



UNIVERSITEIT VAN PRETORIA
UNIVERSITY OF PRETORIA
YUNIBESITHI YA PRETORIA

STRUKTUURINTEGRITEIT VAN BAKKIE-KAPPIES TYDENS OMROLONGELUKKE

deur

E.J. Honiball

voorgelê ter vervulling van 'n deel
van die vereistes vir die graad

Magister in Meganiese Ingenieurswese

in die departement

Meganiese en Lugvaartkundige Ingenieurswese

Universiteit van Pretoria

Leier: Prof. J.L. van Niekerk

Augustus 1999

Title: Struktuur integriteit van bakkie-kappies tydens omrolongelukke
By: EJ Honiball
Leader: Prof JL van Niekerk
Department: Meganiese Ingenieurswese
Degree: Ming(Meganies)

ABSTRACT

In this thesis a basic test specification for a canopy that covers the load-bed-area of a light commercial vehicle (LCV) is proposed. The test specification is a first step towards the qualification of the strength of a canopy during an accident. The test is designed specifically with the rollover scenario in mind. Different testing methods were evaluated for applicability, ease of use and financial constraints during the research phase. The mass and geometric characteristics of three different 1 ton LCV's were found experimentally in order to set a basis for the energy calculations. The energy each of these vehicles possesses just prior to roll over was calculated and used to create preliminary testing criteria. A pendulum impact testing procedure as well as a Finite Element Analysis (FEA) procedure were incorporated into the preliminary testing criteria. The preliminary testing criteria were applied during a full scale pendulum impact test on a canopy and were also applied during a detailed finite element analysis of the canopy structure. It was shown that both of these test methods are viable and that they can be used as a canopy strength qualifying means. Finally the results found during the tests were used to adjust the preliminary testing criteria to form a basic test specification that can be used by testing and qualification facilities.

Keywords:

Rollover; impact testing; finite element analysis; test specification; structural stiffness; pendulum testing; lateral velocity; impact energy; light commercial vehicles; bakkies.

Titel: Struktuur integriteit van bakkie-kappies tydens omrolongelukke
Deur: EJ Honiball
Leier: Prof JL van Niekerk
Departement: Meganiese Ingenieurswese
Graad: Ming(Meganies)

OPSOMMING

'n Basiese toets spesifikasie, vir die toets van bak-kappies van ligte kommersieële voertuie word voorgestel. Die toets spesifikasie is 'n eerste stap na die kwalifikasie van die sterkte van bakkie-kappies tydens ongelukke. Die toets is ontwerp spesifiek met die omrol scenario in gedagte. Verskillende toets metodes is geëvalueer vir toepaslikheid, gemak van implementasie en finansiële beperkings gedurende die navorsingsfase. Die massa-, en geometriese-eienskappe van drie verskillende 1 ton bakkies is eksperimenteel gevind om as basis vir energie berekeninge te dien. Die energie wat elkeen van hierdie voertuie besit net voor dit omrol is bereken en as voorlopige toets kriterium gebruik. 'n Pendulum impak toets-prosedure sowel as 'n Eindige Element Analise (EEA) prosedure is in die voorlopige toets kriterium ingesluit. Die voorlopige toets kriterium is gedurende 'n volskaal impak toets op 'n bakkie-kappie toegepas. 'n Detail eindige element analise van die kappie struktuur is ook volgens die kriterium gedoen. Daar is bewys dat beide hierdie metodes lewensvatbaar is vir implementasie en dat dit gebruik kan word vir die verifieering van die sterkte van bakkie-kappies. Die resultate gevind gedurende hierdie toetse is gebruik om die voorlopige toets kriterium aan te pas om 'n basiese toets-spesifikasie te verkry waarmee bakkie-kappies deur toets owerhede geëvalueer kan word.

Sleutelwoorde:

Omrol; impak toetsing; eindige element analise; toets spesifikasie; struktuurstyfheid; pendulum toetsing; laterale snelheid; impak energie; ligte kommersiële voertuie; bakkies.

Dankbetuigings

Hiermee wil ek net kortliks 'n paar mense en instansies bedank vir hulle hulp, bystand en motivering met die totstandkoming van hierdie verhandeling.

Prof. J.L. van Niekerk vir sy hulp en leiding.

Die SNO vir die befondsing van hierdie projek.

Mnr. A.J. Haasbroek van Digital Structures (Pty)Ltd vir die gebruik van die rekenaarfasiliteit en vir sy behulpsaamheid.

Die personeel van die voertuigafdeling van die SABS vir die gebruik van hulle toets fasiliteite.

MSC-AFRICA vir die beskikbaarstelling van die eindige element analise-sagteware en vir hulle behulpsaamheid met alle probleme wat opgeduik het.

My eggenote Estie, wat my deur die hele proses ondersteun het.

Laastens wil ek my dank betuig aan die Almagtige Skepper sonder Wie hierdie werk nie tot stand sou kon kom nie.

INHOUD

LYS VAN FIGURE	IV
LYS VAN TABELLE	V
LYS VAN SIMBOLE	VI
HOOFSTUK 1: INLEIDING	1
1.1 Inleiding	1
1.2 Agtergrond	2
1.3 Probleemdefinisie	3
1.4 Doelstelling	4
1.5 Voorgestelde spesifikasie	5
1.6 Struktuur	6
HOOFSTUK 2: ONGELUKSTATISTIEKE	7
2.1 Inleiding	7
2.2 Ongelukstatistieke	8
HOOFSTUK 3: LITERATUURSTUDIE	11
3.1 Oorsig	11
3.2 Navorsing op die omrolverskynsel	11
3.2.1 Toets en analise van voertuigomrolgedrag [13]	11
3.2.2 Die meganisme van omrol as 'n gevolg van impak met 'n randsteen [1]	14
3.2.3 Die invloed van pad- en voertuigparameters op geïnduseerde omrol [15]	14
3.2.4 Voorspelling van voertuigomroldinamika deur middel van wiskundige modellering. [5]	16
3.2.5 Snelheidvoorspellings in voertuigomrol. [23]	17
3.2.6 Ontwikkeling en toetsing van Ligte Voertuig Dinamiese Simulasie (LVDS). [12]	18
3.3 Toetsstandarde in gebruik by die toets van omrolongelukke	19
3.3.1 SAE aanbeveelde spoor- en skuinsblokmetode [6]	19
3.3.2 SAE-Onderstebo valtoetsprosedure. [7]	20
3.3.3 Volkswagen motordak impaktoetsprosedure. [8]	21
3.3.4 SAE-Passasiersmotordak platdrukprosedure. [17]	21
3.3.5 Verenigde Nasies Ooreenkoms in verband met busse (E/ECE/324). [9]	22
3.3.6 Werkverrigtingskriterium vir omrolbeskermende strukture (OBS) van grondverskuiwingsvoertuie [2]	24
3.3.7 Werksverrigtingsvoorspelling van omrolbeskermende strukture (OBS) deur middel van analitiese metodes. [4]	25
3.4 Bespreking	26



HOOFSTUK 4: VOERTUIGEIENSKAPPE.	28
4.1 Oorsig	28
4.2 Massamiddelpunte	28
4.2.1 Apparaatbeskrywing	28
4.2.2 Opstelling	29
4.3 Traagheidsmomente	32
4.3.1 Opstelling	32
4.3.2 Berekeningsmetodiek	34
4.4 Bespreking	36
HOOFSTUK 5: ENERGIEKRITERIUM	37
5.1 Oorsig	37
5.2 Minimum omrolsnelheid	37
5.3 Gemiddelde omrolsnelheid	40
5.4 Hoeksnelhede	42
5.5 Energie-insette	42
5.6 Toetskriterium	44
HOOFSTUK 6: PENDULUMIMPAKTOETS	47
6.1 Oorsig	47
6.2 Pendulumopstelling	47
6.3 Kappiepositionering	50
6.4 Metingsapparaat	51
6.4.1 Verplasing	52
6.4.2 Snelheid	52
6.4.3 Versnelling	52
6.5 Impaktoets	53
6.6 Bespreking	59
HOOFSTUK 7: EINDIGE ELEMENT ANALISE	60
7.1 Oorsig	60
7.2 Doel	60
7.2.1 Analise 1 (Stap 1)	60
7.2.2 Analise 2 (Stap 2)	61
7.3 Oplosmetode	61
7.4 Modellering	63
7.5 Materiaaleienskappe	65
7.6 Pre-impak analise	66
7.6.1 Resultate	67
7.7 Post-impak analise	75

7.7.1 Dataverwerking	75
7.7.3 Analise	77
7.7.3 Resultate	77
7.8 Bespreking	83
HOOFTUK 8: GEVOLGTREKKINGS EN AANBEVELINGS	84
8.1 Oorsig	84
8.2 Gevolgtrekkings	84
8.2.1 Fisiese omroltoets	84
8.2.2 Pendulum-toetsmetode	85
8.2.3 Analitiese metodes	86
8.2.4 Totale struktuur vs. seksies	86
8.3 Aanbevelings	87
8.3.1 Toetsmetode	87
8.3.2 Pendulumtoets	87
8.3.3 Analitiese berekeningsmetodes	87
8.3.4 Verdere navorsing	88
8.3.5 SABS	88
8.4 Afsluiting	89
APPENDIX A: VOORGESTELDE SPESIFIKASIE	A
APPENDIX B: SPESIFIKASIES EN STATISTIEKE	B
APPENDIX C: TEKENINGE, EN TOETSRESULTATE	C
APPENDIX D: EINDIGE ELEMENT ANALISE	D



LYS VAN FIGURE

Figuur 2.1: Oorlading van bakkies op nasionale paaie	7
Figuur 2.2: Verspreiding van noodlottige ongelukke	8
Figuur 2.3: Tipes ongelukke en die gepaardgaande lewensverlies	9
Figuur 2.4: Omrolongelukke en die gepaardgaande lewensverlies	9
Figuur 3.1: Geïnduseerde omrol deur middel van die trolliemetode	12
Figuur 3.2: Geïnduseerde omrol deur 'n sywaartse gly in 'n randsteen in	12
Figuur 3.3: Rekenaarvoorspelling teenoor die werklike toets	16
Figuur 3.4: Opstelling van die omroltoetsarea	19
Figuur 3.5: Los posisie vir die onderstebo valtoetsprosedure	20
Figuur 3.6: Die volkswagen motordak impaktoetsopstelling	21
Figuur 3.7: Toetsapparaat en opstelling vir dakdruktoets	22
Figuur 3.8: Grafiese bepaling van totale energie in omroltoets van bus	23
Figuur 4.1: Wielskaalopstelling	29
Figuur 4.2: Bepaling van die horisontale posisie van die massamiddelpunt	30
Figuur 4.3: Bepaling van die hoogte van die massamiddelpunt	31
Figuur 4.4: Opstelling van die traagheidsmomenttoets	33
Figuur 5.1: Voertuig teen rolinduserende voorwerp	38
Figuur 5.2: Verspreiding van omroltoetssnelhede	41
Figuur 5.3: Residuele spasie in bakkie	46
Figuur 6.1: Pendulumuitleg	48
Figuur 6.2: Kappiemonteringsraam	51
Figuur 6.3: Kappieervorming 0.09 sek na impak.	53
Figuur 6.4: Versnellingsmeterseine gemeet tydens impak	54
Figuur 6.5: Kraginsetseine	55
Figuur 6.6: Meetpunte op voorkant en linkerkant van werklike kappie	57
Figuur 6.7: Meetpunte op agterkant en regterkant van werklike kappie	58
Figuur 7.1: Gemete spannings- teen vervormingskurwe	65
Figuur 7.2: Vergelyking van Pre-impak analise en werklike impaktoets	68
Figuur 7.3: Meetpunte op voorkant en linkerkant van kappie	70
Figuur 7.4: Meetpunte op agterkant en regterkant van kappie	71
Figuur 7.5: Kappieervorming tydens Pre-impak analise. Isometriese aansig	72
Figuur 7.6: Kappieervorming tydens Pre-impak analise. Voor aansig	73
Figuur 7.7: Kappieervorming tydens Pre-impak analise. Bo aansig	74
Figuur 7.8: Versnelling van voorste en agterste gedeeltes van die pendulum	76
Figuur 7.9: Snelheid van die voorste en agterste gedeeltes van die pendulum	76
Figuur 7.10: Vergelyking van Post-impak analise en werklike impaktoets	78
Figuur 7.11: Kappieervorming tydens Post-impak analise. Isometriese aansig	80
Figuur 7.12: Kappieervorming tydens Post-impak analise. Voor aansig	81
Figuur 7.13: Kappieervorming tydens Post-impak analise. Bo aansig	82

LYS VAN TABELLE

Tabel 4.1: Apparaatopsomming:	29
Tabel 4.2: Geometriese data van die verskillende voertuie	30
Tabel 4.3: Massamiddelpuntposisies	32
Tabel 4.4: Periodes van ossillasie en slingerlengtes	35
Tabel 4.5: Traagheidsmomente van die voertuie om die skarnierpunt	35
Tabel 4.6: Traagheidsmomente van die voertuie om eie massamiddelpunte	36
Tabel 5.1: Minimum laterale omrolsnelhede	40
Tabel 5.2: Snelhede algemeen gebruik in omroltoetse	41
Tabel 5.3: Hoeksnelhede vir minimum omrolsnelhede van Tabel 5.1	42
Tabel 5.4: Hoeksnelhede van die voertuie vir 'n laterale snelheid van 8 m/s	42
Tabel 5.5: Energie bereken op die minimum omrolsnelheid	43
Tabel 5.6: Energie bereken vir 'n laterale snelheid van 8 m/s	43
Tabel 5.7: Energie bereken deur van ECE/324 gebruik te maak	44
Tabel 6.1: Lighoogtes, snelhede en energie van die pendulum.	50
Tabel 6.2: Vervorming van die kappie op meetpunte	56
Tabel 7.1: Vergelyking tussen Pre-impak analise en werklike impaktoets	69
Tabel 7.2: Vergelyking tussen Post-impak analise en werklike impaktoets	79

LYS VAN SIMBOLE

Die betekenis van die simbole gebruik in hierdie dokument word hierna opgesom en geld deur die hele dokument, behalwe waar andersins vermeld

a:	Versnelling [m/s^2]
g:	Gravitasieversnelling [$9.81 m/s^2$]
k_o :	Traagheidstraal [m]
m:	Massa [kg]
q:	Radius afstand na slagsentrum [m]
r:	Radius afstand na massamiddelpunt [m]
y_a :	Spoorwydte van voertuig [m]
y_s :	Breedte van bakwerk van voertuig [m]
E:	Energie [J]
F:	Krag [N]
H:	Totale hoogte van voertuig [m]
H_A :	Hoekmomentum om punt A [kgm^2/s]
H_s :	Massamiddelpunthoogte [m]
H_w :	Wielradius [m]
I_A :	Traagheidsmoment om A [kgm^2]
I_c :	Traagheidsmoment van ondersteuningstruktuur om skarnierpunt [kgm^2]
I_o :	Traagheidsmoment van voertuig om eie rolas [kgm^2]
I_s :	Traagheidsmoment om skarnierpunt S [kgm^2]
I_p :	Traagheidsmoment van pendulum [kgm^2]
N_v :	Massa van die voertuig gemeet by vooras [kg]
N_a :	Massa van voertuig gemeet by agteras [kg]
S:	Afstand na skarnierpunt [m]
T:	Periode [sek]
V_x :	Snelheid in rigting X
W:	Werk [J]
α :	Hoekversnelling [rad/s^2]
ω_a :	Hoeksnelheid [rad/s]



HOOFSTUK 1: INLEIDING

1.1 Inleiding

Om behoorlike vervoer vir mense in die landelike gebiede van Suid-Afrika te verskaf, was een van die vyf hoof prioriteite van die Heropbou- en ontwikkelingsprogram (H.O.P.). Tans is meeste van die vervoermetodes in Suid-Afrika gebasseer op massa-vervoer, dit wil sê daar word soveel as moontlik mense in 'n voertuig gelaai om dit meer ekonomies vir die eienaar te maak. Die voertuie, wat gewoonlik nie in 'n baie goeie toestand is nie, word dus oorlaai en die kans vir ongelukke verhoog aansienlik. Die bakkies, wat as taxi's gebruik word in die landelike gebiede, het gewoonlik bak-kappies om die mense en goedere wat vervoer word, teen die elemente te beskerm.

