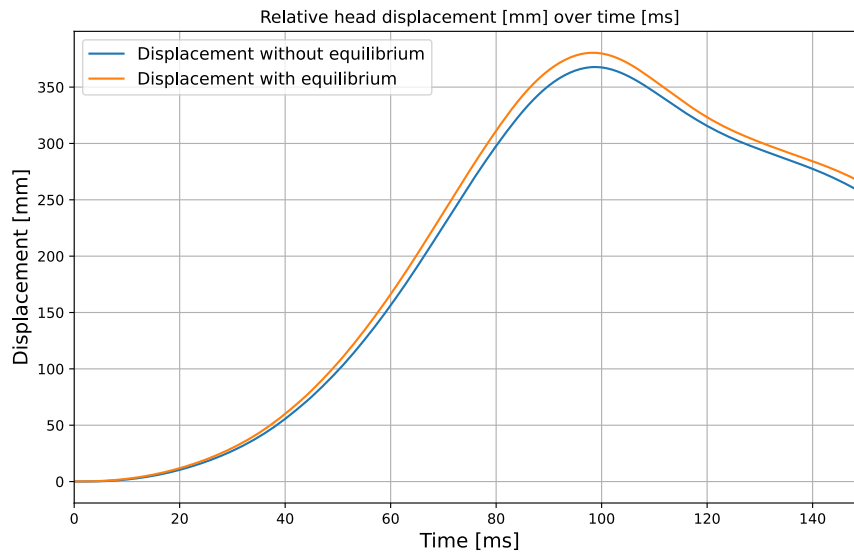
Nedan beskrivs resultaten av analysen avseende skillnader mellan kraschförlopp simulerat med HBM:en initialt i jämvikt respektive utan jämvikt. Skillnader i både kinematik och kinetik undersöktes.

4.5.1 Kinematik

För att undersöka skillnader i förskjutning i de undersökta noderna relativt bilkroppen undersöktes först animeringar av simuleringarna. Skillnader mellan simuleringen med HBM:en initialt i jämvikt och den utan initial jämvikt observerades redan vid jämförelsen av dessa. I figur 4.17 respektive 4.18 illustreras den relativa förskjutningen av huvudets tyngdpunkt i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M.

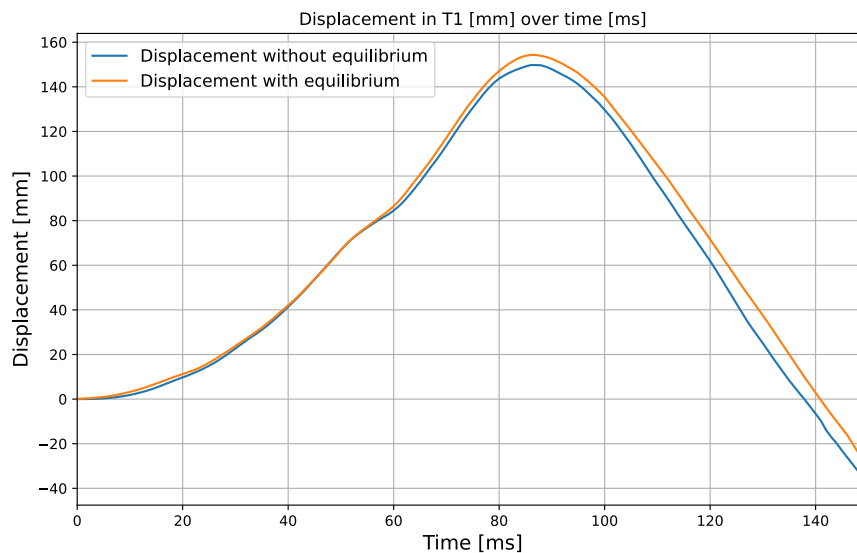


Figur 4.17: Relativ förskjutning för tyngdpunkten i huvudet i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50F under frontalkrock, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

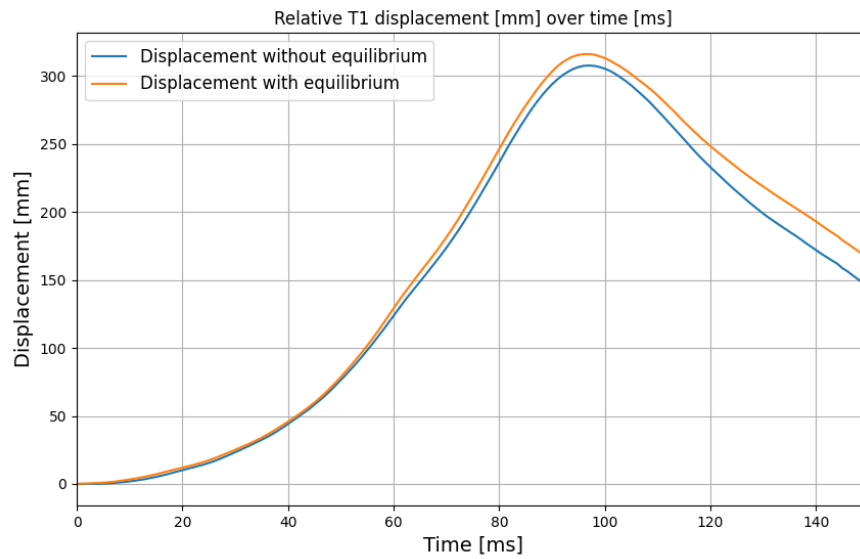


Figur 4.18: Relativ förskjutning för tyngdpunkten i huvudet i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50M under frontalkrock, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

Figur 4.19 och 4.20 visar förskjutningen i x-led i masscentrum för ryggekotan T1 relativt bilkroppen för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M.

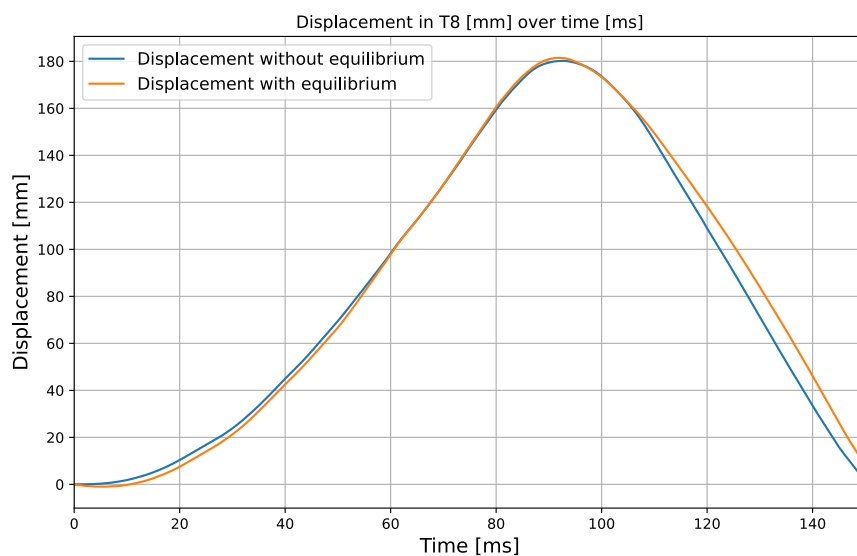


Figur 4.19: Relativ förskjutning för T1 i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50F under frontalkrock, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

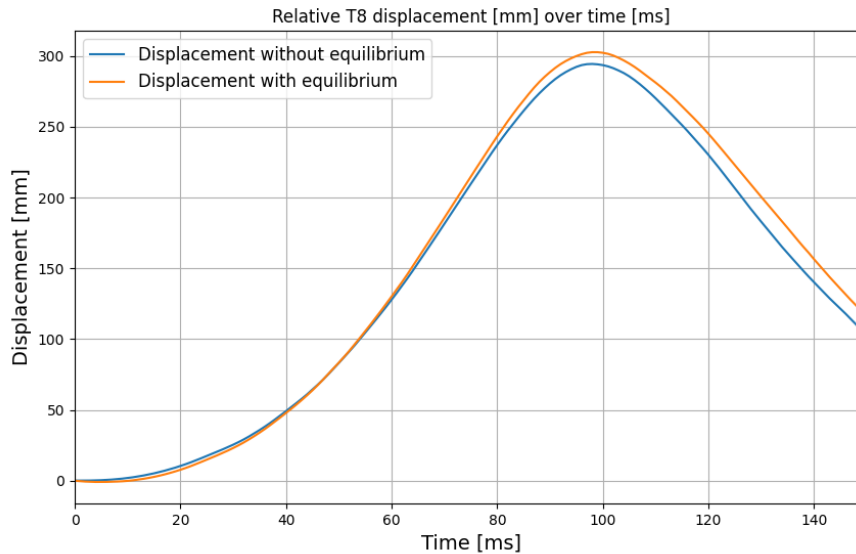


Figur 4.20: Relativ förskjutning för T1 i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50M under frontalkrock, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

Figur 4.21 och 4.22 visar förskjutningen i x-led i masscentrum för T8 relativt bilkroppen som funktion av tid för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M.



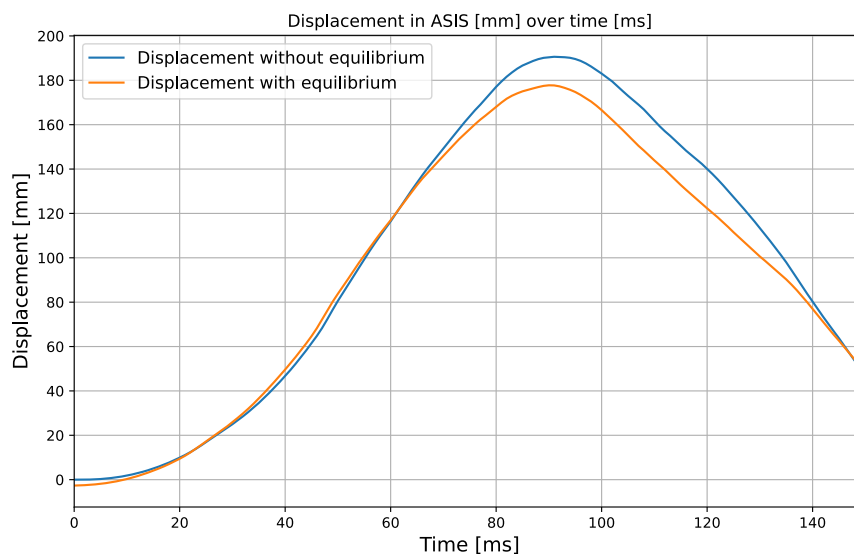
Figur 4.21: Relativ förskjutning för T8 i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50F under frontalkrock, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.



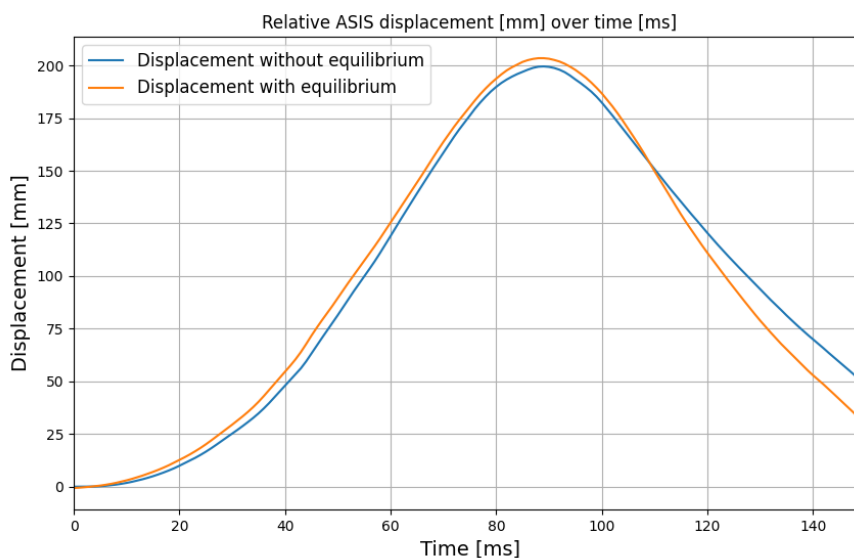
Figur 4.22: Relativ förskjutning för T8 i x-led som funktion av tid för VIVA+ 50M under frontalkrock, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

I alla tre figurer för VIVA+ 50F, 4.17, 4.19, och 4.21, observerades en större relativ förskjutning för HBM:en initialt i jämvikt jämfört med den utan initial jämvikt. Detta kan även urskiljas i figurerna för samma noder för VIVA+ 50M. Detta innebär att överkroppen (över höften) åkte längre fram när HBM:en initialt var i jämvikt.

Vidare visar figur 4.23 respektive 4.24 jämförelsen av förskjutningen i ASIS relativt bilkroppen för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M under krocken, med respektive utan jämvikt i startpositionen. För VIVA+ 50F observerades en mindre relativ förskjutning med HBM:en i jämvikt vid kraschstart. För VIVA+ 50M observerades inte en markant skillnad i relativ förskjutning mellan de två simuleringarna. I praktiken innebär det att höften rörde sig ungefär likadant i x-led i båda simuleringarna för VIVA+ 50M medan den rörde sig mindre långt fram för VIVA+ 50F jämfört med fallet utan jämvikt vid kraschstart.



Figur 4.23: Förskjutning i x-led mot tid i ASIS för VIVA+ 50F under krocken, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.



Figur 4.24: Förskjutning i x-led mot tid i ASIS för VIVA+ 50M under krocken, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

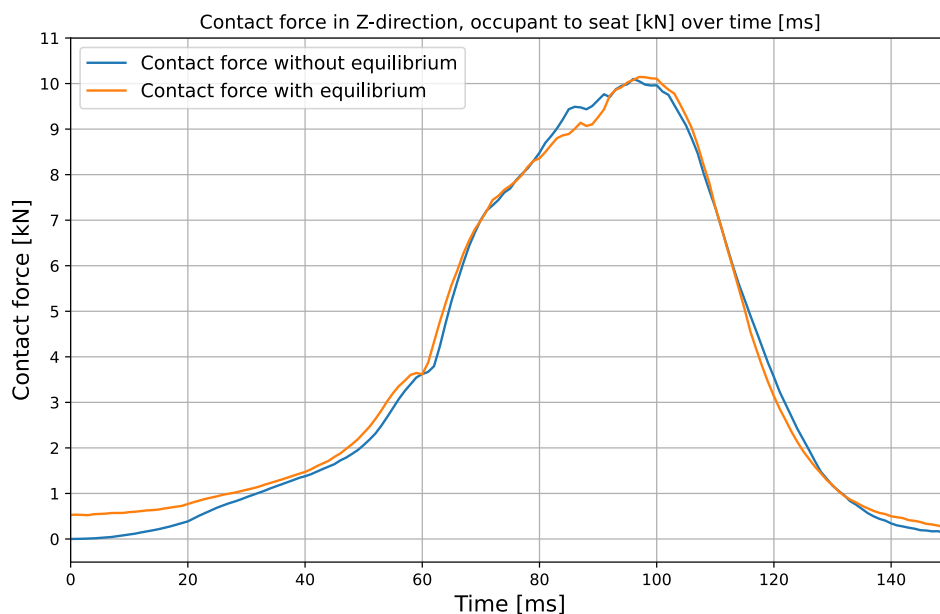
Tabell 4.2 visar förändringen i den maximala förskjutningen i de undersökta noderna relativt bilkroppen för de två HBM:erna. Skillnaden är uttryckt som en förändring i millimeter samt en procentuell förändring där kraschen utan jämvikt i startläget används som referens. Skillnaden avseende förskjutning av huvudet är +5.5% för VIVA+ 50F respektive +3.4% för VIVA+ 50M. Detta är den största procentuella skillnaden för VIVA+ 50M. För VIVA+ 50F är den största procentuella skillnaden beträffande ASIS (-6.7%).

Tabell 4.2: Förändring i maximal förskjutning relativt bil för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. Förändringen från simulering utan jämvikt vid initiering av kraschpuls uttrycks i millimeter samt som procentuell förändring.

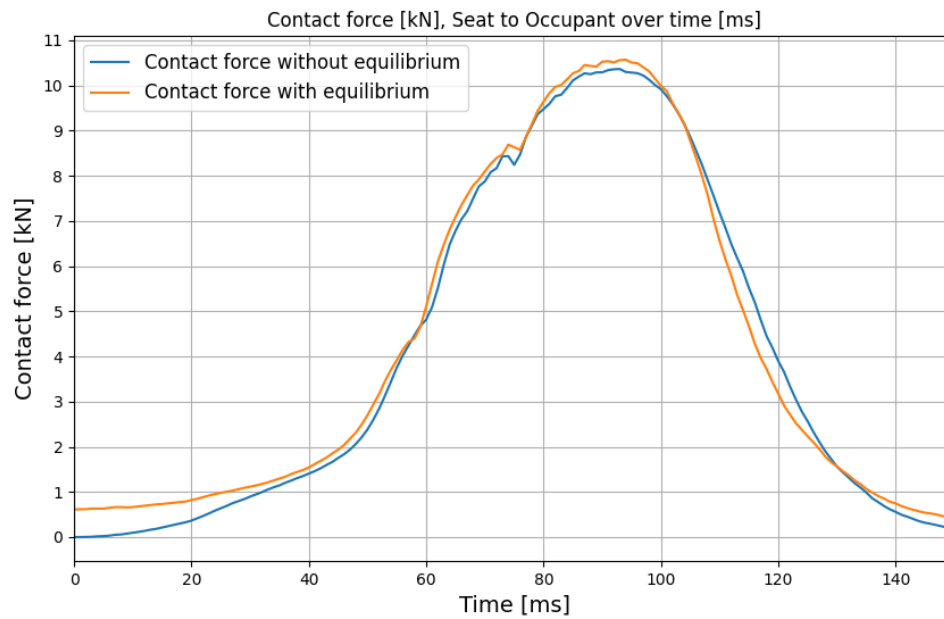
Punkt:	Förändring VIVA+ 50F		Förändring VIVA+ 50M	
	Förskjutning [mm]	Förskjutning [%]	Förskjutning [mm]	Förskjutning [%]
Huvud	+10	+5.5	+13	+3.4
T1	+4.6	+3.0	+8.4	+2.7
T8	+1.3	+0.70	+8.3	+2.8
ASIS	-13	-6.7	+3.9	+2.0

4.5.2 Kinetik

Skillnader i kinetiken utvärderades genom att studera kontaktkrafter, främst i x-led men även i z-led, i de huvudsakliga kontakterna mellan HBM och bil. Den första relevanta kontakten var den mellan föraren och sätet. Kontaktkraften i z-led kan ses i figur 4.25 och 4.26 för VIVA+ 50F respektive för VIVA+ 50M. Figurerna illustrerar en liten skillnad mellan kontaktkraften för en HBM initialt i jämvikt och en utan initial jämvikt. Främst ses en skillnad i början av kraschen då HBM:en nått jämvikt med sätet i den ena simuleringen. För VIVA+ 50F ligger den kraften kring 500N medan den utan initial jämvikt har en kontaktkraft runt 0N. För VIVA+ 50M är skillnaden något större på grund av HBM:ens högre massa.

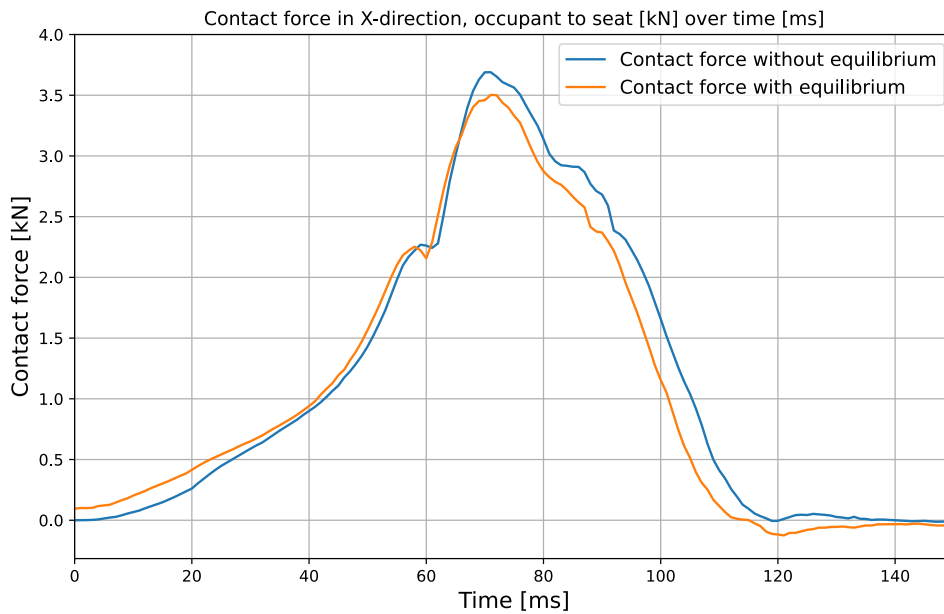


Figur 4.25: Kontaktkraft mot tid i z-led mellan HBM och bilsätet under frontkrock för VIVA+ 50F, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

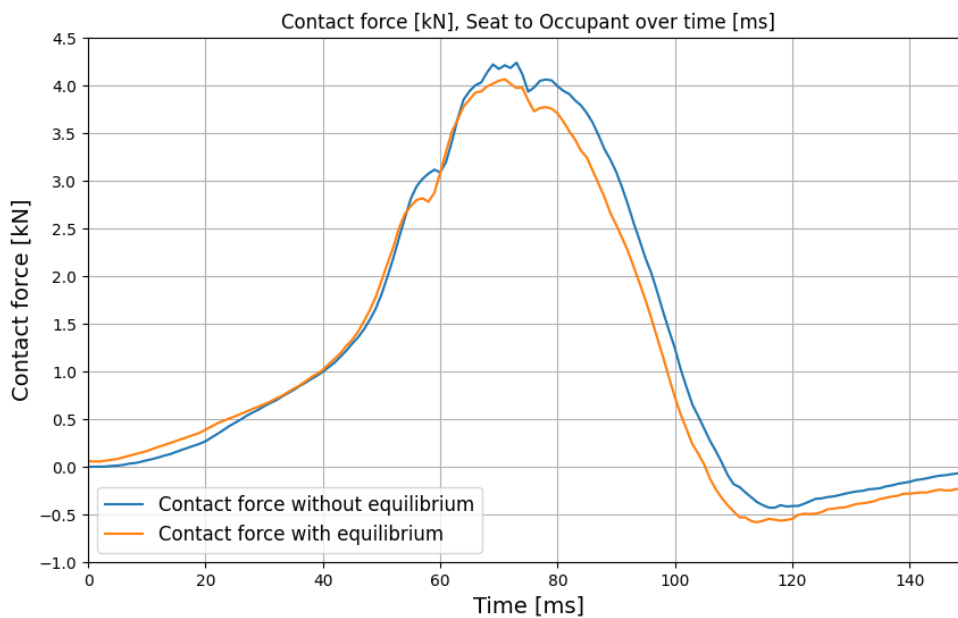


Figur 4.26: Kontaktkraft mot tid i z-led mellan HBM och bilsätet under frontalkrock för VIVA+ 50M, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

Figur 4.27 visar istället jämförelsen av kontaktkrafterna under frontalkrocken i x-led för VIVA+ 50F. Där sågs en skillnad mellan kontaktkrafterna med och utan initial jämvikt. Genom att HBM:en nått jämvikt när kraschpulsen initierades sågs en minskning från en maximal kontaktkraft på runt 3.7 kN till en maximal kontaktkraft på runt 3.5 kN. Samma kontaktkraft för VIVA+ 50M visas i figur 4.28. Här ses en minskning i maximal kontaktkraft på cirka 200N i fallet med jämvikt vid kraschstart jämfört med det utan.