In hierdie verhandeling gaan gekyk word na die beskerming wat bakkie-kappies bied indien die bakkie omrol tydens 'n ongeluk. Daar sal ondersoek ingestel word na die noodnigheid van standaardtoetsmetodes vir bakkie-kappies en of hierdie kappies genoegsame beskerming aan die insittendes bied.

Verder sal daar gekyk word na die kragte wat op die bak-kappies inwerk tydens 'n omrolongeluk, sodat dit so akkuraat as moontlik nageboots kan word. Daar sal ook ondersoek ingestel word na die wenslikheid om bestaande standarde onveranderd, of met slegs klein veranderinge, te gebruik as 'n standaard vir die toets van bakkie-kappies.

Met die laasgenoemde in gedagte, het die SABS aangevra dat 'n ondersoek ingestel moet word na die wenslikheid daarvan om 'n standaardspesifikasie, wat algemeen gebruik word vir busse, te gebruik in hierdie konteks.

1.2 Agtergrond

Groot gedeeltes van die landelike gebiede in Suid-Afrika word nog slegs deur grondpaaie as die enigste toegangsroetes bedien. Hierdie paaie is normaalweg nie in 'n baie goeie toestand nie. Die inwoners van hierdie gebiede is oor die algemeen afhanklik van taxi's vir vervoer, aangesien daar gewoonlik nie baie persone is wat motors of ander soortgelyke vervoermiddels kan bekostig nie.

Die probleem ontstaan met die tipe voertuie wat gebruik word. Die minibustaxi's, wat so gewild is in die stedelike areas van Suid-Afrika, is nie werklik geskik vir langafstandritte oor rowwe paaie nie en het dus nie 'n baie lang leeftyd wanneer dit in hierdie areas bedryf word nie.

Daar word in die afgelope tyd al meer gebruik gemaak van ligte kommersiële voertuie, oftewel bakkies, soos dit algemeen bekend staan, om as taxi's in hierdie areas te dien. Hierdie bakkies is meer robuust gebou en is meer geskik vir die rowwe terrein. Die bakkies het ook 'n laer aanvanklike koste as die minibustaxi's

Die bakkies word gewoonlik van bak-kappies voorsien wat die agterste laaibak van die bakkie beskut en sodoende beskerming teen die elemente bied vir alle insittendes en bagasie. Hierdie bak-kappies kan van veselglas of staal gemaak word en word op verskeie maniere aan die bak van die voertuig bevestig.

In die geval waar 'n bakkie in 'n ongeluk omrol, is die kappie gewoonlik nie sterk genoeg om die kragte wat daarop inwerk tydens die ongeluk, te weerstaan nie. Daar is dus slegs minimale beskerming vir die insittendes tydens so 'n ongeluk.

1.3 Probleemdefinisie

Baie ongelukke vind jaarliks op ons land se paaie plaas. Elke noodlottige ongeluk is 'n vermorsing van 'n lewe en daarom moet alles moontlik gedoen word om lewensverlies te beperk. Deur die insette van hierdie verhandeling gaan daar gepoog word om die paaie van Suid-Afrika 'n bietjie veiliger te maak.

Die taak begin met navorsing om te bepaal wat werklik op die paaie gebeur, en of die omrol van bakkies wel 'n probleem is. Daarna moet die omrolverskynsel bestudeer word. Die omrolverskynsel tydens 'n ongeluk is baie moeilik om wiskundig te beskryf en te kwantifiseer, aangesien daar baie eksterne faktore is wat ook 'n rol speel tydens so 'n ongeluk. Die kragte wat op 'n voertuig inwerk tydens so 'n omrolongeluk, is ook baie moeilik bepaalbaar aangesien die spoedbereik waarmee rol kan plaasvind so groot is, en daar soveel maniere is waarop 'n voertuig kan rol.

Daar word wêreldwyd navorsing gedoen op die omrolverskynsel van voertuie, en 'n paar internasionale standaarde ([2,7,9]) bestaan vir die toetsing van verskillende voertuie. Hierdie standaarde beskryf metodes waarvolgens voertuie getoets moet word sodat dit aan 'n minimumstandaard sal voldoen. Die minimumstandaard is bereken deur navorsing op die omrolverskynsel te doen ([1,6,10]), en dit dan aan te pas vir gebruik in die laboratorium of toetsterrein.

Die beperking van hierdie standaarde is dat die meeste geskryf is vir spesifieke tipes voertuie, soos bv. busse, trekkers of grondverskuiwingsvoertuie. Die vraag wat nou na vore kom is of dit moontlik is om van hierdie spesifikasies onveranderd-, of slegs met klein veranderinge, te gebruik en nog steeds 'n geldige spesifikasie te hê? Die Suid-Afrikaanse Buro vir Standaarde (SABS) wil die moontlikheid van so 'n onveranderde- of min veranderde- spesifikasie ondersoek.

Die spesifikasie wat die SABS wil gebruik is 'n Verenigde-Nasies ooreenkoms in verband met busse [9] (E/ECE/324) Daar sal in die res van die verhandeling na hierdie spesifikasie verwys word by name van ECE/324. Hierdie spesifikasie is

spesifiek geskryf vir busse en beskryf toetsprosedures, toetsopstellings en vergelykings om die insetkragte tot die toetsstruktuur te bepaal.

Navorsing sal gedoen word om te bepaal of die toetsprosedures, toetsopstellings en insetbepalende vergelykings in hierdie konteks gebruik kan word.

Daar sal ook na ander bestaande standaarde gekyk word tydens die literatuurstudie sodat die ECE/324 spesifikasie hiermee vergelyk kan word.

1.4 Doelstelling

Met inagnome van die probleemdefinisie en verwante werk wat al in die veld gedoen is, ([1,6,13]) word die doelstelling van hierdie verhandeling beskou as die toetsing van sekere standaardtoetsspesifikasies om die geldigheid van die gebruik daarvan op 1-ton bakkie-kappies te ondersoek. Dit is gedoen aan die hand van die volgende punte:

- 1) Data oor omrolongelukke van bakkies is ingewin om te bepaal wat die omvang van die probleem is.
- 2) 'n Literatuursoektog is gedoen na verskillende toetsmetodes wat wêreldwyd in gebruik is, en wat toepaslik is in hierdie konteks.
- 3) Verskillende bakkies is getoets om sekere geometriese- en massaparameters vas te stel wat in die toetsmetodes gebruik is.
- 4) Die gekose standaard van die SABS (ECE/324) is ondersoek aan die hand van die resultate wat in die voorafgaande navorsing gevind is en aanpassings , waar nodig, is voorgestel.
- 5) Waar geen aanpassings moontlik is nie en die standaardtoetsmetodes nie onveranderd gebruik kan word nie, is alternatiewe voorgestel.

- 6) 'n Bakkappie is getoets aan die hand van die gewysigde ECE/324 standaard.
- 7) Verskillende toetsopsies wat gelys word in ECE/324 is ondersoek deur gebruik te maak van Eindige Element Analise (EEA).
- 8) Resultate van die eindige element analise en die werklike impaktoets is vergelyk en afleidings is daaruit gemaak
- 9) Gevolgtrekkings en aanbevelings is gemaak na aanleiding van die resultate bevind in die bogenoemde stappe.

1.5 Voorgestelde spesifikasie

In ECE/324 word toetsmetodes beskryf vir groot passasiersdraende voertuie. Hierdie toetse word almal staties in die laboratorium of op 'n soortgelyke toetsopstelling gedoen. Hierdie regulasie verseker dat kwaliteitsbeheer toegepas word op groot busse. Dit beskryf ondermeer metodes om omroltoetse te doen op busse en op seksies van busse sodat die toetse verteenwoordigend van die hele bus sal wees.

Hierdie spesifikasie stel 'n standaard daar wat 'n aanduiding moet gee van die mate waarop 'n voertuig 'n ongeluk met 'n rol sal weerstaan. Daar word egter nie 'n definitiewe waarborg gegee dat die voertuig veilig is vir alle omrolomstandighede nie, maar dit maak wel voorsiening vir beskerming teen die mees algemene maniere van omrol tydens 'n ongeluk.

1.6 Struktuur

Met die bogenoemde in gedagte, word die res van die verhandeling as volg gestruktureer:

- Die probleemdefinisie, die doelstellings en die agtergrond tot die verhandeling word in Hoofstuk 1 behandel.
- In Hoofstuk 2 word daar na die noodnag van standaardspesifikasies vir bakkie-kappies gekyk, deur na ongelukstatistieke te verwys.
- In Hoofstuk 3 word die literatuurstudie en verskillende bestaande toetsmetodes behandel. Daar sal ook gekyk word na die voorgestelde spesifikasie.
- In Hoofstuk 4 word die eksperimentele bepaling van die voertuigeienskappe van die toetsvoertuie behandel. Die voertuigeienskappe hierdeur bepaal word ook in hierdie hoofstuk weergegee.
- Hoofstuk 5 word gewy aan die bepaling van die energie-insette benodig in die toets. Die toetskriterium word ook hier vasgestel.
- In Hoofstuk 6 word die pendulumtoets op 'n bakkie-kappie beskryf. Dit sluit die opstelling, insette en resultate van die pendulum toets in.
- Hoofstuk 7 word gewy aan die eindige element analises wat uitgevoer is. Dit dek die doel van die analises, die modellering en die resultate wat verkry is.
- In Hoofstuk 8 word daar aanbevelings en gevolgtrekkings gemaak oor die navorsing.
- Appendix A bevat die bakkie-kappie toetsspesifikasie soos deur hierdie navorsing bepaal en voorgestel word.
- Appendix B bevat alle spesifikasies en statistieke
- Appendix C bevat tekeninge, ontwerpe en toetsresultate.
- Appendix D bevat alle data van die eindige element analise.

HOOFSTUK 2: ONGELUKSTATISTIEKE

2.1 Inleiding

Aan die begin van elke jaar word die publiek met afgryse vervul as die Desember-vakansie padsterftesyfers bekend gemaak word. Hierdie periode word in Suid-Afrika gekenmerk deur die hoë ongeluksyfer op die land se paaie. Om die hoë verkeersdigtheidsprobleem te vererger, word baie voertuie oorlaai of is dit onpadvaardig, wat die moontlikheid van ongelukke verhoog. Figuur 2.1 is 'n foto wat geneem is op die N1 snelweg noord van Pretoria, en dui die mate van oorlading aan.



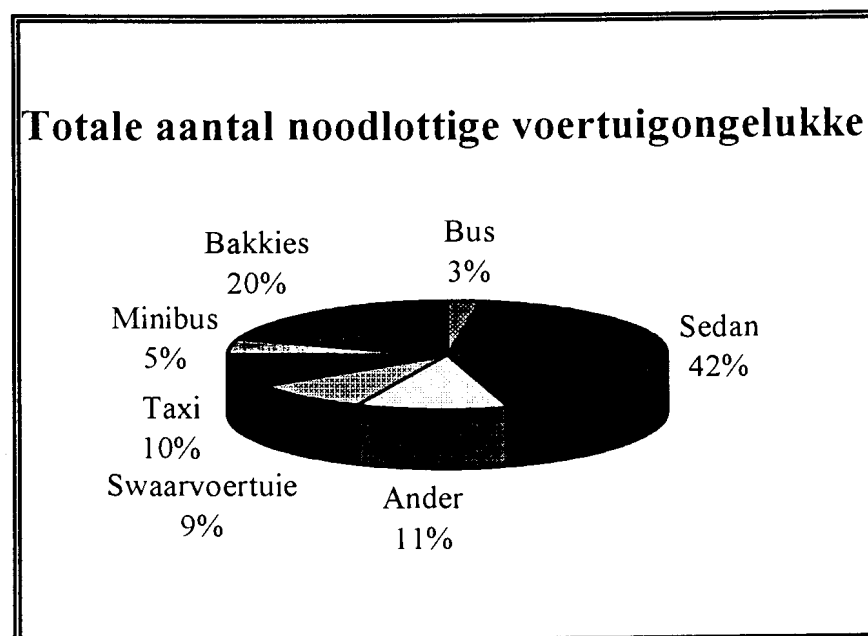
Figuur 2.1: Oorlading van bakkies op nasionale paaie

In die res van hierdie hoofstuk word daar na ongelukstatistieke verwys om die relevansie van die studie aan te toon.