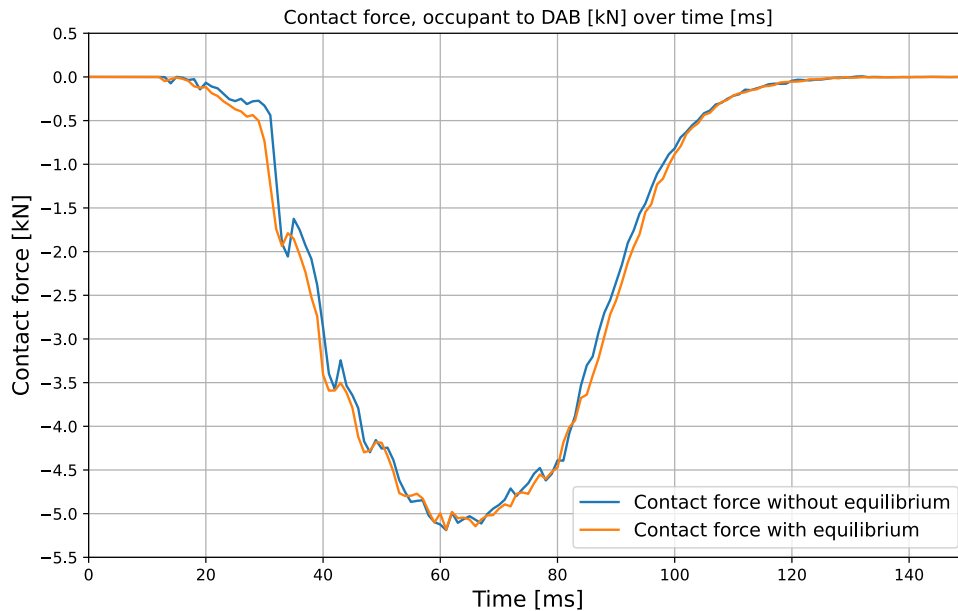
Figur 4.27: Kontaktkraft mot tid i x-led mellan HBM och bilsäte under krocken för VIVA+ 50F, med respektive utan jämvikt i startpositionen.



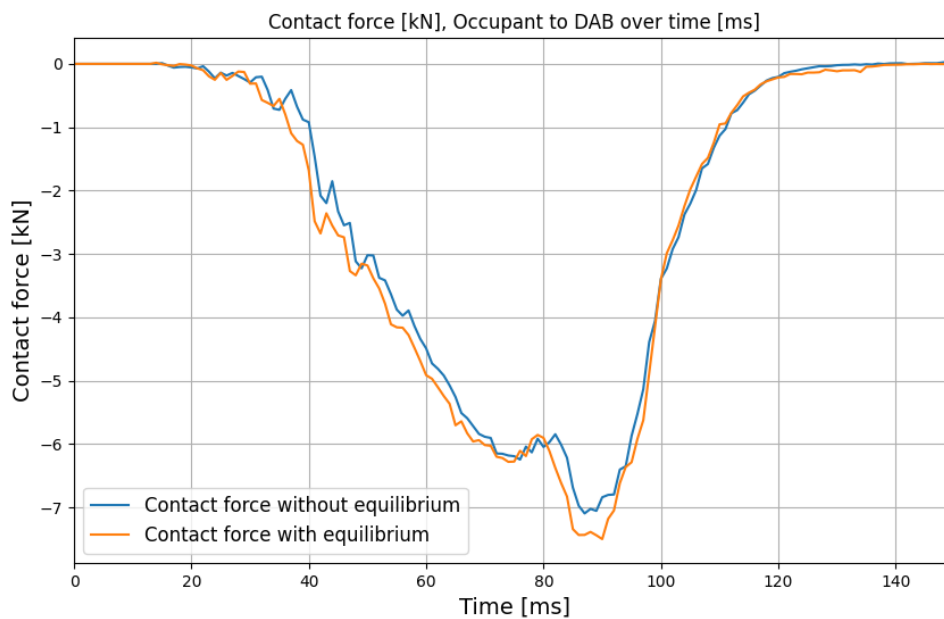
Figur 4.28: Kontaktkraft mot tid i x-led mellan HBM och bilsäte under krocken för VIVA+ 50M, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

På samma sätt visas i figur 4.29 och 4.30 kontaktkraften i x-led över tid mellan HBM och DAB för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. En skillnad som illustrerades var

att kontaktkraften mellan förare och DAB blev större för VIVA+ 50M i simuleringen där HBM:en initialt var i jämvikt medan ingen större skillnad observerades för VIVA+ 50F.



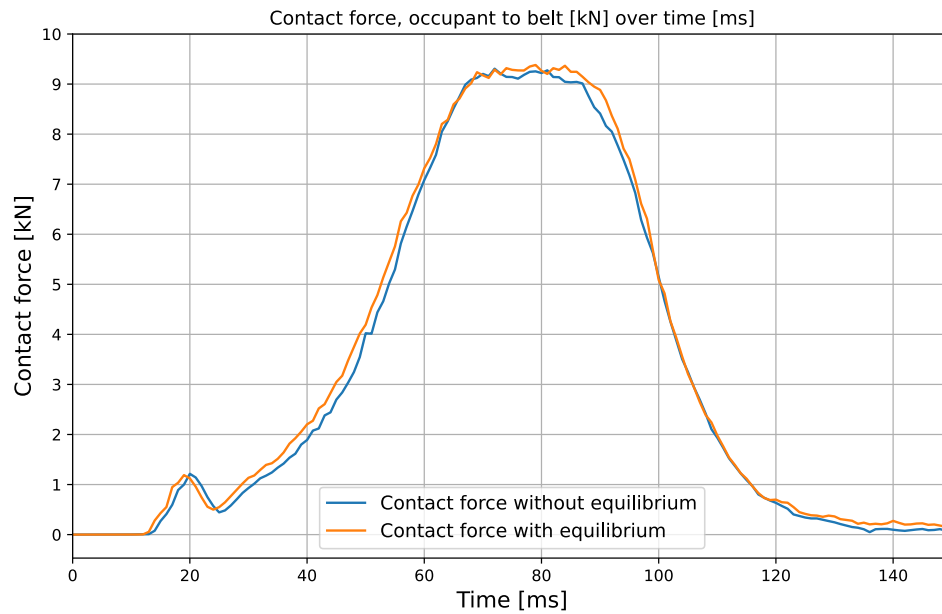
Figur 4.29: Kontaktkraft mot tid i x-led mellan HBM och DAB under frontalkrock för VIVA+ 50F, med respektive utan jämvikt i startpositionen.



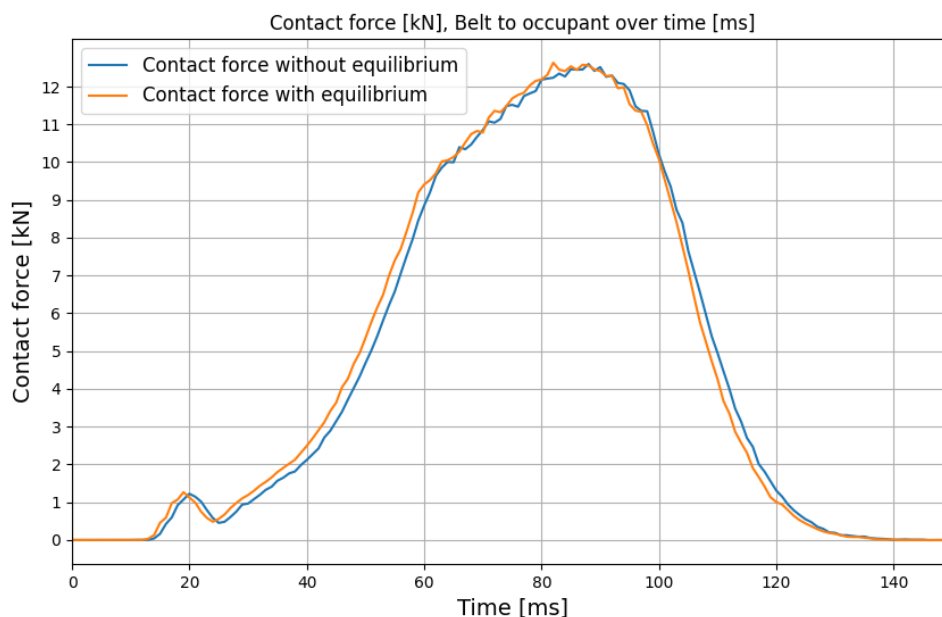
Figur 4.30: Kontaktkraft mot tid i x-led mellan HBM och DAB under frontalkrock för VIVA+ 50M, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

4. Resultat

Figur 4.31 och 4.32 visar kontaktkrafter i x-led under frontalkrocken mellan HBM och bälte för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M.

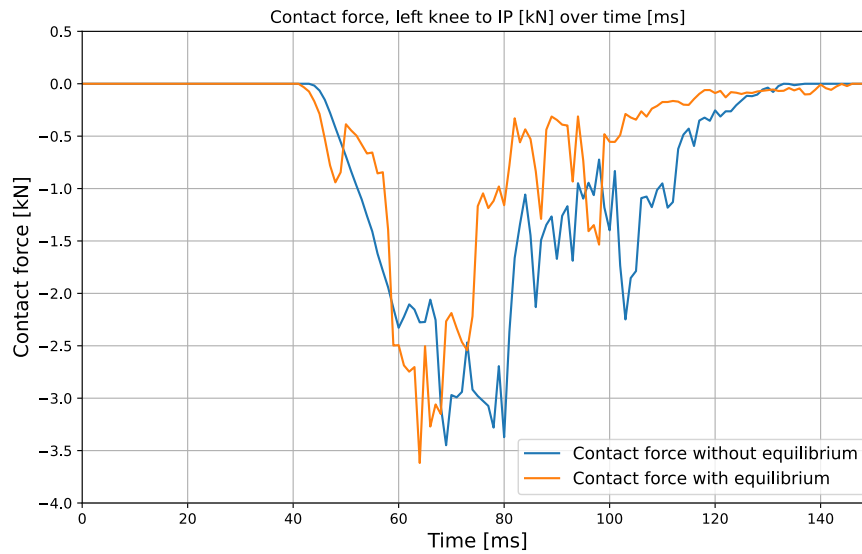


Figur 4.31: Kontaktkraft i x-led mot tid mellan HBM och säkerhetsbälte under krocken för VIVA+ 50F, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

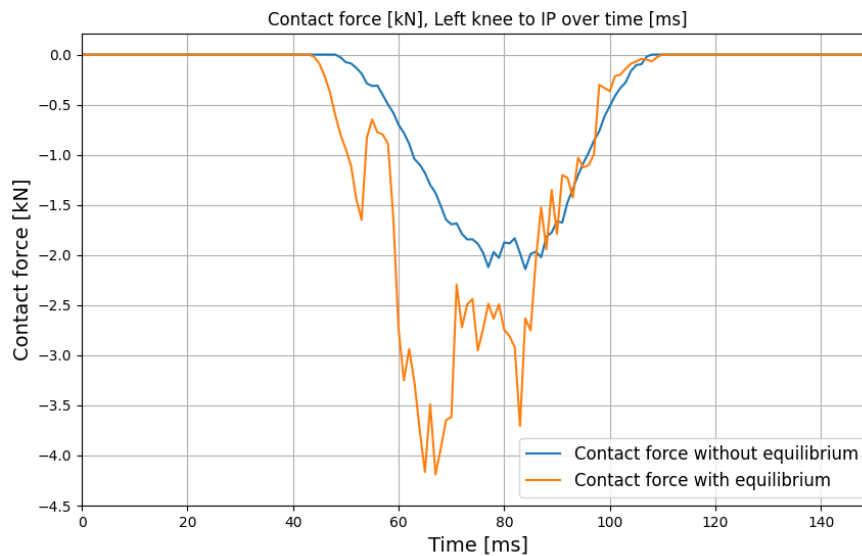


Figur 4.32: Kontaktkraft i x-led mot tid mellan HBM och säkerhetsbälte under krocken för VIVA+ 50M, med respektive utan jämvikt i startpositionen mellan HBM och bilsäte.

Fortsättningsvis visas i figur 4.33 och 4.34 kontaktkraften i x-led mellan HBM:ens vänster knä och instrumentpanelen för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. För vänster knä på VIVA+ 50F är kontaktkrafterna relativt lika varandra då skillnaden mellan den maximala kontaktkraften är mindre än några hundra Newton. Däremot ses en större skillnad, över 2 kN i figur 4.34 som visar jämförelsen av kontaktkraften i vänster knä för VIVA+ 50M.

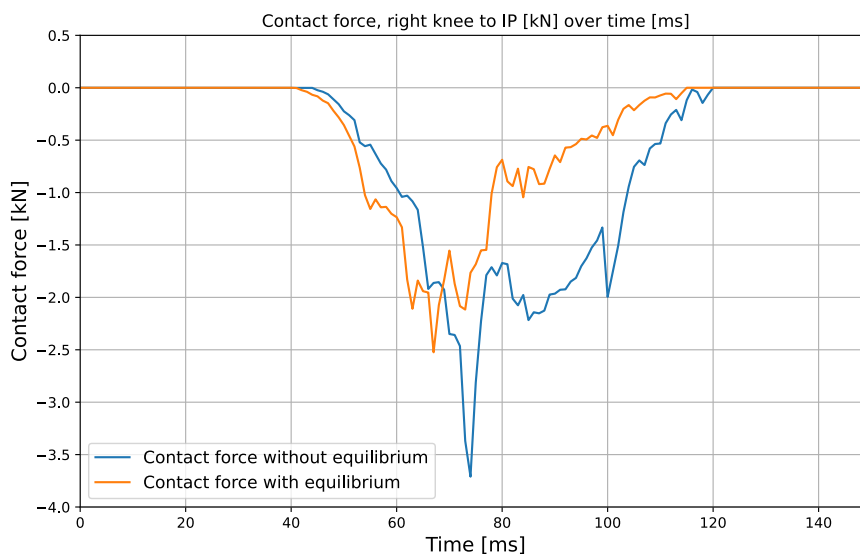


Figur 4.33: Kontaktkraft i x-led mot tid mellan HBM:ens vänstra knä och IP under frontalkrock för VIVA+ 50F, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

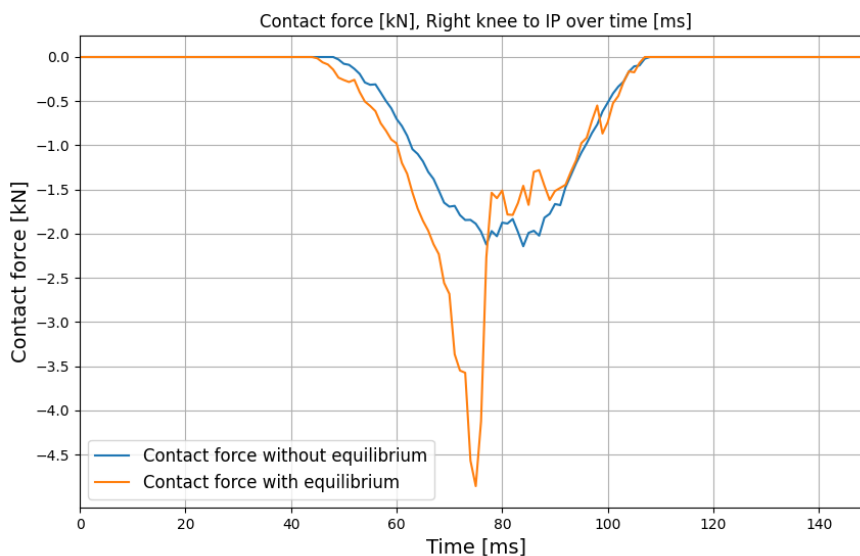


Figur 4.34: Kontaktkraft i x-led mot tid mellan HBM:ens vänstra knä och IP under frontalkrock för VIVA+ 50M, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

Kontaktkrafter för höger knä visas i figur 4.35 och 4.36 VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M . Här ses en skillnad på över 1 kN för den maximala kontaktkraften för VIVA+ 50F och 2 kN för VIVA+ 50M.



Figur 4.35: Kontaktkraft i x-led mot tid mellan HBM:ens högra knä och IP under frontalkrock för VIVA+ 50F, med respektive utan jämvikt i startpositionen.



Figur 4.36: Kontaktkraft i x-led mot tid mellan HBM:ens högra knä och IP under frontalkrock för VIVA+ 50M, med respektive utan jämvikt i startpositionen.

I tabell 4.3 visas skillnad i maximal kontaktkraft uttryckt i Newton samt som procentuell förändring för det fall där HBM:en gått till jämvikt jämfört med när den inte gått till jämvikt vid initiering av en krock, för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. För kontaktkraften mellan HBM och säte i z-led ses en liten skillnad för VIVA+ 50F (+0.042%). För VIVA+ 50M är skillnaden +2.0% för samma kontaktkraft. För kontaktkraften mellan HBM och säte i x-led är skillnaden -5.1% för VIVA+ 50F

respektive -4.1% för VIVA+ 50M. För VIVA+ 50F är den största procentuella skillnaden i kontaktkraften mellan höger knä och IP (-32%). För VIVA+ 50M är den största procentuella skillnaden likaså mellan höger knä och IP (+130%). Även kontaktkraften mellan vänster knä och IP är av betydande skillnad (+96%) för VIVA+ 50M.

Tabell 4.3: Förändring i maximal kontaktkraft för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M. Förändringen från simulering utan jämvikt vid initiering av kraschpuls uttrycks i Newton samt som procentuell förändring.

Kontakt:	Förändring VIVA+ 50F		Förändring VIVA+ 50M	
	Kontaktkraft [N]	Kontaktkraft [%]	Kontaktkraft [N]	Kontaktkraft [%]
HBM-säte, Z	+43	+0.042	+210	+2.0
HBM-säte, X	-190	-5.1	-170	-4.1
HBM-DAB	-5.1	-0.10	+410	+5.7
HBM-Bälte	+74	+0.80	+34	+0.27
Knä (L)-IP	+170	+4.9	+2000	+96
Knä (R)-IP	-1200	-32	+2700	+130

5

Diskussion

I det här kapitlet diskuteras projektets avgränsningar, validering respektive kalibrering av sätesmodellen, baseline-simulering, tidsoptimering av simulering, inverkan av nådd jämvikt på kraschsimulering samt vidareutveckling.

5.1 Avgränsningar

Inledningsvis kan det anses vara av värde att studera, testa och validera fler bilsäten, vilket hade lett till ett bredare projekt med simuleringar för fler variationer. I detta projekt användes endast det specifika sätet från en Toyota Auris MY 2010-2012 för att det var vad som fanns att tillgå i fysisk och virtuell variant under projektets gång. Att ett passagerarsäte användes i de fysiska testerna medan ett förarsäte användes i simuleringarna ska inte ha gjort någon större skillnad eftersom att sätena generellt är uppbyggda på samma sätt gällande till exempel skum och fjädrar. Eventuella skillnader mellan sätena bör alltså inte ha påverkat valideringen markant. På samma sätt hade fler HBM:er kunnat användas, med andra kroppsdimensioner eller från andra tillverkare.

Jämviktsmättet definierades till en hastighet $|\dot{u}| \leq 12$ mm/s. Huruvida detta är ett skäligt värde kräver däremot vidare studier, där till exempel resultat från krascher jämförs med olika toleranser för jämvikt i en iterativ process. Vidare är en utvecklingsmöjlighet att utföra fler simuleringar för att nå ett stramare jämviktsmätt.

Valet av de fem HBM:erna baserades på olika variabler. Den främsta var att det skulle undersökas med så stor variation som möjligt vilket innebar olika kön och olika storlekar. Anledningar kring att valen inte var konsekventa gällande förhållning till enbart VIVA+-modeller eller enbart THUMS-modeller var delvis det faktum att det inte fanns tillräckligt med modeller för den ena att undersöka variationer i storlekar och kön. Det var också av intresse att se skillnader kring olika modeller generellt eftersom de potentiellt skiljer sig åt i vissa parametrar även om längd- och viktmåtten är densamma.

Vad avsåg det fysiska bilsätet så var detta, som innan nämnt, i ett begagnat skick. Att det finns en viss skillnad mellan ett fysisk nyproducerat respektive begagnat bilsäte är vedertaget. Det som å andra sidan var och fortfarande är av intresse, är om skillnaden är tillräcklig avsevärd för att vara värd att ta hänsyn till. Detta ansågs inte vara fallet, därav genomfördes inga anpassningar eller analyser med hänsyn till

de potentiellt olika skicken för bilsätet.

5.2 Validering av sätesmodell

I följande delkapitel diskuteras hur simuleringarna utförts och potentiella förbättringsmöjligheter avseende valideringen av sätesmodellen. Tillika diskuteras förbättringsmöjligheter beträffande de fysiska testerna.

5.2.1 Förbättringsmöjligheter och diskussion avseende fysiskt test

Innan vikter lades på noterades ursprungsläget hos metallprofilen. Denna punkt användes för att notera förskjutningen vid respektive pålagd vikt. Efter att alla vikter lagts på och senare plockats av noterades däremot att ursprungsläget inte var densamma som innan. Inför nästa test flyttades därför markeringen av ursprungsläget. Orsaken till detta beteende är troligen till följd av krypning i skummet. En förbättringsmöjlighet hade följaktligen kunnat vara att vänta längre mellan tester för att ge materialet möjlighet att återgå till närmare det förstmäta ursprungsläget, det vill säga genomgå stress-relaxation.

Tryckplattorna valdes till en rektangulär form och elliptisk form. Den rektangulära formen valdes för att den redan fanns tillgänglig i utrustningen. Den elliptiska formen tillverkades och valdes för att bättre representera formen från en människa.

I de fysiska testen utfördes respektive test två gånger varpå ett genomsnitt beräknades. Det kan anses önskvärt med fler datapunkter i syfte att säkerställa konvergens. En förbättringsmöjlighet vore således att utföra respektive test fler gånger och utifrån dessa välja ett genomsnitt.

Vidare mättes enbart förskjutningen på ovandelen av sätet. I syfte att studera enbart skummets deformation, och inte fjädrarnas, hade det varit givande att även mäta fjädrarnas förflyttning. På samma sätt kan deformation av ramen studeras.