2.2 Ongelukstatistieke

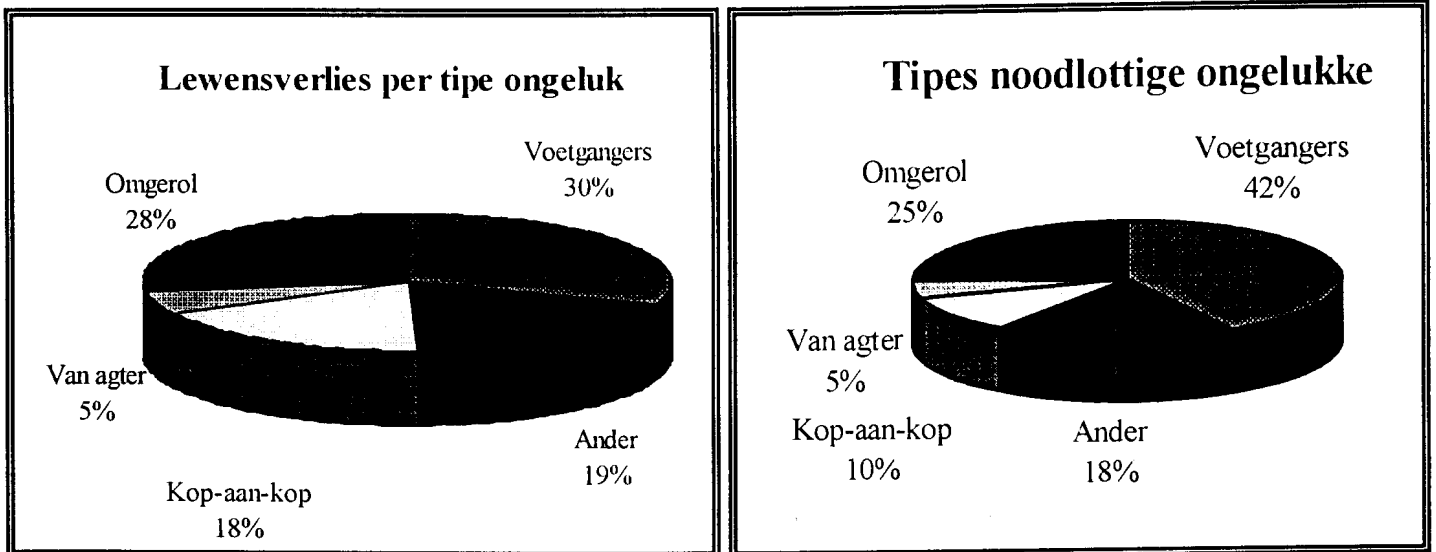
Die volgende statistieke dui die omvang van die probleem aan; dit is verkry van die Nasionale Verkeersveiligheidsraad (NVVR) in Pretoria. Ongeluksyfers is verkry vir die periode van 3 Desember 1996 tot 12 Januarie 1997, d.w.s die Desember skoolvakansie.

Gedurende hierdie tydperk kan bewys word dat 20 % van alle noodlottige ongelukke plaasgevind het in bakkies (Figuur 2.2). Die terminologie “noodlottige ongeluk” verwys na ‘n motorongeluk waarin een of meer insittendes hulle lewens verloor het.



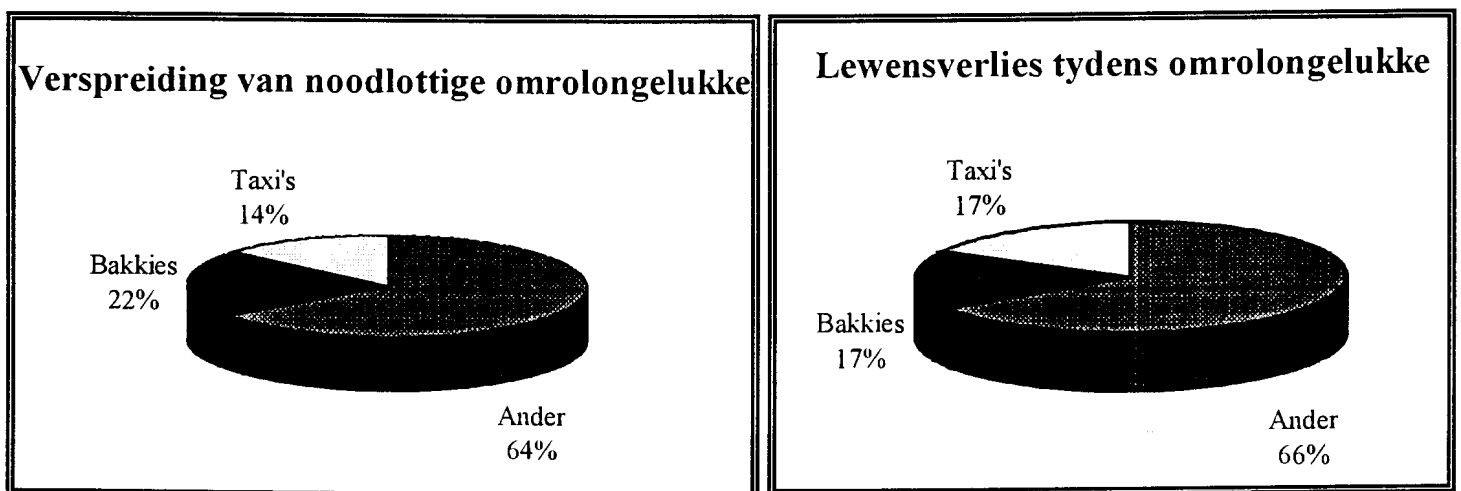
Figuur 2.2: Verspreiding van noodlottige ongelukke

Vanaf 3 Desember 1996 tot 12 Januarie 1997 is 881 noodlottige ongelukke gerapporteer waarin 1242 mense hulle lewens verloor het. Van die 881 noodlottige ongelukke was 217 omrolongelukke waarin 343 mense gedood is. Dit beteken dat in 25 % van alle noodlottige ongelukke die voertuig gerol het en dat 28 % van alle lewensverlies toegeskryf kan word aan omrolongelukke (Figuur 2.3).



Figuur 2.3: Tipes ongelukke en die gepaardgaande lewensverlies

Van hierdie 217 omrolongelukke het 47, oftewel 22 % plaasgevind in bakkies. Uit die 343 mense dood in omrolongelukke kan 58 sterftes, oftewel 17 %, toegeskryf word aan die omrol van bakkies (Figuur 2.4).



Figuur 2.4: Omrolongelukke en die gepaardgaande lewensverlies

As daar dus na die totale aantal noodlottige ongelukke gekyk word wat gedurende daardie periode plaasgevind het, vind ons dat 47 van die 881 ongelukke te wyte was aan die omrol van bakkies. Dit verteenwoordig 5.33 % van alle noodlottige ongelukke. Die aantal sterftes wat aan die omrol van bakkies gekoppel kan word, (58 uit 1242 sterftes) verteenwoordig 4.7 % van alle lewensverlies in hierdie

tydperk op die land se paaie. Dit klink nie baie hoog nie, maar vergelyk dit met die ongeluksyfers van minibustaxi's, wat algemeen aanvaar word as die hoogste ongeluksyfers in Suid-Afrika:

In dieselfde tydperk was 30 minibustaxi's in omrolongelukke betrokke, wat 3.4 % van alle ongelukke verteenwoordig en 58 mense het hulle lewens verloor tydens hierdie ongelukke, wat 4.7 % van alle lewensverlies in ongelukke verteenwoordig.

Hierdie is dus 'n definitiewe probleem wat aangespreek moet word en die einddoel is dat 'n vermindering in lewensverlies, tydens die omrol van bakkies, teweeggebring kan word deur hierdie navorsing.

HOOFSTUK 3: LITERATUURSTUDIE

3.1 Oorsig

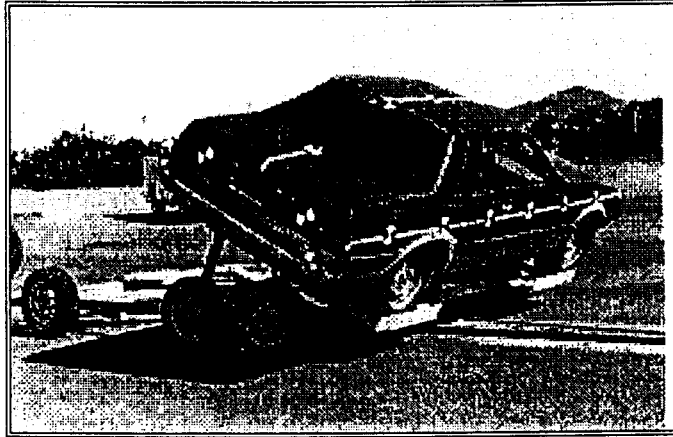
Die toetsing van 'n voertuig se veiligheid en sterkte tydens 'n ongeluk is 'n formidabele uitdaging vir enige ingenieur. Veldtoetse en standaardtoetsmetodes lewer nie tipiese resultate nie, d.w.s hierdie resultate is nie 'n werklike weerspieëling van 'n regte ongeluk nie. Die probleem is dat dit moeilik is om toetse te ontwerp wat realisties is en wat herhaalbare resultate oplewer. Die voertuig-kinematika, voertuigskade, oorsake van ongelukke en beserings van die insittendes is versprei oor 'n groot spektrum.

Daar is in die verlede baie verskillende toetse ontwerp en uitgevoer in 'n poging om die omrolverskynsel te kwantifiseer. 'n Paar van hierdie toetse sal hier bespreek word. Daar sal ook aandag gegee word aan hedendaagse toetse wat gebruik word vir die bepaling van die omrolsterkte van 'n voertuig. Let op dat baie van hierdie toetse nie die kragte en aksies van 'n regte ongeluk naboots nie, maar eerder as riglyn dien waarvolgens daar ontwerp kan word. Hierdie toetse is wel realisties, aangesien die toegepaste kragte gewoonlik in die regte ordegrootte is.

3.2 Navorsing op die omrolverskynsel

3.2.1 Toets en analise van voertuigomrolgedrag [13]

In hierdie artikel wat in 1990 gepubliseer is, word verslag gedoen oor navorsing van verskillende tegnieke waarmee die omrolverskynsel beter verstaan kan word. Daar is werklike omroltoetse gedoen met verskillende motors en verskillende omrolmetodes. Verskeie toetse is gedoen om geïnduseerde omrol te bestudeer. In geïnduseerde omrol tref die voertuig een of ander voorwerp, bv. 'n randsteen, terwyl dit sywaarts beweeg. Hierdie botsing veroorsaak dan dat die voertuig omrol.



Figuur 3.1: Geïnduseerde omrol deur middel van die trolliemetode

In die eerste toets word 'n voertuig op 'n spesiale trollie geplaas waarmee geïnduseerde omrol dan gesimuleer kan word. Die trollietoets is gedoen volgens die riglyne vervat in die Amerikaanse motorveiligheidsstandaard FMVSS 208. Die trollie is sodanig gebou dat dit 'n aanvanklike rolhoek van 23° aan die voertuig gee. (Sien fig 3.1). Die bande van die voertuig is 23 cm bo die grond wanneer dit op die trollie staan. Die trollie word vorentoe beweeg teen 44 km/h en dan geruk-stop. Die voertuig gly van die trollie af, tref die teer en rol om. Die hele toets word deur middel van hoë-spoedfotografie gedokumenteer.

Tydens die randsteen- en grondgeïnduseerde omroltoetse is die voertuie sywaarts getrek oor 'n gladde toetsarea. Die voertuie is laat los net voor die rolinduseringsmeganisme bereik is. In die geval van die randsteentoets is 'n 15 cm vierkantige staalbuis gebruik om die randsteen te simuleer. (sien fig 3.2).



Figuur 3.2: Geïnduseerde omrol deur 'n sywaartse gly in 'n randsteen in

Met die grondtoets is daar 'n gedeelte van die beton op die toetsarea verwyder en met 'n 30 cm grondlaag vervang. Grond word ook gesien as 'n rol induserings-meganisme en word dus op dieselfde manier as 'n randsteen benader. Hierdie toetse is ook deur middel van hoë-spoedfotografie gedokumenteer

Uit die eksperimentele data is 'n eenvoudige analitiese model saamgestel wat die geïnduseerde omrolgedrag voorstel. In hierdie model word daar aanvaar dat die krag wat benodig word om die rol te inisieer, konstant is. Met hierdie aanname is dit moontlik om die kragimpuls te bereken wat benodig word om die voertuig te laat omrol.

$$\left(\frac{F_T}{mg} - \frac{W}{2H_S}\right)^2 t^2 + \frac{W}{2H_S} \left(\frac{F_T}{mg} - \frac{W}{2H_S}\right) t^2 = 2 \left(\frac{1}{mgH_S}\right) \left(I_{xx} + \frac{mW^2}{4}\right) \left(\sqrt{\left(\frac{W}{2H_S}\right)^2 + 1} - 1\right) \quad (3.1)$$

Waar

F_T = die konstante tripkrag benodig vir omrol is. [N]

H_S = die hoogte na die massamiddelpunt is. [m]

W = die spoorwydte van die voertuig is. [m]

I_{xx} = die traagheidsmoment van die voertuig om die rolas is. [kgm^2]

m = die massa van die voertuig. [kg]

g = die gravitasiekonstante. [9.81 m/s^2]

t = die tydsduur van impak. [sek]

Uit die eksperimentele data is bevestig dat die model die randsteen- en grondomroltoetse se kragte redelik getrou voorspel. Die toets met die trollie word nie werklik deur hierdie model verteenwoordig nie, aangesien die effek van die aanvanklike 23° rolhoek nie in berekening gebring word deur die model nie.

3.2.2 Die meganisme van omrol as 'n gevolg van impak met 'n randsteen [1]

In hierdie artikel wat in 1975 gepubliseer is, word verslag gelewer oor navorsing op die meganisme van omrol. Die navorsing fokus op die meganisme van omrol wanneer 'n motor 'n randsteen of 'n ander soortgelyke voorwerp tref. Daar word bewys dat in 60% van alle omrolongelukke die voertuig een of ander rolinduserende struktuur, soos bv. 'n randsteen, getref het. In die dokument word daarop gewys dat die tydsduur van die botsing met die omrol-induserende voorwerp klein is, dus kan die kragte as impuls kragte gesien word. 'n Grafiese metode word gebruik om die terminaalnelhede na impak te bereken.

Die wiskundige-analise word gerugsteun deur 'n hoë-spoedfilm van die omroltoets. Die posisie van die massamiddelpunt en die beweging van die motor word wiskundig geformuleer vir die periode vanaf impak met die randsteen totdat die motor vir die eerste keer grond raak.