5.2.2 Förbättringsmöjligheter och diskussion avseende valideringssimuleringar

I steget för valideringen av den fysiska modellen med hjälp av simuleringsmjukvara så har konvergensanalyser för resultaten spelat en kritisk roll i utvärderingen och arbetet framåt. Det är genom att justera simuleringstiden med kriteriet att den önskade deformationen ska vara en statisk variabel, det vill säga detsamma oavsett simuleringstid, resultatet har kunnat konvergera. Detta åskådliggörs i figur 4.2. I fallet som berör dessa valideringstester har en tillräcklig konvergens bestämts baserat på hur nära resultaten för de olika simuleringstiderna har varit varandra, i vilket fall bedömningen hade sin grund i hur mycket tillgängliga simuleringsresurser det

fanns och hur mycket tid det fanns för att slutföra projektet. Att döma av figur 4.1 är det tydligt att resultatet från simuleringen, det vill säga det resultat som ansågs vara tillräckligt konvergerat, inte stämmer helt överens med resultatet från medelvärdet av de fysiska testerna. Detta är i praktiken suboptimalt i bemärkelsen om att få ett så representativt resultat som möjligt, men rimligt i förhållande till de andra två styrande faktorerna; simuleringsresurser och tid för projektet. Ett alternativt tillvägagångssätt hade kunnat vara att köra simuleringar där samma statiska deformation användes men simuleringstiden ökade ytterligare. Detta hade således lett till en mindre hastighet ner i sätet för tryckplattan vilket resulterar i mindre dynamiska effekter.

Det är med en definierad tolerans för skillnaderna mellan kurvorna det hade varit möjligt att bestämma en tillräcklig konvergens och därmed en optimal simulerings-tid. Detta skulle i sin tur ha resulterat i ett simuleringsresultat som hade varit så nära det faktiska fysiska fallet som möjligt. Toleransen hade behövt grunda sig i någon typ av data. Detta hade förslagvis kunnat vara toleranser som har använts i tidigare studier av liknande karaktär. En tillräckligt god tolerans hade också kunnat bestämmas med grund i en mer specifik parameter för det här projektet. Vad den parametern hade kunnat vara hade krävt ytterligare undersökning av sätesmodellen. Även om en tolerans i många fall används i bemärkelsen om en konvergensanalys, hade det likväl kunnat vara en annan bestämmande faktor för modellen som agerade referens för när simuleringarna representerade de fysiska testerna tillräckligt väl, exempelvis hur mycket metallrälsen eller metallramen under stolen deformeras vid olika simuleringstider. I det här fallet är det dock med största sannolikhet en konvergensanalys med en tolerans som hade varit den bästa metoden att gå tillväga med, och i det fallet bestämma toleransen till hur mycket punkterna för de olika kurvorna får skilja sig åt. Detta beror framförallt på att de dynamiska effekterna som uppkommer vid en hastighet ner i sätet, avtar desto lägre hastigheten blir. Med detta sagt så blir inte en annan referenspunkt i modellen, exempelvis hur mycket metallrälsen eller metallramen under stolen deformeras med olika hastigheter, mer instabil med lägre hastigheter utan den blir mer stabil.

En del av steget i valideringen av sätesmodellen har varit att positionera tryckplattan så att denna stämmer överens med den för de fysiska testerna. Tryckplattan placerats en bit ovanför sätet vilket, när en distans mäts från en nod på tryckplattan till en nod på sätet, gav en diagonal distans. Se figur 3.2 för en grafisk representation av hur den diagonala distansen uppkommer. I samma figur existerar det också en horisontell distans som kan räknas ut med vinkeln α vilken också finns att hitta i figuren. Från de fysiska testerna så låg tryckplattan i kontakt med sätet från början och därmed kunde den horisontella distansen som, hade behövts räknas ut med vinkeln α , istället erhållas direkt. Med det sagt så användes alltså den horisontella distansen från de fysiska testerna som referens för positioneringen av tryckplattan, men det var med den diagonala distansen jämförelsen gjordes. Se bilaga A.4 för en grafisk representation av vad den horisontella distansen innebär för de fysiska testerna. För att konkludera innebär detta alltså att det rent teoretiskt hade varit ett bättre alternativ att mäta vinkeln α och med den diagonala distansen räkna ut den

horisontella för att slutligen jämföra med den horisontella distansen för de fysiska testerna. Att erhålla vinkeln α ansågs dock vara för tidskrävande satt i förhållande till hur liten påverkan en liten skillnad i positioneringarna uppskattades ge. Av den anledningen gjordes jämförelsen som beskrivit ovan, alltså att den diagonala distansen skulle vara lika med den horisontella i de fysiska testerna. En annorlunda placering borde av logiska skäl ha en viss påverkan på resultatet med hänsyn till att framförallt tyget utanpå skummet och skummet i sig beter sig olika beroende på var tryckplattan trycks ned i sätet. Men, detta lär som sagt med allra största sannolikhet inte ha någon större påverkan på resultatet och varför en liten felplacering av tryckplattan inte kommer att spela en avgörande roll för de slutgiltiga resultaten.

Ett väsentligt steg i modelleringen av tryckplattan var att optimera formen på ett sådant sätt att denna skulle kunna interagera med sätesmodellen utan att orsaka några orimliga resultat. En typ av orimligt resultat kan vara att kanterna på tryckplattan penetrerar tyget och i samma steg också skummet under tyget. Detta kan bero på flera olika saker där en av dessa kan förklaras av tryckplattans skarpa geometri, mer exakt de skarpa hörnen och kanterna. Vad gäller hörnen så är dessa endast ett problem för den rektangulära plattan och inte den elliptiska plattan, detta med hänsyn till att en elliptisk cylinder naturligt har en avsaknad av hörn på grund av dess geometri. Korrigeringen av de skarpa kanterna gjordes genom att flytta kantnoderna på en kant till nästa kant längs en sida. Hörnen korrigerades på liknande sätt genom att flytta noderna längs undersidan och kanten som binder samman två av hörnnoderna för ett hörn. Detta ger som innan beskrivit en mjukare form på kanterna och hörnen. Ett alternativt tillvägagångssätt hade istället kunnat vara att göra en av kanterna och hörnen med en viss radie på geometrin i det steget när geometrin togs fram. Det vill säga innan geometrin hade fått en mesh och således också sina element och noder. Därefter hade en mesh kunnat byggas upp utefter geometrin med de rundade hörnen och kanterna för den rektangulära plattan och de rundade kanterna för den elliptiska plattan. Detta var å andra sidan inte en lika rättfram process som att skapa en mesh för en icke-modifierad geometri men ansågs fortfarande vara något som var genomförbart. Anledningen till att den specifika geometrin inte gjordes från grunden var för att modellen för tryckplattan existerade sedan innan tillsammans med dess tillhörande materialvärden och andra begränsningar som hade lagts på tryckplattan. Vid det stadiet ansågs det som tidigare nämnt vara mer tidseffektivt och en tillräckligt god lösning för problemet att flytta noderna på den redan skapade mesh:en.

En annan försiktighetsåtgärd som gjordes som en ytterligare försäkring för att förhindra penetrationen av tyget och skummet i simuleringsmodellen, var hur kontakten mellan tryckplattan och bilsätet definierades. På grund av att styvhetera för bilsätets tyg och skum samt tryckplattans trämaterial är olika kan detta således också resultera i för låg kontaktstyvhet i LS-DYNA, vilket i sin tur kan ligga till grund för penetreringen av bilsätet. Av denna anledning användes en så kallad soft constrain kontakt, vilken bättre kunde hantera skillnaderna i styvhet mellan tryckplattan och bilsätet.

5.3 Kalibrering av sätesmodell

I detta delkapitel diskuteras resultatet från kalibreringen av sätesmodellen samt potentiella förbättringsmöjligheter.

5.3.1 Diskussion av metod

För att få det virtuella sätet att till en tillfredställande grad överensstämma med det fysiska sätet valdes det att kalibrera materialet i sätet. Då valideringen inte gick igenom varken bak eller fram på sätet antogs felet till största del tillhöra ett material som var samma över hela sätet, vilket uteslöt fjädrarna bak och metallplattan fram. För att avgöra om skummet eller tyget påverkade resultatet mest undersöktes den interna energin hos materialen vid en kvasistatisk simulering. Detta resulterade i samtliga plottar för figur 4.3 som tydligt visar att större delen av den kinetiska energin upptas i skummet. Därmed gick kalibreringen ut på att justera materialkurvor för skummet utan att ändra dess dynamik, då modellen var validerad för dynamiska förlopp sedan innan.

Det första som gjordes var att kurva 11 togs bort, med argumentet att töjningshastigheten som den gällde för var för låg för att påverka de simulerade fallen som genomförs i projektet. Det kan diskuteras att detta var onödigt då den ändå inte används för de fall som studeras, men om den behållits hade en ytterligare parameter behövt kalibreras. Dessutom, då den påverkar så låga hastigheter kan det argumenteras för att den är onödig för de flesta simuleringar, då simuleringar vid så låga hastigheter skulle ta mycket lång tid att genomföra.

Därefter undersöktes kurva 12, som var definierad för töjningshastigheter (eng: strain rates) i storleksordningen med de som uppstod i projektets simuleringar. Kalibreringen gick sedan ut på att skala kurvan tills dess att den och kurvan från fysiska experimentet sammanföll. Hypotesen var att kurvan behövde ändras med ca 10% och därför undersöktes först en ändring av skalfaktorn från 1,1 till 1,0. Detta gjorde nästan ingen skillnad och efter flera simuleringar visade sig en skalningsfaktor på 0,4 behövdes för att simulerade och fysiska kurvor skulle likna varandra. Detta var en mycket stor skalning och indikerar på att materialkurvorna antingen inte var särskilt realistiska eller att materialkurvor för andra komponenter också behövdes justeras. Inget av detta undersöktes närmare utan kurvan ansågs tillräckligt nära den från de fysiska testerna för att användas och gå vidare med projektet. För att förbättra detta hade kalibreringen även kunnat innefatta en förändring av materialkurvornas form.

En ytterligare förbättring av metoden hade varit att validera sätet och skapa nya materialkurvor istället för att kalibrera sätet mot de fysiska resultaten. Det hade troligtvis gett mer realistiska materialkurvor och mer exakta resultat. Detta hade dock tagit mer tid och hanns därför inte med under detta projekt. Ett problem med detta hade varit att det inte är säkert att skummet var enda materialet som behövde valideras och att därför bara fixa dess materialkurva inte hade räckt. Detta är en

nackdel mot kalibrering som kunde justera materialkurvan för skummet tills dess att hela sätet kalibrerats.

Anledningen till att kurva 13 inte justerades i modellen var för att den endast skulle vara relevant i dynamiska förlopp, vilka sättesmodellen redan var validerad för. Därför genomfördes alla steg i kalibreringen med stor försiktighet och noga undersökning av påverkan på dynamiska effekter. Allt detta för att slippa validera om sätet för dynamiska förlopp. Det var därför mycket positivt att inga av de skalningar eller andra förändringar som gjordes påverkade den dynamiska pålastningen. Detta kan anses bevisade att det åtminstone till största del, endast var kurva 13 som påverkade dynamiken och att hypotesen som det arbetades efter stämde.

5.3.2 Diskussion av resultat

Vid analys av effekten av skummets materialkurva 11 i figur 4.4 sågs ingen skillnad vid pålastning samt en mindre skillnad vid avlastning. Vid en kraschsimulering, som är ett dynamiskt förlopp, är pålastningen den viktigaste fasen eftersom eventuell skada uppstår vid maxlast, det vill säga innan avlastningen. Uteslutning av kurva 11 ansågs således inte påverka resultatet, eftersom kurvorna endast avvek vid avlastning. Följaktligen bedömdes det skäligt att inte ta med kurva 11 i efterföljande tester.

Skalfaktorernas påverkan på kraft mot deformation kan ses i figur 4.6 och i figur 4.5. Där kan det observeras att även om metoden kan anses annat än perfekt så är fysiska kurvan och simulerade kurvan med 0,4 i skalning relativt lika varandra.