Die resultate van die navorsing dui op die volgende: die tydsduur van die impak van die motor met die randsteen is ongeveer 0.2 sekondes. Die kragte wat op die motor inwerk kan dus as 'n impuls gesien word. Daar is ook gevind dat die motor as 'n eenvoudige projektiel gesien kan word wanneer dit deur die lug beweeg en dat alle aerodinamiese effekte buite rekening gelaat kan word.

3.2.3 Die invloed van pad- en voertuigparameters op geïnduseerde omrol [15]

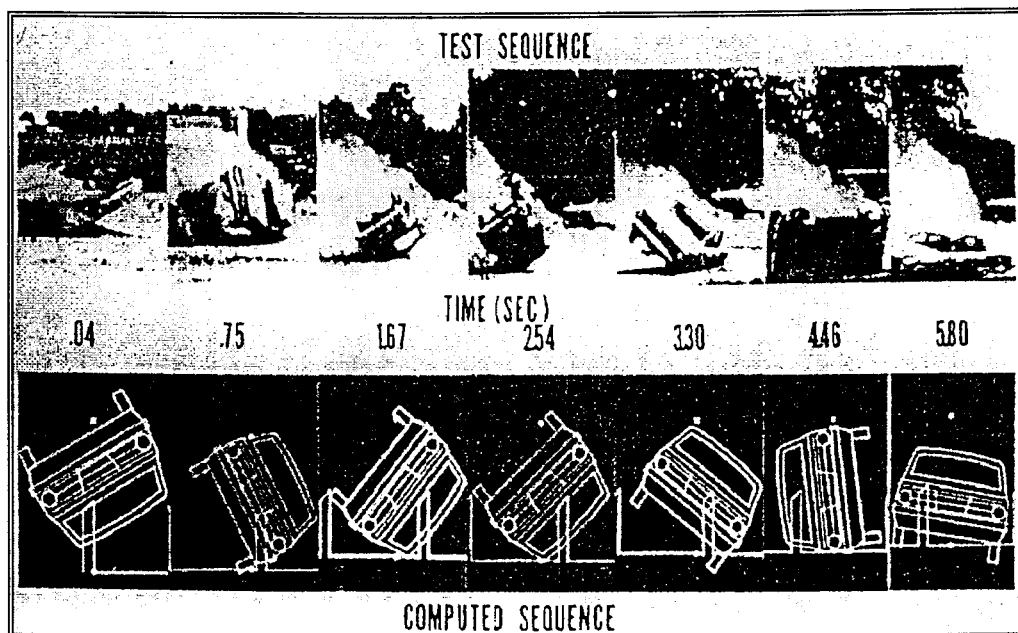
Hierdie artikel wat in 1989 gepubliseer is, lewer verslag oor 'n sensitiwiteitsanalise wat gedoen is op die STI (Systems Technology Inc.) omrolmodel. Die invloed wat verskillende ontwerp-, gebruiks- en omgewingsparameters op die respons van 'n komplekse meganiese stelsel het, is ondersoek. Deur hierdie analise is meer insig verkry oor die invloed wat verskillende voertuig- en padparameters het op geïnduseerde omrolgedrag.

Gedeeltes van die wiskundige model wat in die STI-program gebruik is, word in die verslag in breë trekke bespreek. Die redes vir modifikasies wat aangebring is aan die model, word bespreek aan die hand van resultate wat verkry is deur die gebruik van die program. Die volgende hoofbevindinge is gemaak:

- 1) 'n Voertuig se geometriese-parameters het verreweg die grootste invloed op die omrolstabiliteit van die voertuig tydens 'n geïnduseerde omrol. Die beste maniere om 'n voertuig se omrolstabiliteit te verbeter, is om die spoorwydte te vergroot, of om die hoogte na die massamiddelpunt te verklein.
- 2) Die geometriese-parameters van die suspensiestelsel het 'n minimale invloed op die omrolstabiliteit van die voertuig. Hierdie parameters is bv. die afstand tussen die vere of die afstand vanaf die rolas van die voertuig na die wielas.
- 3) Die massa-parameters het 'n groot invloed op die omrolstabiliteit van die voertuig, maar nie so 'n groot invloed soos die geometriese-parameters nie. Die omrolstabiliteit van die voertuig kan verhoog word deur die geveerde massa te verhoog. Deur die massa te verhoog, word die vere saamgedruk en die massamiddelpunthoogte word verminder. Die traagheidsmoment om die rolas kan ook vergroot word, wat dan die rolbeweging van die voertuig teenwerk en groter stabiliteit tot gevolg het.
- 4) Die veerstyfhede, skokbrekers en ander dempers het slegs 'n klein invloed gehad op die beweging van die voertuig in 'n geïnduseerde omrol.
- 5) Parameters wat te doen het met eksterne kragte, bv. die deformatsiekragte tydens impak, speel 'n groot rol. Hoe meer energie gebruik word om die voertuig te deformeer, hoe minder energie bly oor om die voertuig te laat omrol.

3.2.4 Voorspelling van voertuigomroldinamika deur middel van wiskundige modellering. [5]

In hierdie artikel van 1969 word daar na drie faktore verwys wat gebruik kan word om omrolveiligheid te definieer. Hierdie faktore is: die geneigdheid van die voertuig om te rol, die waarskynlikheid van die voertuig om op sy dak te land en die daksterkte. Daar word egter nie in diepte na enige van hierdie faktore gekyk nie. 'n Baie vereenvoudigde 2-dimensionele model word gebruik om 'n rekenaarsimulasie te doen. Die rekenaartegnologie is oud, maar die program voorspel 'n spesifieke omrolsituasie redelik akkuraat. (sien fig 3.3).



Figuur 3.3: Rekenaarvoorspelling teenoor die werklike toets

Die artikel het nie werklik soveel nut nie, behalwe vir die feit dat daar bewys word dat die behoud van momentum beter resultate lewer as wanneer daar van die behoud van energie gebruik gemaak word.

3.2.5 Snelheidvoorspellings in voertuigomrol. [23]

In hierdie dokument wat in 1976 deur die Calspan Corporation gepubliseer is, word analitiese vergelykings vir die bepaling van ongeluk-omrolsnelhede weergegee. Hierdie vergelykings word getoets aan die hand van 'n 3-dimensionele rekenaarsimulasieprogram. Na afloop van die simulase is veranderings aan die vergelykings aangebring om sodoende die akkuraatheid te verhoog. Uit die simulase het die volgende aspekte na vore gekom:

- 1) In geïnduseerde omrol kan die behoud van hoekmomentum gebruik word om die minimum lateralesnelheid te bepaal waarby omrol sal plaasvind. Die behoud van energie-vergelykings lewer nie akkurate resultate nie. Deur van die behoud van momentum gebruik te maak, kan die volgende vergelyking opgestel word:

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(\frac{k^2 + H_s^2 + y_a^2}{H_s^2} \right) (l - H_s)} \quad (3.2)$$

$$\left. \begin{array}{l} l = \sqrt{H_s^2 + y_a^2} \\ \text{of} \\ l = h_c + y_s \end{array} \right\} \text{grootste}$$

Waar

V = Minimum lateralesnelheid benodig vir omrol. [m/s]

k = Traagheidstraal van die motor om die rolas. [m]

H_s = Hoogte van die massamiddelpunt bo die grond. [m]

y_a = Spoorwydte van die voertuig gedeel deur twee. [m]

y_s = Breedte van die bakwerk van die voertuig gedeel deur twee. [m]

h_c = Hoogte van die tripmeganisme, bv. die randsteen. [m]

g = Gravitasiestreekte [9.81 m/s²]

- 2) In eenvoudige omrol, waar die voertuig oor 'n hoë-wrywingsarea beweeg, tipies sagte grond, kan die werk-energie-vergelykings gebruik word om 'n redelike benadering van die laterale snelheid te gee.

- 3) Wanneer die voertuig deur die lug trek na impak met die rol induseringsmeganisme, moet die optimum elevasiehoek gebruik word in die berekening van die lateralesnelheid. Die optimum elevasiehoek is die hoek wat die grootste horisontale afstand sal oplewer vir 'n sekere spoed. Die algemene gebruik van 'n 45° elevasiehoek kan tot ernstige analitiese foute lei.

3.2.6 Ontwikkeling en toetsing van Ligte Voertuig Dinamiese Simulasie (LVDS). [12]

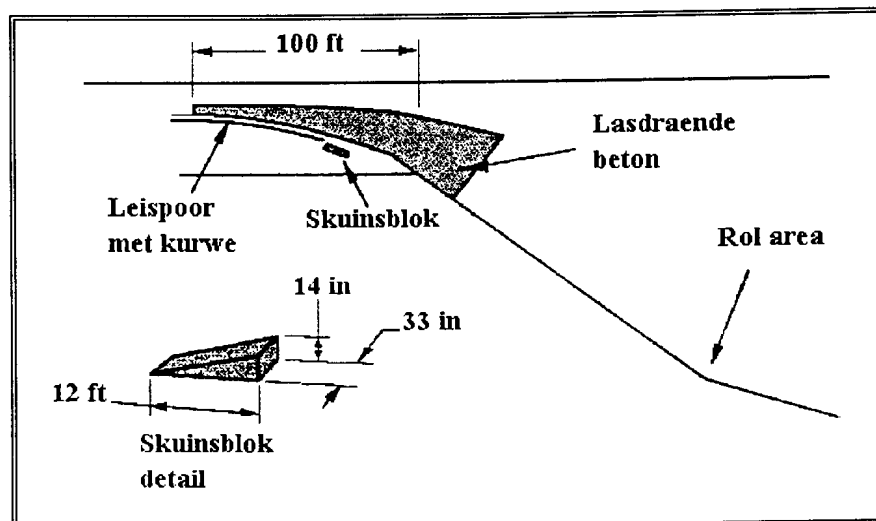
Die ontwikkeling en toetsing van 'n voertuigsimulasieprogram word behandel in hierdie artikel wat in 1992 gepubliseer is. Die program simuleer die komplekse dinamiese response van voertuie in 'n verskeidenheid van bewegings. Hierdie bewegings sluit rem, versnel, gly, tol en omrol van voertuie in.

Die omrolmodel bestaan uit twee massas: die geveerde massa en die ongeveerde massa. Die geveerde massa is die bakwerk van die voertuig saam met die enjin en die totale vrag. Die ongeveerde massa is die onderstel, suspensie en bande van die voertuig. Hierdie twee massas is met mekaar verbind deur verskillende suspensielemente soos vere en dempers. Daar word gebruik gemaak van die behoud van energie in die omrolberekeninge om te bepaal of 'n voertuig gaan omrol in 'n gegewe situasie of nie.

3.3 Toetsstandaarde in gebruik by die toets van omrolongelukke

3.3.1 SAE aanbeveelde spoor- en skuinsblokmetode [6]

Hierdie metode wat in 1963 deur die SAE voorgestel is, maak gebruik van 'n spoor met 'n effense kurwe in wat gebruik word om die motor te lei. Die spoor lei die motor tot in die kurwe waar die binneste wiel dan oor 'n skuinsblok beweeg wat die nodige rolmomente verskaf om 'n rol te induseer. Die voertuig kan getrek, gestoot of deur eie krag beweeg word al langs die spoor af. Die toets is ontwerp vir gebruik by passasiersvoertuie en die voertuig moet teen 'n spoed van 45 - 50 mph (72 - 81 km/h) die skuinsblok tref.



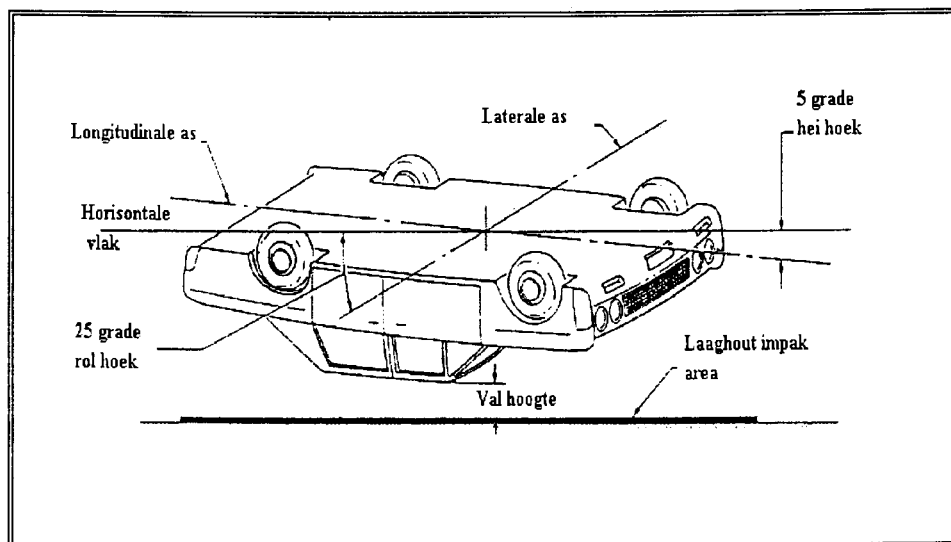
Figuur 3.4: Opstelling van die omroltoetsarea

Die hele eksperiment word gewoonlik gedokumenteer deur middel van hoëspoedfotografie. Daar kan ook gebruik gemaak word van versnellingsmeters wat tri-aksiaal gemonteer word op die vloer van die voertuig. Alhoewel hierdie dinamiese metode 'n omrol van die voertuig verseker, is die roldinamika nog steeds nie tot 'n bevredigende mate herhaalbaar nie en word daar dus nie werklike werkbare resultate verkry nie. Die toets word dus meestal gebruik vir die bestudering van die kinematika van die voertuig en die insittendes tydens so 'n omrolongeluk, eerder as vir die bepaling van die sterkte van die voertuigraam.

3.3.2 SAE-Onderstebo valtoetsprosedure. [7]

Om die herhaalbaarheidsprobleem te probeer oplos, is daar 'n paar laboratoriumtoetse ontwikkel om die daksterkte van voertuie te probeer evalueer. In die SAE "inverted vehicle drop test procedure", word 'n motor onderstebo aan kables gehang bo 'n impakblad. Die voertuig word sodanig gehang dat dit 'n longitudinale heihoeke van $5^\circ \pm 0.5^\circ$ en ook 'n laterale rolhoeke van $25^\circ \pm 0.5^\circ$ met die horisontaal maak. Die voertuig word dan laat val op so 'n wyse dat die longitudinale en laterale oriëntasie behoue bly. Die prosedure maak egter geen aanbevelings oor die hoogte wat die voertuig gelig moet word nie.

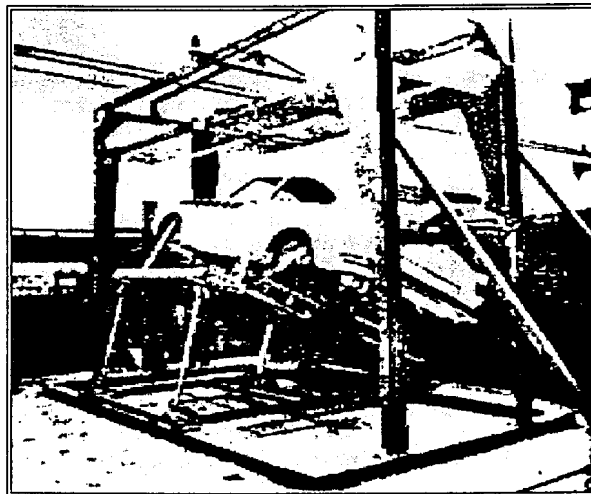
Hierdie is 'n baie strawwe toets aangesien die meeste kinetiese energie op een kant van die dakstruktuur op die voorruitversterkingspilaar angewend word. Dit is kontrasterend met omrol, aangesien daar 'n progressiewe dissipasie van energie oor verskeie gedeeltes van die voertuig plaasvind tydens 'n omrolongeluk.



Figuur 3.5: Los posisie vir die onderstebo valtoetsprosedure

3.3.3 Volkswagen motordak impaktoetsprosedure. [8]

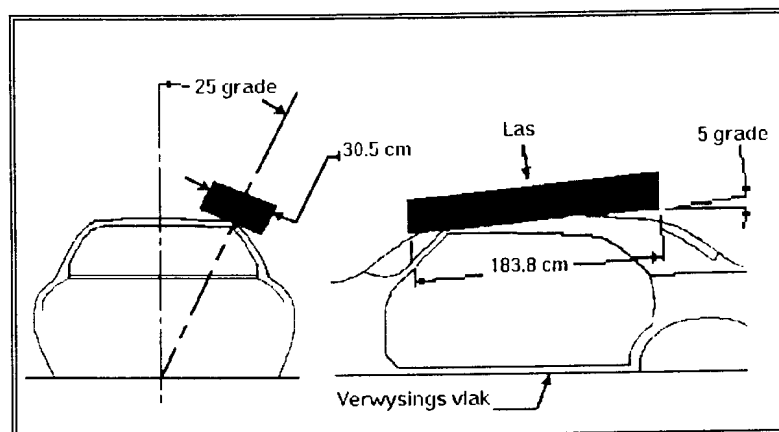
Volkswagen het ook 'n laboratoriumprosedure ontwikkel om die daksterkte van 'n voertuig te bepaal, met die oog op die omrolverskynsel. In hierdie toets word die voertuig in 'n raamwerk vasgebout teen sekere hoeke, die hoekgroottes vir die longitudinale- en laterale aste stem omtrent ooreen met die hoekgroottes wat gebruik word by die "inverted vehicle drop test procedure" (paragraaf 3.3.2). 'n Plat impakplaat, met 'n massa wat ekwivalent is aan die massa van 'n leë voertuig, word dan vanaf 'n sekere hoogte op die dak van die voertuig laat val. Hierdie toets is soortgelyk aan die vorige toets (SAE Onderstebo valtoetsprosedure), behalwe dat die belasting baie akkurater aangewend kan word. (sien fig 3.6).



Figuur 3.6: Die volkswagen motordak impaktoetsopstelling

3.3.4 SAE-Passasiersmotordak platdrukprosedure. [17]

In hierdie toets word die bakwerk van die voertuig plat gemonteer op 'n toetsoppervlakte, sodat bande en suspensie geen invloed sal hê op die toets nie. 'n Plat plaat word gebruik om 'n toetslas teen 'n gespesifiseerde tempo (13 mm/s) toe te pas. Die oriëntasie van die las ten opsigte van die voertuig is dieselfde as in die vorige twee gevalle: $25^\circ \pm 1^\circ$ rolhoek in die laterale rigting en $5^\circ \pm 1^\circ$ heihoeck in die longitudinale rigting. (sien fig 3.7).



Figuur 3.7: Toetsapparaat en opstelling vir dakdruktoets

3.3.5 Verenigde Nasies ooreenkoms in verband met busse (E/ECE/324). [9]

In hierdie regulasie wat in 1986 in werking gestel is, word die sterkte van groot passasiersdraende voertuie, oftewel busse, se bobou ondersoek. Die ooreenkoms bevat 'n paar toetse wat gebruik kan word om die sterkte van die bobou van 'n bus te toets met die oog op die omrolverskynsel.

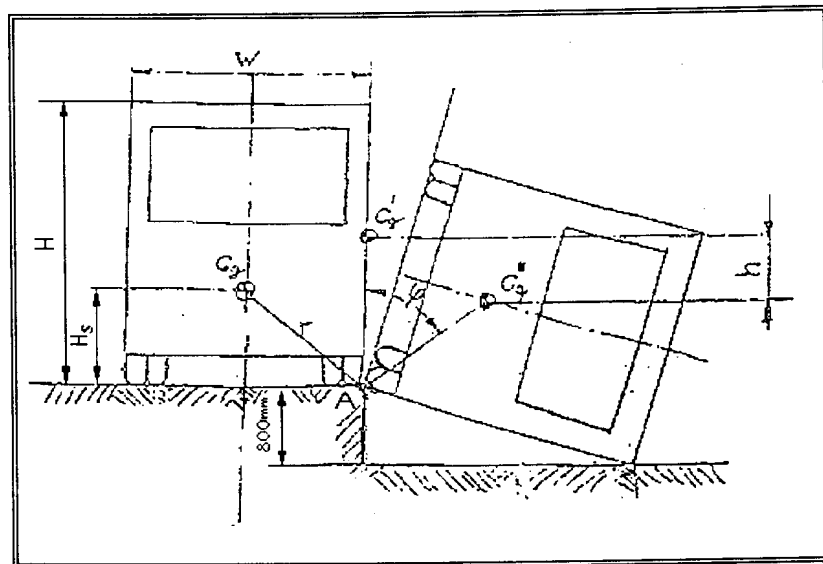
3.3.5.1 Omroltoets op hele bus

Die eerste tipe toets wat uitgevoer kan word, is die omrol van 'n hele bus. Die bus word op 'n platform geplaas en dan na die een kant toe omgerol deur die platform aan die een kant op te lig. Die opstelling van die toets is sodanig dat die impakarea waarop die bus val op 'n laer vlak is as die platform. (sien fig 3.8). Op hierdie manier word verseker dat die bus op die boonste hoek van die bobou sal val.

Daar word 'n residuele spasie gespesifiseer binne-in die bus. Hierdie spasie moet behoue bly tydens en na die impak en geen voorwerp mag in die spasie indring nie.

3.3.5.2 Pendulumtoets op gedeelte van bobou.

Die boonste hoek van die bobou van die bus word met 'n pendulum geslaan. Die energie wat deur die pendulum aan die bus oorgedra word, word bereken deur gebruik te maak van die bogenoemde toets. Die bus word in teorie omgerol, die verplasing van die massa middelpunt word grafies bepaal, en die energie wat gedissipeer word in die val kan nou bereken word. (sien fig 3.8).



Figuur 3.8: Grafiese bepaling van totale energie in omroltoets van bus

Die pendulum moet die struktuur teen 'n snelheid van tussen 3 - 8 m/s tref. Die hoogte wat die pendulum gelig moet word, kan uit die energieberekening verkry word. Die residuele spasie moet ook hier behoue bly.

Hoë-spoedfotografie en profielvorme word gebruik om te sien of die struktuur nie dalk in die residuele spasie in beweging is, wanneer die pendulum die struktuur tref.

aangewend op die OBS. Kragvergelykings word gegee waarmee die belastings uitgewerk kan word vir elke tipe voertuig, bv.

$$F = 70000 \left[\frac{m}{10000} \right]^{1.2} \quad (3.4)$$

Waar

F = Kraginset tot die OBS [N]

m = Totale ongelaaide massa van die voertuig [kg]

Hierdie vergelyking is vir 'n sywaartse kraginset tot die OBS op voertuie met 'n massa van minder as 59499 kg. Die toetse is van min waarde vir hierdie navorsing, aangesien die kragte en voertuigmassas ver buite die bereik val van die voertuie wat hier getoets sal word. Die enigste waarde is die aanwendingsposisies van die kragte asook die praktiese toepassing van die toetse.

3.3.7 Werkverrigtingsvoorspelling van omrolbeskermende strukture (OBS) deur middel van analitiese metodes. [4]

In hierdie inligtingsartikel van die SAE word riglyne gegee vir die analitiese berekening van die sterktes van OBS. Hier word daarop gewys dat die analise in twee areas verdeel kan word, nl. lineêre- en nie-lineêre gedrag. In die lineêre area geskied die deformatsie in die elastiese gebied, terwyl daar plastiese vervorming voorkom in die nie-lineêre area.

Hier word gestel dat die berekeninge om die defleksies te voorspel in die plastiese en die elastiese gebiede van die materiaal moet geld. As daar in die plastiese gebied gewerk word, moet die verandering van die deursnitarea in ag geneem word. Die voorspelling van lokale- sowel as kolomknikking moet in die analises ingesluit word. Die lasplekke op die OBS moet ook geanaliseer word as daar enige twyfel rondom die sterkte van die lasplek is.

3.4 Bespreking

Uit die voorafgaande toetsmetodes en -opstellings word bevind dat daar heelparty toetsprosedures bestaan waarmee voertuie se sterkte tydens 'n omrolongeluk geverifieer kan word. Hierdie toetse is ongelukkig vir spesifieke voertuie ontwikkel en kan dus nie onveranderd gebruik word as 'n standaard vir bakkie-kappies nie.

Met spesifieke verwysing na ECE/324 (par. 3.3.5), wat as die basis van hierdie navorsing gebruik is, blyk dit dat die kragtevergelykings aangepas of geheelanal verander sal moet word sodat dit op bakkie-kappies van toepassing sal wees. Hierdie vergelykings sal geverifieer moet word om seker te maak dat dit die werklikheid weerspieël. Die verifieering sal dien as maatstaf van hoe die vergelykings aangepas moet word.

Die besluit is deur die SABS geneem om so ver as moontlik te hou by die ECE/324-spesifikasie. Om die bestaande energievergelykings te verifieer, of liever te kalibreer, sal daar gebruik gemaak word van vgl. 3.2. Hierdie vergelyking lewer die minimum lateralesnelheid waarby 'n spesifieke voertuig sal omrol. As die snelheid bekend is, kan die kinetiese energie van die voertuig net voor dit rol bereken word. Hieruit sal dit moontlik wees om òf vergelyking 3.3 aan te pas, òf 'n ander maatstaf vir die insetenergie te verkry.

As daar na analitiese metodes gekyk word waarmee die sterkte van die bakkie-kappies geverifieer kan word, word bevind dat dit noodsaaklik is om vervorming wat in die plastiese gebied plaasvind, in ag te neem (paragraaf 3.3.7). Die moontlike vervorming van die struktuur in die plastiese gebied van die materiaal word ook aangespreek in ECE/324 (paragraaf 3.3.5.3). In hierdie verhandeling gaan die kappie deur middel van eindige element analise ontleed word, ten einde die analitiese berekeningsmetode te ondersoek.

Die eindige element analise wat op die kappie gedoen word, sal dus 'n nie-lineêre analise wees, om voorsiening te maak vir vervorming in die materiaal se plastiese

gebied. As gevolg hiervan sal dit nodig wees om materiaaltoetse te doen sodat die spannings- teen vervormingskurwe van die materiaal verkry kan word, wat vir nie-lineêre analises benodig word.



HOOFSTUK 4: VOERTUIGEIENSKAPPE.

4.1 Oorsig

Om die SABS se voorgestelde toetsspesifikasie, ECE/324, te evalueer, moet dit vergelyk word met ander metodes. Dit kan gesien word dat die traagheidsmoment en die omrolsnelheid van die voertuig nie in berekening gebring word in ECE/324 nie. Daar word voorgestel dat energie-insette bereken in ECE/324, vergelyk word met 'n toetsmetode wat die omrolsnelheid en traagheidsmoment van die voertuig in berekening bring.

Die voorgestelde toetsspesifikasie ECE/324 is reeds behandel in hoofstuk 3.3.5, en die volledige spesifikasie kan gevind word in Appendix B. In hierdie hoofstuk gaan daar gekyk word na die eienskappe van die verskillende voertuie wat getoets is. Daar gaan gekyk word na die eksperimentele opstellings wat gebou is, asook die eksperimente wat uitgevoer is om die voertuigeienskappe te bepaal. Laastens sal daar gekyk word na die resultate wat verkry is.

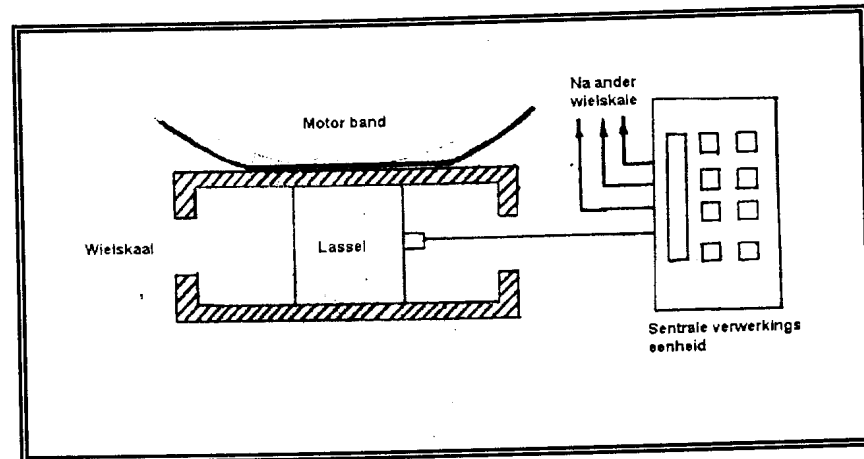
4.2 Massamiddelpunte

4.2.1 Apparaatbeskrywing

Die posisie van die massamiddelpunt is 'n baie belangrike eienskap van 'n voertuig en word benodig vir selfs die heel eenvoudigste berekeninge.

Daar is geen definitiewe riglyne in die literatuur beskikbaar wat gebruik kan word as 'n maatstaf vir die hoogtes van verskillende voertuie se massamiddelpunte nie. Dit was dus nodig om die massamiddelpunte van die verskillende voertuie eksperimenteel te bepaal.