För att diskutera hur lika som krävs för att vara tillräckligt behövs resonemang över senare delar av projektet. Till exempel kan det påpekas att undersökningen med tryckplattan endast är en förenkling av projektets senare simuleringar. För projektets större simuleringar, behöver egentligen sätet endast kalibreras för att vara så verkligt som möjligt då krafter i storleksordning med HBM:ernas vikt appliceras. Kalibreringen däremot, har för avsikt att undersöka hur sätet reagerar vid lastning av många olika krafter. Därför kan det anses intressant att diskutera hur mycket kraft som sätet lastas med till följd av en nedsläppt HBM. HBM:erna som används i projektet är modeller av olika kön och kroppsproportioner och har därför olika vikt. Vid undersökning av kraften som HBM:erna har på sätet fås resultatet redovisat i tabell 5.1 och 5.2.

Tabell 5.1: Avvikelse i deformation mellan kalibrerad modell och fysiska testet för bakre delen av sätet för HBM-ernas olika kontaktkrafter. Det finns inga värden för deformationsskillnaden för 750 N då kurvorna det baseras på inte sträcker sig långt nog.

Kraft (N)	Elliptisk platta	Rektangulär platta
300	-2 mm	-1 mm
550	-3 mm	-3 mm
650	-3 mm	-2 mm
750	-	-

Tabell 5.2: Avvikelse i deformation mellan kalibrerad modell och fysiska testet för främre delen av sätet för HBM-ernas olika kontaktkrafter. Det finns inga värden för deformationsskillnaden för 750 N eller 650 N för den elliptisk plattan då kurvorna det baseras på inte sträcker sig långt nog.

Kraft (N)	Elliptisk platta	Rektangulär platta
300	-6 mm	-5 mm
550	+5 mm	-5 mm
650	-	-3 mm
750	-	-

Vid analys av tabellen ses att kalibreringen inte är perfekt och att den är bättre för bakre delen av sätet. Skillnaden som störst 6 mm mellan den simulerade och verkliga kurvan, vilket motsvarar ungefär 10% den maximala deformationen. En annan observation är att kurvan för framdelen av sätet inte bara är förskjuten utan även har en tydligt avvikande form, både mellan olika krafter och de olika plattorna. Detta innebär att framdelen inte är optimalt kalibrerad. På bakre delen av sätet däremot är största skillnaden 3 mm och är relativt nära den verkliga kurvan i form. Ett problem med tabellen dock är att värden på deformationsskillnaden saknas för 700 N. Detta beror på en sen ändring av valet HBM:er för projektet och att därför när testerna genomfördes skulle inga HBM:er tyngre än 50M analyseras. Detta är å andra sidan endast en mätpunkt och det borde gå att dras slutsatser ändå.

Från detta kan man dra slutsatserna att bakdelen av sätet är kalibrerat mer noggrant än främre delen av sätet. Att förbättra kalibreringen i framdelen av sätet hade krävt mer än bara skalning vilket ansågs för komplext med hänsyn till projektets omfattning. Att bakre delen och främre delen av sätet inte beter sig likadant efter kalibreringen tyder på att metoden inte räcker till. Ett förslag kunde vara att även fjädrarna och metallplattans materialparametrar hade behövt justeras. Om exempelvis bakre delen av sätet varit styvare relativt framdelen hade kurvorna möjligen sammanfallit i större grad. Ytterligare en aspekt värd att diskutera är om kurvans form varit felaktig från början. Detta skulle vara möjligt då de som skapade sätet inte själva testade sätesskummet utan tog kurvorna från en annan vetenskaplig rapport. Kurvorna i rapporten kommer från test med skum från ett bilsäte vilket implicerar att kurvorna inte borde vara helt orimliga, samtidigt som olika bilsäten

har olika skum med olika egenskaper och därför rimligen inte kan vara perfekt om inte skummet är av exakt samma typ.

5.3.3 Dynamisk ovalidering av kalibrerad kurva

Vid analys av den dynamiska responsen efter skalning av kurva 12 med skalfaktor 0,4 sågs ingen skillnad vid pålastning, se figur 4.6c respektive 4.5c. Däremot avvek förskjutning vid avlastning. Denna skillnad var större på framdelen av sätet jämfört med bakdelen. Vid en krocksimulering är det pålastningen som är av intresse, och inte avlastningen. Således bedömdes skalningen med skalfaktor 0,4 vara befogad.

Potentiella diskussionspunkter inom detta område handlar mestadels om valet av impactor kontra vilken del av sätet som testas. Det var givet att den del av sätet som önskades att testas behövde jämföras med en impactor för vilken redan var validerad, enligt Trummler och Keller, 2020, för den delen av sätet. I vissa fall var det en och i andra fall flera som var validerade för samma del i sätet. Om flera fanns som alternativ valdes den som var mest lik en människas kontakt med sätet för att få en så lik jämförelse som möjligt.

5.4 Baseline-simulering

Baseline-simuleringarna, se figur 4.7-4.11, visar på svagt dämpade kurvor vilket är rimligt då både sätet och mjuk vävnad hos HBM:erna har dämpande egenskaper. Simuleringarna för samtliga THUMS-modeller kraschade, med felmeddelandet "error termination" i LS-DYNA. Detta var innan den tänkta simuleringstiden på 2000 ms. Vad detta berodde på kunde inte fastställas med säkerhet, utan det var enbart felmeddelandet som kunde konstateras. De kraschade baseline-simuleringarna hade å andra sidan tillräckligt med datapunkter för att uttyda den första perioden för z deformationen som funktion av tiden. Med hänsyn till att det är den första perioden som är den nödvändiga perioden för att bestämma en dämpning, hade också alla baseline-simuleringar tillräckligt med data för att starta simuleringarna med pålagd dämpning. Även om det fanns tillräckligt med data från samtliga baseline-simuleringar för att starta de dämpade simuleringarna, gick det inte enbart utifrån detta att konstatera att de kraschade simuleringarna inte behövde köras om. Utan, det var med hänsyn till baseline-simuleringen för framförallt HBM:en VIVA+ 50F i figur 4.23, det kunde konstateras att samtliga ej behövde startas om. Det här berodde på att det var i denna simulering som HBM:en ännu inte hade nått jämvikt med sätet efter 2000 ms. Detta betyder avslutningsvis också att det ansågs orimligt att låta systemet nå jämvikt naturligt, det vill säga genom ingen yttre pålagd dämpning, eftersom att simuleringstiden för att komma dit ansågs för lång.

Figur 4.12 visar en förskjutningsskillnad efter kalibreringen av kurva 12. HBM:ens rörelser i z-led dämpas mer i simuleringen med det kalibrerade sätet, vilket är en rimlig effekt av att skala ner kurvan.

5.5 Tidsoptimering av simulering

I följande avsnitt diskuteras tidsoptimering av simuleringar, vilket innefattar kontroll av dämpning i systemet och undersökning av metoder. Här avser kontroll av dämpning i systemet en kontroll av att den pålagda globala dämpningen dämpat systemets rörelser i z-led i den grad att jämviktskriteriet uppfylls även när den pålagda dämpningen tas bort.

I figur 4.15 visas hastighet för en nod i bäckenbenet (ASIS) som funktion av tid för VIVA+ 50F. Figuren visar att det finns en skillnad i hastighet då dämpningen minskas vid 750 ms och framåt, jämfört med det fall då dämpningen hålls konstant genom hela simuleringen. Absolutbeloppet av den högsta hastigheten avviker däremot inte markant. Båda simuleringarna för VIVA+ 50F respektive VIVA+ 50M uppfyller jämviktsmättet $|\dot{u}| \leq 12$ mm/s, se figur 4.15 respektive 4.16. Figurerna visar däremot att dämpningen minskas vid en tidpunkt senare än den punkt bortom vilken samtliga värden befinner sig inom jämviktsmättet. Dämpningen hade således kunnat minskats vid en tidigare tidpunkt för respektive HBM. Orsaken till avvikelserna var både ett tidigare jämviktsmått, som sedermera inte visades skäligt, och tidsbrist.

Enbart en metod undersöktes för att nå jämvikt på ett mer effektivt sätt, avseende tidsåtgång, än baseline-simuleringarna. Denna metod var att lägga till yttre dämpning för att få ett kritiskt dämpat system. Med mer tid hade fler metoder kunnat testats, jämförts och evaluerats.

5.5.1 Potentiell bugg i skummets materialmodell

Vid simuleringar med och utan dämpning noterades en skillnad i jämviktsläget i z-led. Dessutom noterades olika jämviktslägen vid olika dämpningskonstanter. Tester utfördes av vår handledare Johan för att försöka fastställa vad som skulle kunna orsaka den här diskrepansen. Testerna bestod av en enkel form med sätets materialegenskaper, samt en enkel form med HBM:ens materialegenskaper. Därefter släpptes den förenklade formen med HBM egenskaper i det förenklade sätet och jämviktsläget studerades. För att avgränsa problemet definierades antingen den del som ämnades efterlikna HBM:en alternativt sätet som rigid. Det visades att problemet kunde härledas till sätets materialdefinition. Vår handledare noterade därefter en anomali i materialmodellen för sätet, där parametrar troligen definierats på ett inkorrekt vis.

Den här potentiella buggen i materialmodellen noterades i slutskedet av projektet, då dämpade simuleringar redan kördes. Det innebär att felet har funnits med i validering, kalibrering och tidigare baseline-simuleringar. Det kan således anses vara önskvärt att utföra dessa steg igen med en korrekt materialmodell. Däremot är effekten på jämviktsläget relativt liten. Den här buggen påverkar troligtvis därför inte slutsatserna.

5.6 Inverkan av nådd jämvikt på simuleringar av krockförlopp

Kinematiken för HBM:en visade sig påverkas av huruvida HBM:en var i jämvikt innan kraschpulsens lades på eller inte. Detta illustreras i figur 4.17-4.24. Det här kan vid första anblick anses vara rimligt med hänsyn till att andra initiala förutsättningar för HBM:en (krafter och spänningar i modellen eller inte) under den stund då kraschpulsens var aktiv, naturligt skulle det leda till andra förhållanden för hur resultaten för HBM:en såg ut med hänsyn till kinematiken. Med observationen om att det existerar en skillnad i HBM:ens kinematik under kraschpulsens påverkan, beroende på de initiala förutsättningarna för HBM:en (jämvikt eller inte jämvikt), är vidare analyser av hur kinetiken för HBM:en förändras av betydande intresse. Vid analys av kinetiken kan skillnader ses. Detta åskådliggörs i figur 4.25-4.36. Denna skillnad är för vissa kontaktytor av en sådan grad att den kan utgöra en relativt stor procentuell andel av den maximala kraften för respektive initialvillkor, det vill säga med eller utan jämvikt innan krocken.

Det som är viktigt att sätta i perspektiv till detta är hur krafterna fördelas. Att döma av resultatet blir vissa kontaktkrafter större och vissa mindre för då HBM:en initialt är i jämvikt, jämfört med då HBM:en inte initialt är i jämvikt. Av den anledningen går det också att konstatera att krafterna inte nödvändigtvis är konsekvent större eller mindre för en initial placering av HBM:en. Med detta sagt så är det också befogat att föreslå att det skulle existera en olik kraftfördelning för kontaktytorna beroende på HBM:ens initiala villkor (jämvikt eller inte jämvikt).