Die metings is gedoen op 'n spesiale vervoerbare meetstelsel. Die stelsel bestaan uit vier skale wat elk saamgestel is uit 'n lassel en 'n 300 mm x 300 mm metaal plaat wat aan weerskante van elke lassel vasgeheg is om 'n skaal te vorm waarop 'n voertuig se band kan staan.



Figuur 4.1: Wielskaalopstelling

Die lasselle word almal aan 'n sentrale verwerkingseenheid gekoppel. Die sentrale verwerkingseenheid besit funksies waarmee die skale ge-zero kan word. Verder kan dit ook metings van die vier skale verwerk deur die totale massa, massa op die linker- of regterkant van die voertuig, of massa voor en agter te bereken.

Tabel 4.1: Apparaatopsomming:

Vervaardiger:	Rebco
Serie/Reeksnommer:	0429968
Bereik:	500 kg / 10 volt

4.2.2 Opstelling

Drie 1-tonbakkies is gebruik in die toetse. Voor die massamiddelpunte van die verskillende voertuie bepaal kon word, was dit nodig om al die geometriese eienskappe van die voertuie te bepaal. Dit is gedoen deur alle dimensies wat noodsaaklik is, op te meet en die waardes te verwerk na 'n gekose assestelsel. Die

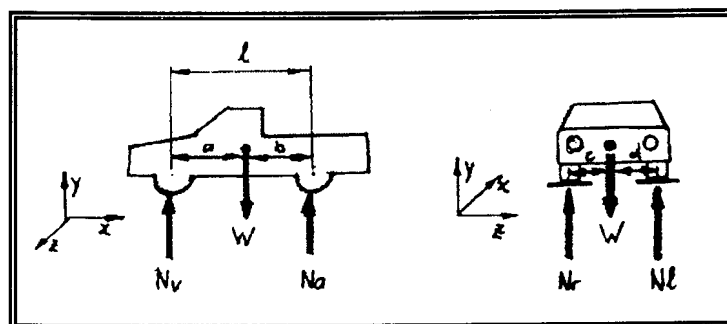
assestelsel is by die voorste regterkantste wiel van die voertuig geplaas op grondvlak. Die geometriese eienskappe van elke voertuig word eers gelys, aangesien alle berekeninge met hierdie eienskappe as basis gedoen is.

Die geometriese eienskappe van die verskillende bakkies, soos gemeet, word gelys in Tabel 4.2. Die bakkies wat gebruik is, is 'n Ford Courier, 'n Toyota Hilux, en 'n Nissan 1800.

Tabel 4.2: Geometriese data van die verskillende voertuie

	Ford [mm]	Toyota [mm]	Nissan [mm]
Asafstand [mm]	3000	2640	2950
Spoorwydte [mm]	1440	1340	1380
Wielradius [mm]	325	325	325
Wielbreedte [mm]	170	170	170
Grondvryehoogte [mm]	320	370	340
Hoogte van dak	1565	1560	1565
Lengte van dak	710	680	700
Lengte van bak	2360	1880	2320
Hoogte van bak	720	695	700
Bakmodderskermhoogte	940	905	950
Sitplekhoogte	670	610	620

Die massamiddelpunt van die voertuig word bepaal deur die voertuig se vier wiele elkeen op 'n wielskaal te plaas, terwyl die voertuig op 'n horisontale vlak staan.



Figuur 4.2: Bepaling van die horisontale posisie van die massamiddelpunt

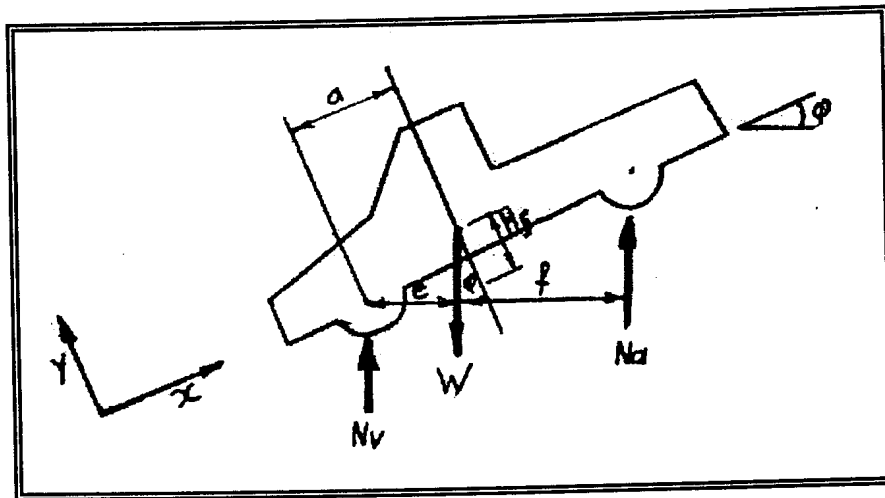
Die massaverspreiding van die voertuig word bepaal met behulp van die wielskale.

Deur gebruik te maak van die vergelykings

$$a = \frac{N_a \cdot l}{W} \quad (4.1)$$

$$b = l - a \quad (4.2)$$

kan die massamiddelpunt se posisie in die x- en z-rigtings bepaal word. Die voertuig word hierna teen 'n helling laat staan sodat die agterkant hoër is as die voorkant. Die massaverspreiding tussen die vier wiele word dan weer met die wielskale gemeet (Fig 4.3).



Figuur 4.3: Bepaling van die hoogte van die massamiddelpunt

Die posisie van die massamiddelpunt in die y-rigting kan nou bepaal word deur van die volgende vergelyking gebruik te maak:

$$H_s = H_w + \frac{a \cdot \cos \varphi - e}{\sin \varphi} \quad (4.3)$$

Waar

H_s = Totale hoogte van die massamiddelpunt bo die grond. [m]

H_w = Wielradius. [m]

Al drie die 1-tonbakkies van die verskillende vervaardigers is op hierdie wyse getoets.

Die posisies van die massamiddelpunte soos dit bepaal is, word in Tabel 4.3 gelys. Die oorsprong van die assestelsel is geplaas by die regterkantste voorste wiel van die voertuig, op grondvlak. Die rigtings is as volg gedefinieer: +X agtertoe, +Y opwaarts, +Z links (sien Figuur 4.2).

Tabel 4.3: Massamiddelpuntposisies

Voertuig	Massa [kg]	x-as afstand [mm]	y-as afstand [mm]	z-as afstand [mm]
Ford	1242	1328	725	694
Toyota	1261	1277	954	648
Nissan	1347	1371	670	641

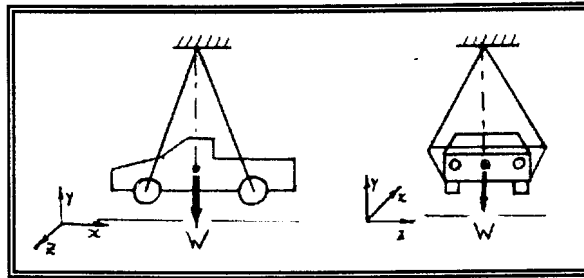
Groot verskille in die hoogte van die massamiddelpunte kan gesien word, met die Toyota-bakkie wat die grootste hoogte het. Die massamiddelpunthoogte van 954 mm kan heelwaarskynlik daaraan toegeskryf word dat die bakkie 'n kortbakmodel is. 'n Langbakmodel het 'n lang onderstel wat massa op 'n lae hoogte tot die bakkie toevoeg. By die kortbakmodel is die hoeveelheid massa wat deur die onderstel toegevoeg word, te min om die massamiddelpunthoogte noemenswaardig te laat daal. Daar is moontlik ander faktore wat ook 'n rol speel, maar dit val buite die bestek van hierdie werk om dit na te vors.

4.3 Traagheidsmomente

4.3.1 Opstelling

Die traagheidsmomente van 'n voertuig het 'n groot invloed op die gedrag van die voertuig. Voertuie se traagheidsmomente verskil van tipe tot tipe. Dit was dus ook nodig om die verskillende toetsvoertuie se traagheidsmomente eksperimenteel te bepaal.

'n Toetsopstelling is gebou waarmee die voertuie getoets kon word, aangesien toegang nie verkry kon word tot 'n volledige werkende opstelling nie.



Figuur 4.4: Opstelling van die traagheidsmomenttoets

'n Eenvoudige struktuur is gebou waarmee die voertuie opgehys kon word. Geweefde bande (Eng: "tie-downs") waarmee swaar goedere vasgebind en opgehys word, is gebruik om die voertuig aan op te hang. Die bande is deur middel van metaalhakke deur die vellings van die wiele van die voertuie vasgeheg. Die los punte van die bande is aan die bo-punt vasgeheg aan die oorhoofse hyskraan in die toetslokaal.

Elke band is verstelbaar deur middel van 'n palrat, waarmee dit afsonderlik verstel kan word. Dit maak dit dus moontlik om deur die verstelling van die bande, die voertuig heeltemal horisontaal te laat hang.

Stutbalke is ontwerp om die geweefde bande voor en agter van die bakwerk van die voertuie af weg te hou. Dit is gedoen om te verseker dat die bande nie die bakwerk van die voertuig bokant die wiele inmeekaardruk wanneer die voertuig opgehys word nie.

Elke band het 'n breeksterkte van 5 ton en het 'n lengte van 6 m. Die stutte is gemaak van dikwand pyp met 'n buite diameter van 80 mm en 'n wanddikte van 4 mm. Elke stut het 'n lengte van 3 m en is ontwerp met knikking as hoofalingsmoontlikheid.

Deur gebruik te maak van hierdie metode, is die nut van die swaar ondersteuningstruktuur waarop die voertuig normaalweg moet staan, uitgeskakel.

4.3.2 Berekeningsmetodiek

Nadat die massamiddelpunte van die drie bakkies bepaal is, kon daar voortgegaan word met die bepaling van die traagheidsmomente.

Die metode wat gebruik is vir die berekening van die traagheidsmomente berus op die periodiese ossillasie van 'n slinger. Die voertuig word in die lug opgehang op so 'n wyse dat dit in enige rigting geswaai kan word (sien par 4.3.1). Die voertuig moet heeltemal horisontaal hang, d.w.s. die massamiddelpunt van die voertuig moet direk in lyn wees met die skarnierpunt waarom die voertuig geswaai word. Die voertuig word dan stadig geswaai in die x- of z-rigtings om die traagheidsmomente om die hei- of rolasse respektiewelik te vind (sien fig 4.4).

Die traagheidsmoment om die hei-as is nie nou ter sprake nie, en dus word die resultate nie hier bespreek nie. Die voertuig is in die z-rigting geswaai sodat die traagheidsmoment om die rolas gevind kon word. Die amplitude van ossillasie is klein gehou aangesien die teorie waarmee 'n fisiese slinger se eenvoudige harmoniese beweging beskryf word, slegs by klein hoeke akkurate resultate lewer (sien Appendix B). Lugweerstand begin verder ook 'n rol speel by groter amplitudes en die eksperiment begin ook gevaarlik raak.

Die tyd wat dit die voertuigopstelling neem om 10 ossillasiesiklusse te voltooi, word gemeet en dan deur 10 gedeel om die periode van ossillasie te vind. Daar word gebruik gemaak van 10 ossillasiesiklusse vir die meet van die tyd sodat enige reaksiefoute wat mag opduik by die persoon wat meet, geminimaliseer word.

Die effektiewe slingerlengtes (afstand vanaf die skarnierpunt tot by die massamiddelpunt van die voertuig) en die periodes van ossillasie soos dit gemeet is, word gelys aangesien dit 'n groot invloed op die berekeninge het.

Tabel 4.4: Periodes van ossillasie en slingerlengtes

	rol [sek]	hei [sek]	Lengte [m]
Ford	4.77	4.88	5.5
Toyota	4.85	4.94	5.45
Nissan	4.80	4.92	5.57
balke 49kg	4.39	4.32	5.25

Hierna word daar gebruik gemaak van vergelyking 4.4 om die traagheidsmoment van die opstelling rondom die skarnierpunt te vind. Die traagheidsmomente word gegee in eenhede van kgm^2

$$I_s = \frac{mgsT^2}{4\pi^2} \tag{4.4}$$

Waar

I_s = Traagheidsmoment van die opstelling om die skarnierpunt. [kgm^2]

m = Totale massa van die opstelling (stutbalke ingesluit). [kg]

s = Afstand vanaf skarnierpunt tot by massamiddelpunt van opstelling [m]

g = Gravitasiestokantante. [9.81 m/s^2]

T = Periode van ossillasie van die “slinger”. [sek]

Tabel 4.5: Traagheidsmomente van die voertuie om die skarnierpunt

	I_{sx} (rol-as) kg m^2	I_{sz} (hei-as) kg m^2
Ford	40145	42035
Toyota	41731	43294
Nissan	44565	46764
balke 49kg	1231	1192

Deur gebruik te maak van Steiner se stelling vir parallelle asse, kan die traagheidsmoment van die voertuig om die rolas, wat deur die massamiddelpunt van die voertuig loop, bepaal word vanuit die berekende traagheidsmoment om die skarnierpunt.

$$I_o = I_s - m \cdot S^2 - I_c \quad (4.5)$$

Waar

I_o = Traagheidsmoment van die voertuig om massamiddelpunt. [kg m²]

I_s = Traagheidsmoment van die opstelling om die skarnierpunt. [kg m²]

I_c = Traagheidsmoment van die ondersteuningstruktuur, sonder die voertuig, om die skarnierpunt. [kg m²]

m = Massa van die voertuig [kg]

S = Afstand vanaf skarnierpunt tot by massamiddelpunt van voertuig [m]

Tabel 4.6: Traagheidsmomente van die voertuie om eie massamiddelpunte

	lox (rolas) kg m²	loz (hei-as) kg m²
Ford	1342	3271
Toyota	3044	4646
Nissan	1467	3705

As die resultate ontleed word, word waargeneem dat die traagheidsmoment van die Toyota-bakkie aansienlik hoër is as die traagheidsmomente van die ander twee bakkies. Dit kan hoofsaaklik toegeskryf word aan die hoër posisie van die massamiddelpunt.