En anledning till varför det rent teoretiskt borde existera en annorlunda kraftfördelning beroende på de initiala villkoren för HBM:en, handlar om den totala energin för systemet vid krocken. Det moment som innefattar själva krocken är ett moment som först innebär en acceleration av fordonet till en viss hastighet. När fordonet ändrar hastighet så ändras även den kinetiska energin, vilken är energin som vid kraschen sedan kommer att omvandlas till viss del till annan energi och påverka HBM:en. Denna totala energi som kan påverka HBM:en kommer alltid att vara densamma oberoende av hur HBM:ens initiala förutsättningar ser ut (jämvikt eller inte), det vill säga att den totala energin efter och innan krasch för de båda systemen borde vara lika. Med detta sagt är det således också rimligt att det existerar en kraftfördelning på det sättet som beskrevs i föregående stycke på grund av att summan av alla energier i systemet borde vara lika för båda system (med jämvikt för HBM:en och utan). I detta fallet är den enda skillnaden i hur krafterna fördelas på kontaktytorna för de olika systemen, hur mycket spänningar och krafter som initialt finns lagrat i HBM:en som har nått jämvikt.

Med hänsyn till att det troligtvis existerar en kraftfördelning som förklarat ovan, är det också rimligt att anta att skaderisken i många fall kan variera beroende på om HBM:en initialt är i jämvikt eller inte. Mer exakt så betyder det att en viss kroppsdel som; nacke, rygg eller liknande, kan uppleva större eller mindre krafter beroende på hur förutsättningarna initialt ser ut för HBM:en. Med hänsyn till att

jämviktspositionen kan anses ge en mer exakt representationen av hur en individ sitter i en fysisk bil, kan skillnaderna i kraft för kontaktytorna också innebära att skadeprofilen hade kunnat se olik ut från det sättet som industrin idag använder sig av placeringen för HBM:en. Det vill säga systemet utan den initiala jämvikten för HBM:en.

5.7 Etiska aspekter

En viktig etisk och social aspekt inom krocktestning är vilka modeller eller dockor som används och hur väl de speglar samhället. Traditionellt har bilkrocker undersökts med krockdockor men av flera skäl, bland annat ekonomiska, har man inte byggt ett stort urval av dockor som täcker hela befolkningen. Som ett resultat har kvinnor visat sig ha ett svagare skydd i krocksituationer än män. Det är av intresse att implementera projektets metod för jämvikt på modeller av olika kön och storlekar. Detta projekt syftar till att förbättra krocksimuleringarna med HBM:er av olika storlekar och kön vilket hade kunnat bidra till ökad säkerhet för bredare demografiska grupper än bara den mest undersökta medelmannen.

5.8 Vidareutveckling

Vidareutveckling av projektet innefattar färdigställande av simuleringar för samtliga HBM:er samt analys och jämförelse av resultat. Därefter kan skaderisken för föraren bedömas utifrån resultat från krocksimuleringar. I det fall skillnaden är av en sådan grad att det anses vara av värde att vidareutveckla projektet, kan fler metoder utvecklas och utvärderas för att optimera tid till jämvikt. Vidare kan det vara av värde att studera vilket jämviktsmått som är skäligt. I ett större perspektiv skulle detta kunna leda till utvecklandet av nya industrimetoder för kraschsimuleringar som representerar verkligheten bättre än de som finns idag.

Vidareutveckling innefattar även genomgång av skummets materialmodell och säkerställande av dess korrekthet. I det fall den inte är korrekt bör sätet valideras igen. I valideringen kan andra delar av sätet studeras, däribland inverkan av metallram och fjädrar. Istället för en eventuell efterföljande kalibrering kan tester på respektive material utföras i syfte att skapa nya materialkurvor. Vidareutveckling kan även innefatta analys och jämförelse av andra sättesmodeller eller HBM:er, med till exempel andra kroppsdimensioner eller från andra tillverkare.

6

Slutsatser

Vid analys av resultatet från krocksimuleringar där HBM:en gått respektive inte gått till jämvikt innan krock, ses en skillnad både avseende kinematik och kinetik. En skillnad i kinematiken är förändringen i relativ förskjutning av huvudet, +5.5% för VIVA+ 50F respektive +3.4% för VIVA+ 50M. Avseende kontaktkrafter ses bland annat i x-led mellan HBM och säte en skillnad på -5.1% för VIVA+ 50F respektive -4.1% för VIVA+ 50M. Vidare ses en markant skillnad i kontaktkraften mellan knä och IP. Kontakten höger knä till IP skiljer -32% för VIVA+ 50F respektive +130% för VIVA+ 50M.

Det krävs emellertid vidare studier av vad som orsakar denna skillnad. Detta innefattar analys av eventuella felkällor i hur HBM:en, sätet och övriga delar inverkar med avseende på kontakter och initialvillkor. Därutöver bör fler HBM:er studeras för att säkerställa att eventuella slutsatser kan dras konsekvent över ett bredare urval modeller.

En skillnad i resultat till följd av jämvikt innebär att det är av värde att vidare studera hur eventuella skillnader i resultat påverkar skaderisken för föraren. I projektet har en metod för att på ett mer tidseffektivt sätt nå jämvikt tillämpats. Metoden utnyttjade pålagd kritisk dämpning. I det fall skillnaden i skaderisk är av sådan grad att vidare studier anses värdefulla, kan utveckling, evaluering och jämförelse av ytterligare metoder för att på ett tidseffektivt sätt nå jämvikt utföras.

Litteratur

- ANSYS. (u. å). Ansys LS-DYNA [Senast använd 2024-02-06]. <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-ls-dyna>
- Ansys Learning. (2020). Time integration in Dynamics Analysis - Lesson 1 [Video]. https://www.youtube.com/watch?v=NW1uzVi4cp0&ab_channel=AnsysLearning
- Ansys Learning. (2021). Discussion of Time-Step Size - Lesson 3 [Video]. https://www.youtube.com/watch?v=NW1uzVi4cp0&ab_channel=AnsysLearning
- Ashby, M. F. (2009). *Materials: engineering, science, processing and design*. Butterworth-Heinemann.
- Balderes, T. (2020). Finite Element Method. *Access Science*. <https://www.accessscience.com/content/article/a257700>
- Carraher, C. E. (2018). Polymer. *Access Science*. <https://www.accessscience.com/content/article/a535100>
- Cronin, D., & Ouellet, S. (2016). Low density polyethylene, expanded polystyrene and expanded polypropylene: Strain rate and size effects on mechanical properties. *Polymer Testing*, 53, 40–50. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2016.04.018>
- Dym, C. L., & Hartog, J. P. D. (2020). Mechanical vibration. *Access Science*. <https://www.accessscience.com/content/article/a412200>
- DYNAMore Nordic. (u. å). Introduction [Senast använd 2024-04-11]. <https://www.dynamore.se/en/products/dyna>
- Eliasson, E., & Wass, J. (2015). *Industrialisation of a Finite Element Active Human Body Model for Vehicle Crash Simulations*. <https://odr.chalmers.se/items/785f30eb-a31b-4944-a17f-6f82308a3b48>
- Fatfouta, N., & le-Cardinal, J. S. (2020). An ontology-based knowledge management approach supporting simulation-aided design for car crash simulation in the development phase. *Elsevier*. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0166361520305789?ref=pdf_download&fr=RR-2&rr=871af6c6fa6692dc
- Greenspan, M. (2020). Damping. *Access Science*. <https://www.accessscience.com/content/article/a180400>
- Hu, J., Rupp, J. D., & Reed, M. P. (2012). Focusing on Vulnerable Populations in Crashes: Recent Advances in Finite Element Human Models for Injury Biomechanics Research. *Journal of Automotive Safety and Energy*. <https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/171495/2012JASE-Hu.pdf?sequence=2>

- Hutchinson, T. P. (2021). Full frontal car crash tests: Empirical evidence about shape of deceleration pulses. *International Journal of Automotive Technology*. <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/s12239-021-0036-0.pdf>
- Jansson, P.-Å., Grahn, R., & Enelund, M. (2018). *Mekanik*. Studentlitteratur.
- John, J., Klug, C., Kranjec, M., Svenning, E., & Iraeus, J. (2022). Hello, world! VIVA+: A human body model lineup to evaluate sex-differences in crash protection. *Frontiers in Bioengineering and Biotechnology*. <https://www.frontiersin.org/articles/10.3389/fbioe.2022.918904/full>
- Livermore Software Technology (LST), An ANSYS Company. (2021). *LS-DYNA Keyword User's Manual Volume I* (LS-DYNA R13). https://www.dynasupport.com/manuals/ls-dyna-manuals/ls-dyna_manual_volume_i_r13.pdf/view
- Ljung, C., Ottosen, N. S., & Ristinmaa, M. (2007). *Introduktion till Hållfasthetlära Enaxliga Tillstånd*. Studentlitteratur.
- Mata-Toledo, R. A. (2020). Bit. *Access Science*. <https://www.accessscience.com/content/article/a085600>
- Mills, N. (2007). *Polymer Foams Handbook : Engineering and Biomechanics Applications and Design Guide*. Elsevier Science Technology. <https://ebookcentral.proquest.com/lib/chalmers/detail.action?docID=291700>
- NCAP, E. (2017). Pedestrian Human Model Certification. <https://cdn.euroncap.com/media/32277/tb-024-pedestrian-human-model-certification-v10.pdf>
- Osswald, T. A., & Menges, G. (2012). *Material Science of Polymers for Engineers* (3. utg.). Hanser Publishers. <https://app.knovel.com/hotlink/khtml/id:kt00C1W2T6/material-science-polymers>
- Patten, W., Sha, S., & Mo, C. (1998). A vibration model of open celled polyurethane foam automotive seat cushions. *Journal of Sound and Vibration - J SOUND VIB*, 217, 145–161. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1760>
- Skoda Auto. (2024). Modern car seats: what's under the cover? <https://www.skoda-storyboard.com/en/skoda-world/innovation-and-technology/modern-car-seats-whats-under-the-cover/>
- Toyota Motor Corporation. (2024). About THUMS. <https://www.toyota.co.jp/thums/about/>
- Trummler, L., & Keller, A. (2020). Validation tests of the VIRTUAL open access car seat model, M3.3 of the H2020 project VIRTUAL.
- Xu, T., Sheng, X., Zhang, T., Liu, H., Liang, X., & Ding, A. (2018). Development and Validation of Dummies and Human Models Used in Crash Test. *Hindawi*. <https://downloads.hindawi.com/journals/abb/2018/3832850.pdf>
- Östh, J., Brodin, K., Davidsson, J., Pipkorn, B., Jakobsson, L., & Törnvall, F. (2015). Muscle Activation Strategies in Human Body Models for the Development of Integrated Safety. https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/220920/local_220920.pdf