4.4 Bespreking

Daar kan gesien word dat die drie toetsvoertuie baie uiteenlopende eienskappe het. Groot verskille in die hoogte van die massamiddelpunte kan gesien word. Hierdie waardes beïnvloed ook die traagheidsmomente van die voertuie. Die resultate wat hier verkry is, kan nou in die volgende hoofstukke verwerk word en gebruik word as basis vir die energiekriterium

HOOFSTUK 5: ENERGIEKRITERIUM

5.1 Oorsig

In hierdie hoofstuk word die bepaling van die energiekriterium behandel. Om die SABS se voorgestelde toetsspesifikasie, ECE/324, te evalueer, moet dit vergelyk word met ander metodes. Dit kan gesien word dat die traagheidsmoment en die omrolsnelheid van die voertuig nie in berekening gebring word in hierdie spesifikasie nie. Daar word voorgestel dat ECE/324 vergelyk word met 'n toetsmetode wat die omrolsnelheid en traagheidsmoment van die voertuig in berekening bring. Die hoofstuk begin deur konsepte wat betrekking het op die bepaling van die omrolsnelheid van 'n voertuig, te verduidelik. Die bewegingsvergelykings wat gebruik is, word verduidelik en die energie-insette word bepaal.

5.2 Minimum omrolsnelheid

Alhoewel daar verskeie maniere is waarvolgens voertuie kan omrol, word daar meestal gekonsentreer op die randsteentripmeganisme vir die analitiese beskrywing van omrolinisië. As daar na omroltoetse gekyk word, word daar altyd gekyk na die snelheid waarby die rol plaasgevind het. Voertuigstabiliteit speel 'n baie groot rol hier. Voertuie se stabiliteit hang hoofsaaklik af van sekere geometriese- en massa-eienskappe wat kenmerkend is aan 'n voertuigmodel. Hierdie eienskappe sluit onder andere die massa, massamiddelpuntposisie, en die traagheidsstraal van die voertuig in.

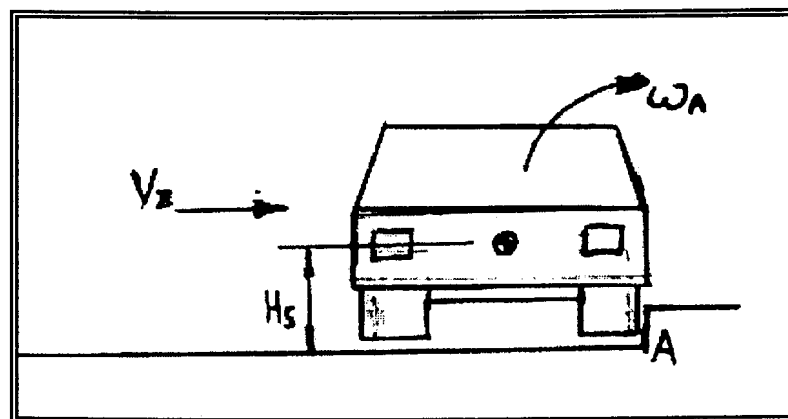
Ons kan nie presies voorspel wat met 'n voertuig sal gebeur nadat sy band die randsteen verlaat nie. Die voertuig kan op sy kant val en skuur oor die grond, dit kan deur die lug trek en op sy dak val, of dit kan hewiglik rol. Elke voertuig besit rotasie- en translasiëbeweging na impak met die induserende struktuur. Die

spesifieke hoeveelheid van elk wat dit besit, verskil egter van ongeluk tot ongeluk en van voertuig tot voertuig.

Ons kan 'n benadering maak deur te aanvaar dat die voertuig suiwer in rotasie beweeg op die tydstep direk na impak met die randsteen, dus voordat die motorband die randsteen verlaat.

Die rotasie van die voertuig vind plaas rondom die kontakpunt tussen die voertuig se wiel en die randsteen. Deur verder die effekte van die suspensie van die voertuig buite rekening te laat, word 'n eenvoudige model geskep waarmee die minimum omrolsnelheid van die voertuig bepaal kan word. Die weglating van die suspensie uit die berekeninge is toelaatbaar aangesien die suspensiestelsel slegs 'n klein invloed op die omrolgedrag van 'n voertuig het (par. 3.2.3 punte 1 en 4).

'n Eenvoudige analitiese model wat gebruik maak van die behoud van energieteorie is voorgestel deur McHenry [23] en werk op die voorafgaande benadering. Die minimum omrolsnelheid word verkry deur die kinetiese energie voor botsing gelyk te stel aan die potensiële energie nodig om die massamiddelpunt van die voertuig tot reg bo die rotasiepunt te lig. Die snelhede so bereken is egter gewoonlik veel laer as wat nodig is om 'n werklike voertuig te laat omrol.



Figuur 5.1: Voertuig teen rolinduserende voorwerp

McHenry [23], Jones [1] en Ford & Thompson [5] het ook 'n ander analitiese metode daargestel vir die bepaling van die minimum omrolsnelheid van 'n voertuig, gebasseer op die behoud van momentum. Die voertuig word op dieselfde manier

voorgestel as met die vorige benadering, en die beweging word ook as rotasie rondom die kontakpunt gesien. Die behoud van hoekmomentum word egter gebruik as basis vir die berekeninge (sien par 3.2.5). Die omrolsnelhede so verkry, word algemeen aanvaar as 'n beter benadering vir voertuigomrolanalises.

Die behoud van hoekmomentum teorie word as volg uiteengesit:

$$\begin{aligned} (H_A)_{\text{vert}} &= m \cdot H_S \cdot v_z \\ (H_A)_{\text{rot}} &= I_A \cdot \omega_A \\ \omega_A &= \frac{m \cdot H_S \cdot v_z}{I_A} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Waar

H_A = Hoekmomentum van voertuig om punt A. [kg m²/s]

m = Massa van die voertuig. [kg]

H_S = Hoogte van die massamiddelpunt van die voertuig. [m]

v_z = Laterale snelheid van die voertuig net voor dit die randsteen tref. [m/s]

I_A = Traagheidsmoment van die voertuig rondom punt A. [kg m²]

ω_A = Hoeksnelheid van die voertuig rondom punt A. [rad/s]

McHenry [23] bepaal die minimum laterale snelheid van die voertuig deur te aanvaar dat die voertuig net genoeg energie besit om tot in posisie 2 te kom (sien Figuur 5.1). Dus het die voertuig net genoeg energie om sy massamiddelpunt te lig tot reg bo die ondersteuningspunt. Deur die berekening van hier af terug te doen, kan die minimum laterale snelheid waarby die voertuig sal omrol, bepaal word (sien par 3.2.5).

In die geval van hierdie navorsing is die doel om 'n energiewaarde aan 'n sekere laterale snelheid EN spesifieke voertuig te koppel. Die minimum laterale snelheid benodig vir omrol kan bereken word deur van vgl 3.2 (p23) gebruik te maak. Dit bepaal egter slegs die heel laagste snelheid waarby die voertuig sal omrol.

Tabel 5.1: Minimum laterale omrolsnelhede

	V_z [m/s]	V_z [km/h]
Ford	5.045	18.161
Toyota	4.286	15.429
Nissan	5.451	19.622

Die minimum omrolsnelhede wys uit dat hoewel die Toyota-bakkie se traagheidsmoment baie hoër is as die ander bakkies s'n, die hoogte van die massamiddelpunt 'n groter invloed op die stabiliteit van die voertuig het. Die omrolsnelheid van die Toyota-bakkie is soveel laer as die ander twee bakkies s'n omdat die massamiddelpunt soveel hoër is en die voertuig dus meer onstabiel is. Dit bevestig die resultate van AG Nalecz [15] wat in par 3.2.3 bespreek is

5.3 Gemiddelde omrolsnelheid

Die toetsspesifikasie moet 'n redelike mate van veiligheid verseker en daarom kan dit nie op die minimum omrolsnelheid gebaseer word nie. 'n Laterale snelheid waarby omrol sal plaasvind en wat verteenwoordigend is van omrolongelukke moet gebruik word. In die literatuur is daar waardes van laterale snelhede waarmee omroltoetse algemeen gedoen word.

Tabel 5.2 beeld die snelhede uit soos dit in die literatuur voorkom. Die snelhede is egter baie uiteenlopend en versprei oor 'n wye spektrum. Figuur 5.2 dui die verspreiding van die toetssnelhede aan. Daar is 'n groepering van snelhede rondom die 8 m/s vlak, maar uitskieters kan ook gesien word by bv. 2.8 m/s of 16.8 m/s. Daar is besluit om die snelheid van 8 m/s as die basis vir die res van die verhandeling se berekeninge te gebruik, die redes hiervoor kan as volg opgesom word.

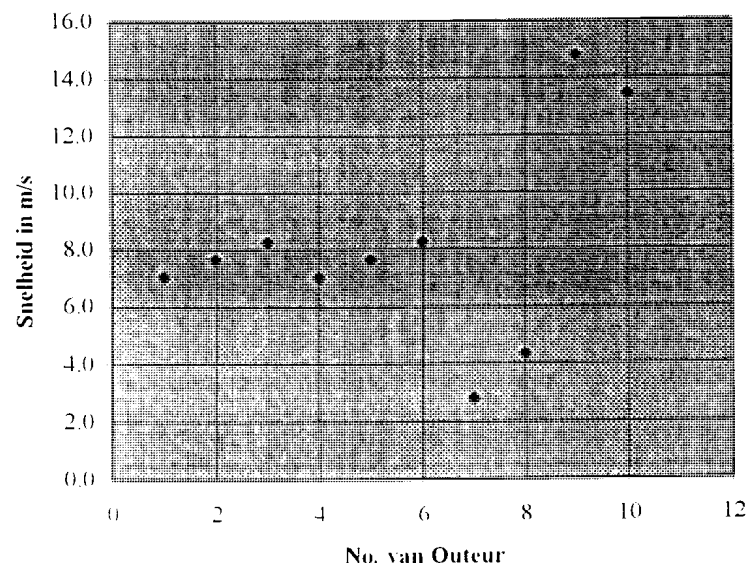
1. Die snelheid van 8 m/s is die gemiddeld van verskeie aanvaarde toetssnelhede wat algemeen in gebruik is.

2. Die snelheid van 8 m/s is ten minste 1.5 keer groter as die minimum omrolsnelhede van die onderskeie voertuie. Dit het tot gevolg dat die energie wat die onderskeie voertuie besit voor omrol, ongeveer 2.8 keer hoër is as wanneer die minimum omrolsnelheid gebruik word. (sien Tabelle 5.5 en 5.6) Dit word gevoel dat dit 'n voldoende veiligheidsfaktor in berekening bring vir hierdie toets.

Tabel 5.2: Snelhede algemeen gebruik in omroltoets

No.	Outeurverwysing	Snelheid [Outeur]	Snelheid [m/s]	Snelheid [km/h]
1	Nalecz A [15] (ft/s)	23	7.010	25.237
2	Nalecz A [15] (ft/s)	25	7.620	27.432
3	Nalecz A [15] (ft/s)	27	8.230	29.627
4	Gillespie TD [14] (ft/s)	23	7.010	25.237
5	Gillespie TD [14] (ft/s)	25	7.620	27.432
6	Gillespie TD [14] (ft/s)	27	8.230	29.627
7	SAE 750461 [1] (in/s)	110	2.794	10.058
8	SAE 750461 [1] (in/s)	170	4.318	15.545
9	SAE 900366 [13] (mph)	33	14.752	53.108
10	SAE 900366 [13] (mph)	30	13.411	48.280

Vergelyking van snelhede



Figuur 5.2: Verspreiding van omroltoetsnelhede

5.4 Hoeksnelhede

Die hoeksnelheid van elke voertuig, net na kontak met die rolinduserende voorwerp, kan bepaal word deur van vgl 5.1 gebruik te maak. Op hierdie wyse kan die minimum omrolsnelhede van Tabel 5.1 gebruik word en die dienooreenkomstige hoeksnelhede kan uitgewerk word. Die minimum hoeksnelhede word in Tabel 5.3 uitgebeeld.

Tabel 5.3: Hoeksnelhede vir minimum omrolsnelhede van Tabel 5.1

	Hoeksnelheid [rad/s]
Ford	1.69
Toyota	1.08
Nissan	1.75

Die hoeksnelhede van die verskillende bakkies vir 'n laterale snelheid van 8 m/s kan op dieselfde wyse bereken word. Hierdie waardes word in Tabel 5.4 gelys.

Tabel 5.4: Hoeksnelhede van die voertuie vir 'n laterale snelheid van 8 m/s

	Hoeksnelheid [rad/s]
Ford	2.76
Toyota	2.05
Nissan	2.70

5.5 Energie-insette

Met die hoeksnelhede van die voertuie bekend, kan die energie wat elke voertuig besit, op die tydstip net na impak met die randsteen, bereken word. Die energie wat die voertuie besit, kan met behulp van vgl 5.2 bereken word.

$$E = \frac{1}{2} I_A \omega_A^2 \quad (5.2)$$

Waar

E = Energie van die voertuig. [J]

I_A = Traagheidsmoment van voertuig om punt A [kgm^2]

ω_A = Hoeksnelheid van voertuig rondom punt A [rad/s]

Daar word eers na die energie gekyk wat die voertuie besit vir die geval waar daar met die minimum omrolsnelhede gewerk word.

Tabel 5.5: Energie bereken op die minimum omrolsnelheid

	Totale energie [J]	Daklengte L_K/L_T	Geweegde energie [J]
Ford	3841	0.769	2953
Toyota	2778	0.732	2032
Nissan	4320	0.768	3319
Gemiddeld	3646	N/A	2768

Die “Totale energie” is die energie wat bereken is vir die bakkie as geheel. Die daklengte-verhouding, (L_K/L_T) is die verhouding tussen die daklengte van die kappie en die totale daklengte van die voertuig. Die “Geweegde energie”-kolom gee die energie weer wat op die kappie alleen inwerk en is die produk van die vorige twee kolomme.

Die energie-insette kan ook bereken word vir die geval waar die laterale omrolsnelheid gelyk is aan 8 m/s.

Tabel 5.6: Energie bereken vir 'n laterale snelheid van 8 m/s

	Totale energie [J]	Daklengte L_K/L_T	Geweegde energie [J]
Ford	10263	0.769	7889
Toyota	10042	0.732	7346
Nissan	10207	0.768	7841
Gemiddeld	10171	N/A	7692

Die energie-insette is ook bereken deur van die berekeningsmetode, wat beskryf word in ECE/324, gebruik te maak. Die resultate word in Tabel 5.7 gelys.