A

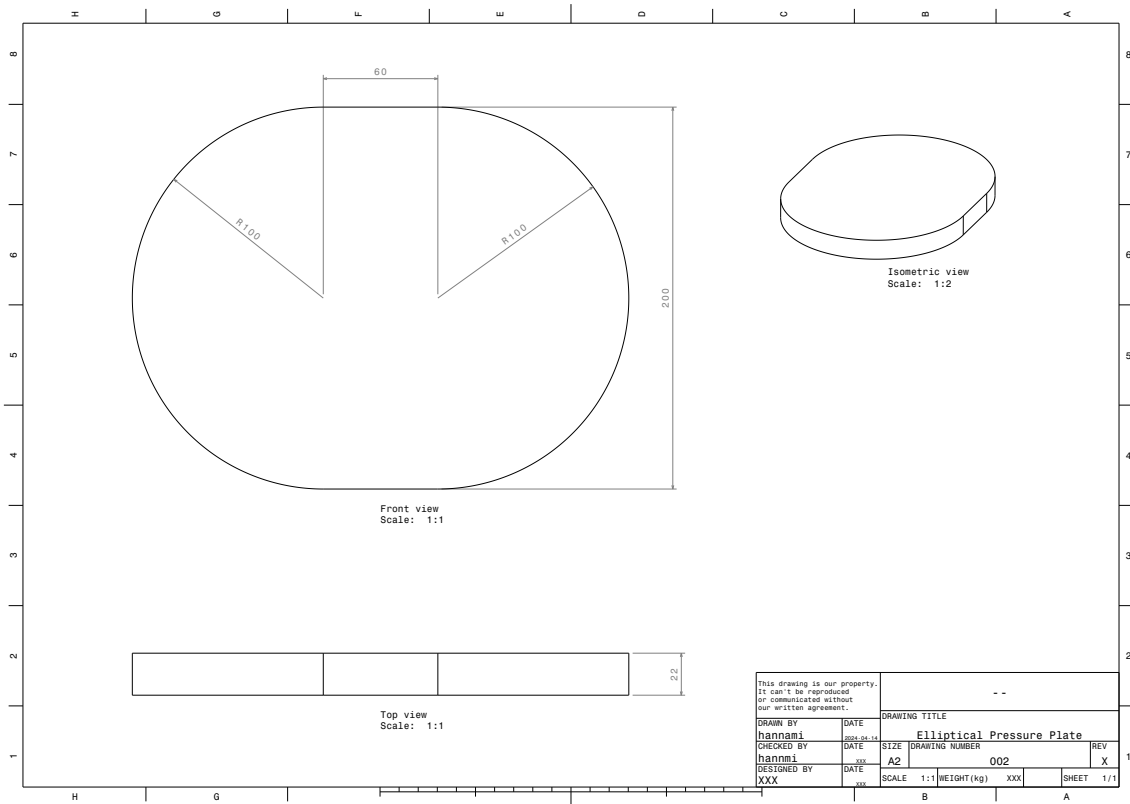
Bilagor

A.1 Fysiskt test



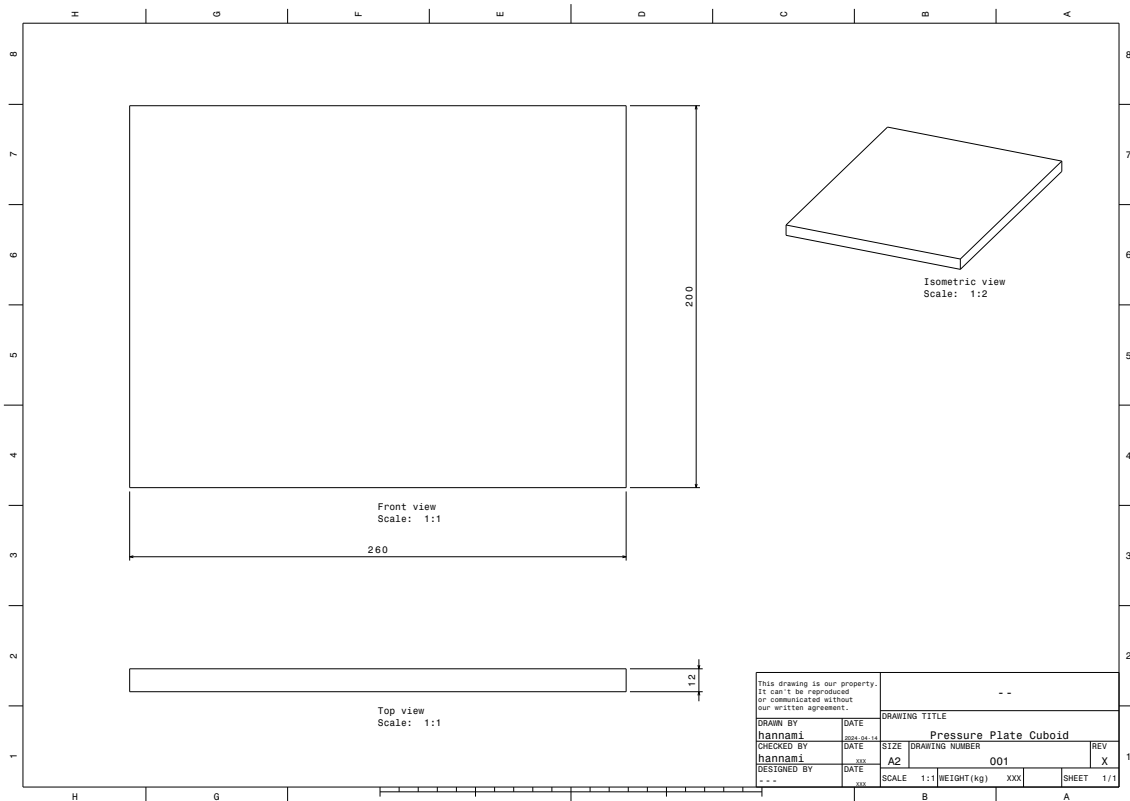
Figur A.1: Det fysiska testet av bilsätet i valideringsprocessen av den virtuella sättesmodellen. Här används den elliptiska formen på främre delen av sätet.

A.2 Ritning av elliptisk tryckplatta



Figur A.2: Ritning av den fysiska elliptiska tryckplattan. Notera att skalningen är felaktig då ritningen är gjord på ett A2-papper.

A.3 Ritning av rektangulär tryckplatta



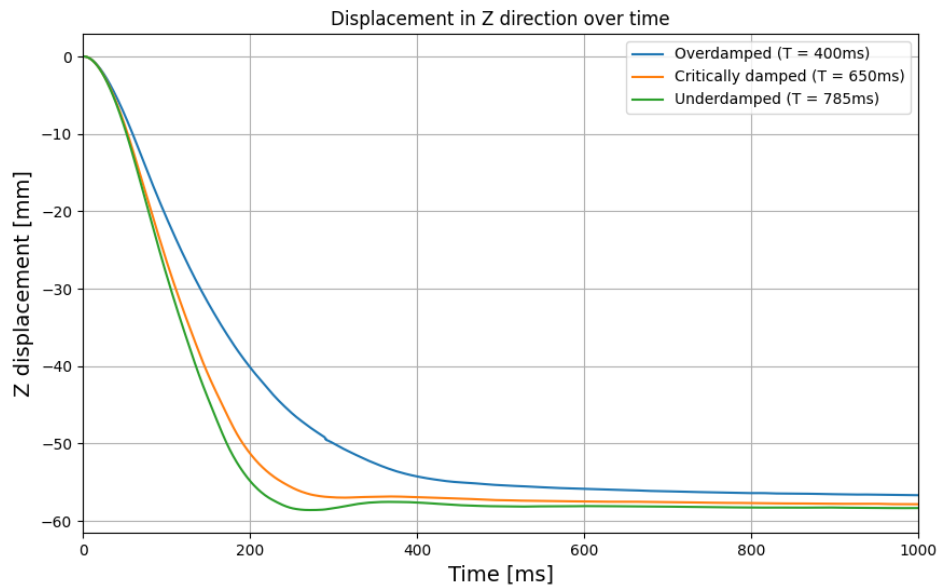
Figur A.3: Ritning av den fysiska rektangulära tryckplattan. Notera att skalningen är felaktig då ritningen är gjord på ett A2-papper.

A.4 Mätning för fysiska tester



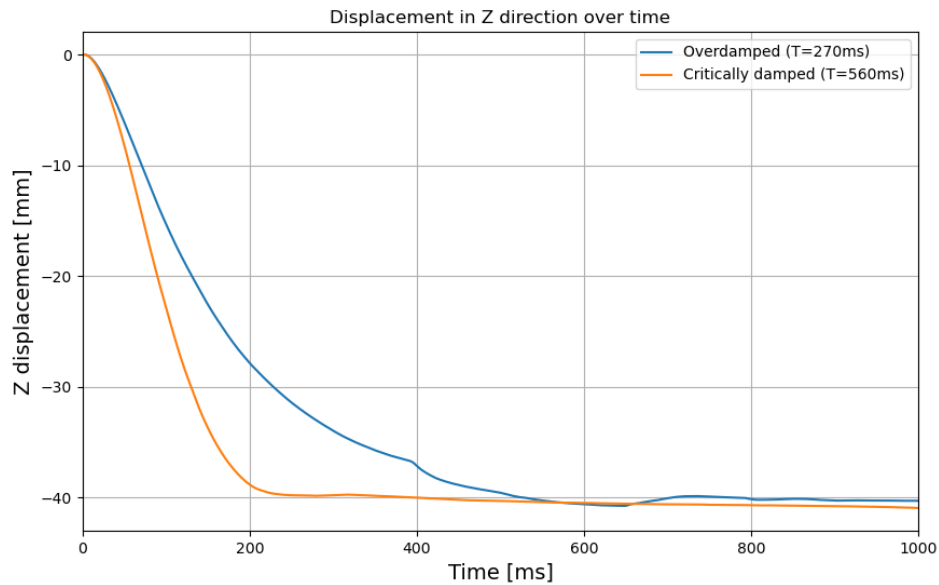
Figur A.4: Här visas hur mätningen för de fysiska testerna gick till, där mätningen tar ut den horisontella distansen från plattan till en punkt på sätets högra sida på främre delen av sittdelen av sätet. Plattan placerades 2 cm från punkten.

A.5 Dämpning THUMS 95M



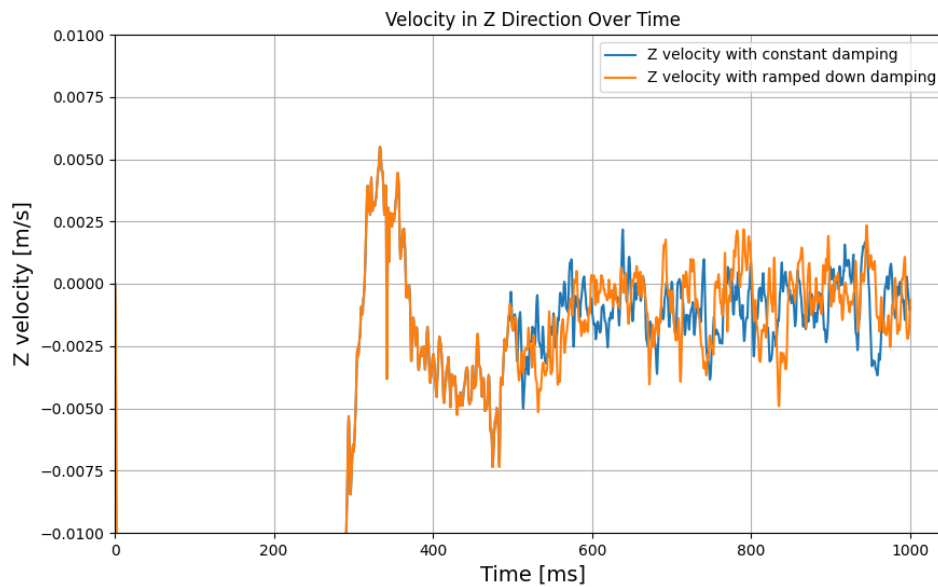
Figur A.5: Kurvor med olika dämpning. En överdämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 400$ ms (blå), en kritiskt dämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 650$ ms (orange) och en underdämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 785$ ms (grön). Kurvorna visar deformation mot tid för ASIS för THUMS 95M.

A.6 Dämpning THUMS 05F



Figur A.6: Kurvor med olika dämpning. En överdämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 270$ ms (blå) och en kritiskt dämpad kurva beräknad utifrån perioden $T = 560$ ms (orange). Kurvorna visar deformation mot tid för ASIS för THUMS 05F.

A.7 Kontroll av dämpning i systemet THUMS 95M



Figur A.7: Hastighet för ASIS med kritisk dämpning (perioden $T = 630$ ms) för THUMS 95M. Orange kurva avser konstant dämpning. Blå kurva avser konstant dämpning fram till 750 ms, med en linjär minskning av dämpningen mellan 750 ms och 800 ms till 0. Hastighet visas som funktion av tid.

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2024

www.chalmers.se



CHALMERS