Tabel 5.7: Energie bereken deur van ECE/324 gebruik te maak

	Totale energie [J]	Daklengte L_K/L_T	Geweegde energie [J]
Ford	5422	0.769	4168
Toyota	7280	0.732	5325
Nissan	5389	0.768	4140
Gemiddeld	6030	N/A	4544

Die geweegde energiewaarde is die energie wat gebruik moet word as inset vir die pendulumtoets. Daar is baie verskillende 1-tonbakkies op die mark en elkeen het 'n ander traagheidsmoment en ander geometriese eienskappe. Daar is verder elke kort-kort 'n nuwe bakkiemodel op die mark, wat sal beteken dat alle geometriese- en massa-eienskappe weer bepaal sal moet word. Dit is nie wenslik om deur die hele berekeningsprosedure te gaan vir elke bakkie nie. Hierdie navorsing stel 'n enkelwaarde voor vir die energie-insette tot die bakkie-kappie. Die waarde sal van toepassing wees op alle 1-tonbakkie-kappies.

Die gemiddeld van die geweegde energiewaardes is 7692 J. Dit word voorgestel dat die energie-insette wat op die bakkie-kappie aangewend moet word, 7.7 kJ moet wees. Hierdie waarde is verteenwoordigend van al drie die bakkies wat getoets is.

5.6 Toetskriterium

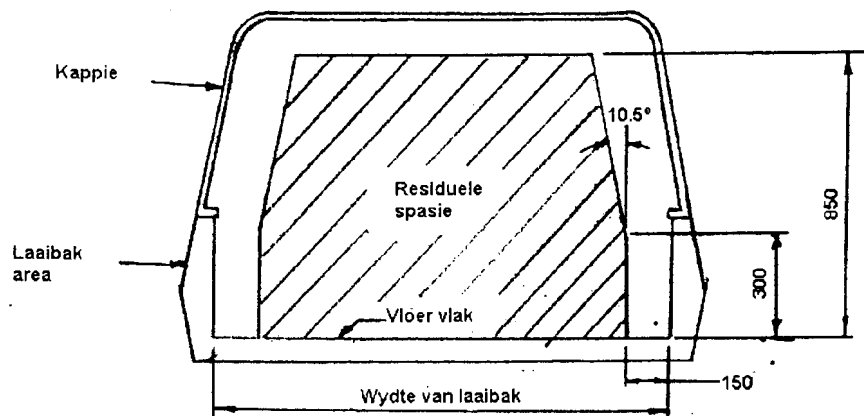
'n Toetskriterium moet daargestel word sodat die bakkie-kappies daarvolgens getoets kan word. Uit die voorafgaande literatuurstudie kan die basis van so 'n kriterium opgestel word. Vereistes waaraan hierdie kriterium moet voldoen, kan as volg gelys word:

- 1) Om kappies te toets vir omrolsterkte, is 'n metode nodig om krag toe te pas op die kappies. Daar is 'n paar opsies vir die metode waarvolgens die krag toegepas kan word op die kappies (par 3.3.6, 3.3.3). Die metode wat egter die maklikste geïmplimenteer kan word en wat die geskikste is vir herhaalbare toetse, is die pendulumtoetsmetode soos beskryf in par. 3.3.5.2.

Hierdie toets maak gebruik van 'n pendulum waarmee 'n sekere hoeveelheid energie tot die kappie toegevoeg kan word. Die hoeveelheid energie wat toegevoeg word, kan baie akkuraat beheer word deur die pendulummassa en lighoogte te verstel.

- 2) Die krag wat op 'n werklike kappie inwerk tydens 'n omrolongeluk en tydens impaktoets met 'n pendulum, is veranderlik met tyd. Omdat impulskrigte nie geredelik bepaal en herhaalbaar nageboots kan word nie, moet 'n ander maatstaf as insetkrag gebruik word om die kappies mee te evalueer. Die maklikste en mees akkurate metode is om die energie-insette tot die kappie as maatstaf te gebruik.
- 3) Die energie wat 'n voertuig besit voor dit omrol, moet alles gedissipeer word tydens die ongeluk. Metodes moet dus gevind word om die energie wat 'n voertuig besit net voor dit omrol, te bereken.
- 4) Die kappie moet op so 'n wyse bevestig word voor die pendulum, dat die pendulum die kappie teen 'n hoek van 25° met die vertikaal van die kappie sal tref. 'n Hoek van 25° is 'n algemeen aanvaarde hoek waarmee daar getoets word. (sien Hoofstuk 3)
- 5) Die struktuur waarop die kappie bevestig word voor die pendulum moet star wees. Verder moet die intervlak tussen die kappie en die ondersteuningstruktuur die werklike intervlak tussen die kappie en die bakkie so getrou moontlik weerspieël.
- 6) 'n Veilige ruimte binne-in die kappie moet behoue bly tydens en na die impaktoets met die pendulum. Op geen tydstip gedurende of na die toets mag enige voorwerp die veilige ruimte binnedring nie. Die afmetings van die veilige ruimte hang af van die grootte van die bakkie en nie van die grootte van die kappie nie. Met bogenoemde ingedagte, kan die veilige ruimte as volg gedefinieer word:

- Die veilige ruimte word gedefinieer vanaf die vloervlak van die laaibakarea van die bakkie en het 'n hoogte van 850 mm.
- Die wydte van die spasie begin 150 mm vanaf die een kant van die laaibakarea en eindig 150 mm vanaf die anderkant. Op 'n hoogte van 300 mm bo die laaibak word die spasie spitsvormig met 'n hoek van 10.5° . (sien Fig 5.3)
- Die veilige ruimte begin 150 mm agter die binnekant van die voorkant van die laaibak en eindig 150 mm voor die binnekant van die agterkant van die laaibak.



Figuur 5.3: Residuele spasie in bakkie

- 7) Die eksperimentele toetsing moet deur middel van hoë-spoedfotografie, en/of nie-vervormbare pasmates geverifieer word, om te verseker dat die veilige ruimte behoue bly
- 8) Die energie wat aangewend word op die kappie moet nie minder as 7.7 kJ wees nie.
- 9) Die pendulum moet die kappie teen 'n spoed van tussen 3 en 8 m/s tref.

HOOFSTUK 6: PENDULUMIMPAKTOETS

6.1 Oorsig

In hierdie hoofstuk word die fisiese impaktoets behandel. Die opstelling van die pendulum, die posisionering van die kappie en die meetapparaat wat gebruik is tydens die impaktoets word behandel. Die hoofstuk sluit af met die resultate wat verkry is.

6.2 Pendulumopstelling

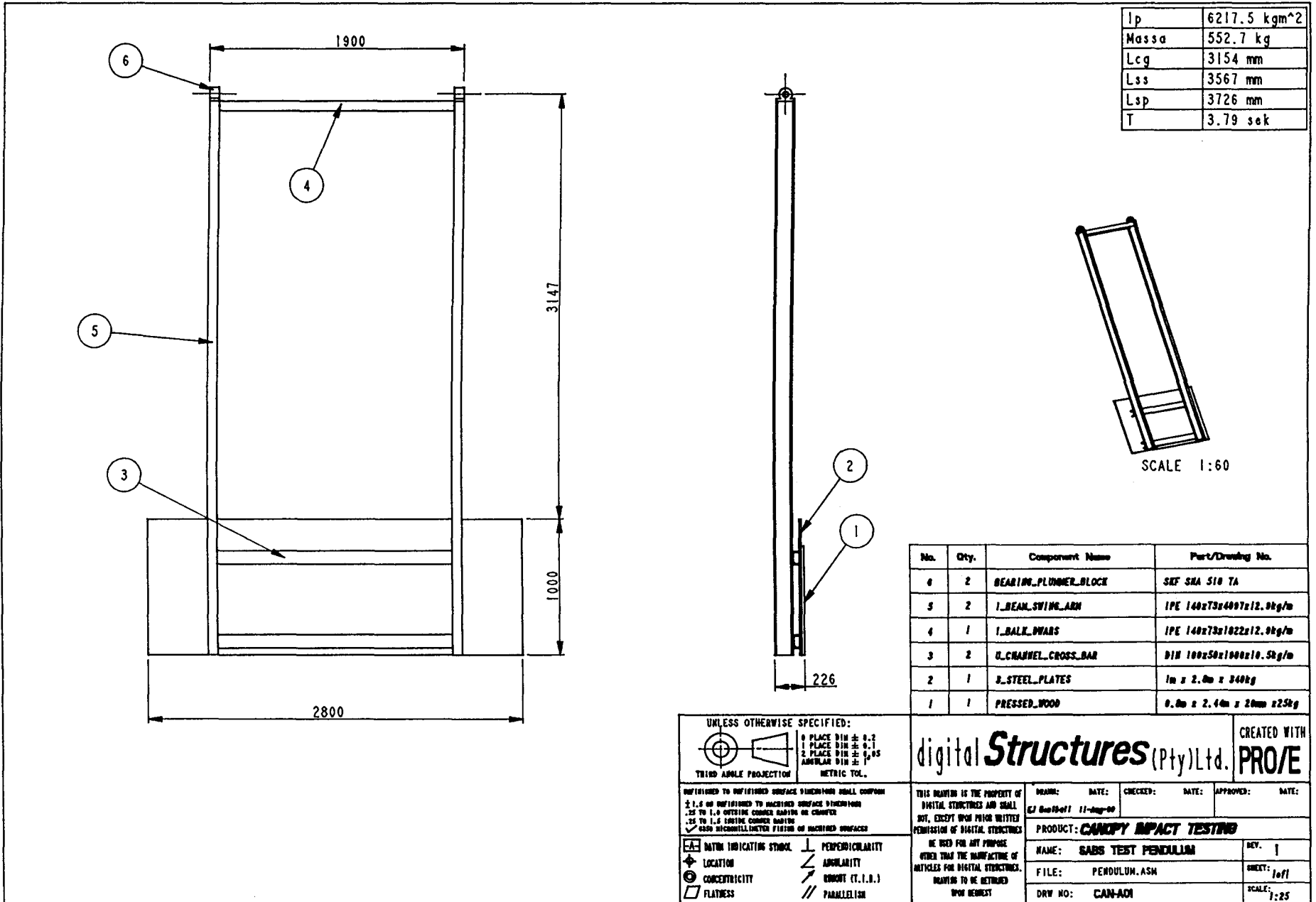
Die pendulum wat beskikbaar was vir die toetse by die SABS, het nie die regte eienskappe gehad nie en aanpassings moes gemaak word om te verseker dat die regte energie oorgedra sou kon word na die kappie. Die pendulum het 'n totale lengte van 4.147 m en het 'n breedte van 2.8 m op impakhoogte. Die pendulum is gemaak van twee I-balke wat aan skarniere aan die dakbalke van die SABS-Voertuigtoetsafdeling se toetssaal vasgeheg is. Die I-balke is aanmekaar vasgeheg deur middel van twee kanaalprofielbalke by die slagoppervlak en 'n I-balk by die skarnierpunt (sien Fig 6.1).

Dit was nodig om die massa van die pendulum te verhoog van 212 kg na 552 kg, sodat die regte hoeveelheid energie oorgedra kon word tydens impak. Die massa is verhoog deur middel van drie staalplate wat aan die voorkant van die pendulum aan die twee kanaalprofielbalke vasgeheg is. Aan die voorkant van die pendulum, voor die drie staalplate, is 'n 20 mm dik laaghoutplaat vasgeheg om as impakoppervlakte te dien.

Die ekstra massa het tot gevolg gehad dat die massamiddelpunt van die pendulum nader aan die slagpunt geskuif is. Dit het ook tot gevolg dat daar minder kragte na die laers oorgedra word tydens impak, omdat die impak nader aan die slagsentrum plaasvind.



Figuur 6.1: Pendulumtjies



Die posisie van die slagsentrum van die pendulum is bepaal deur van die volgende formule gebruik te maak:

$$q = \frac{k_o^2}{r} \quad (6.1)$$

Waar

q = Radiusafstand na slagsentrum [m]

k_o^2 = Traagheidsstraal van die pendulum [m]

r = Radiusafstand na die massamiddelpunt van die pendulum [m]

Die radiusafstand na die slagsentrum is sodoende vasgestel op 3.567 m. Die slaglengte oftewel die radiuslengte na die posisie van impak is vasgestel op 3.726 m, en die posisie van die massamiddelpunt is op 'n radius van 3.154 m vasgestel. Die traagheidsmoment van die pendulum het ook verhoog as gevolg van die ekstra massa vanaf 2100 kg m² na 6217.5 kg m².

Dit was nodig om alle vashegtings, laers en asse te herevalueer vir sterkte, aangesien die massa van die pendulum meer as verdubbel het en die moontlikheid bestaan het dat sekere komponente kon faal.

Die pendulum word gelig deur middel van 'n kabel wat aan die onderpunt van die pendulum vasgeheg is. Die kabel word deur middel van 'n elektroniese ontsluitmeganisme aan die pendulum bevestig. Die ontsluitmeganisme kan vanaf die sentrale rekenaar beheer word, sodat die pendulum op die regte tydstip elektronies losgelaat kan word. Die kabel is oor 'n katrol gespan wat aan 'n dakbalk bevestig is en word dan deur 'n palrat- en slingerstelsel gespan wat op 'n hoogte van 1 m bo die grond gemonteer is.

Die hoogte wat die pendulum gelig word, is van kardinale belang, omdat die energie waaroor die pendulum beskik direk hieruit bepaal word.

Die snelhede vir elke hoogte van die pendulum is eksperimenteel bepaal deur die snelheid fisies te meet vir elke lighoogte. Dit is gedoen omdat lugweerstand 'n rol speel as gevolg van die groot slagoppervlakte van die pendulum. Om hierdie rede kan die pendulum nie as 'n eenvoudige slinger benader word en die snelheid teoreties bereken word nie. Tabel 6.1 dui die snelhede van die pendulum aan en dui ook die ooreenkomstige energie aan waaroor die pendulum beskik vir elke lighoogte.

Tabel 6.1: Lighoogtes, snelhede en energie van die pendulum.

Lighoogte [m]	Snelheid by slagpunt [m/s]	Hoeksnelheid [rad/s]	Energie [kJ]
1.70	5.14	1.34	5.54
1.80	5.34	1.39	5.98
1.90	5.61	1.46	6.60
2.00	5.84	1.52	7.15
2.10	6.08	1.58	7.75

Die energie waaroor die pendulum beskik, is bereken deur die eenvoudige energie vergelyking:

$$E = \frac{1}{2} I_o \cdot \omega^2 \quad (6.2)$$

Waar

E = Energie [J]

I_o = Traagheidsmoment van die pendulum [kg m²]

ω = Hoeksnelheid van die pendulum net voor impak [rad/s]

6.3 Kappieposisionering

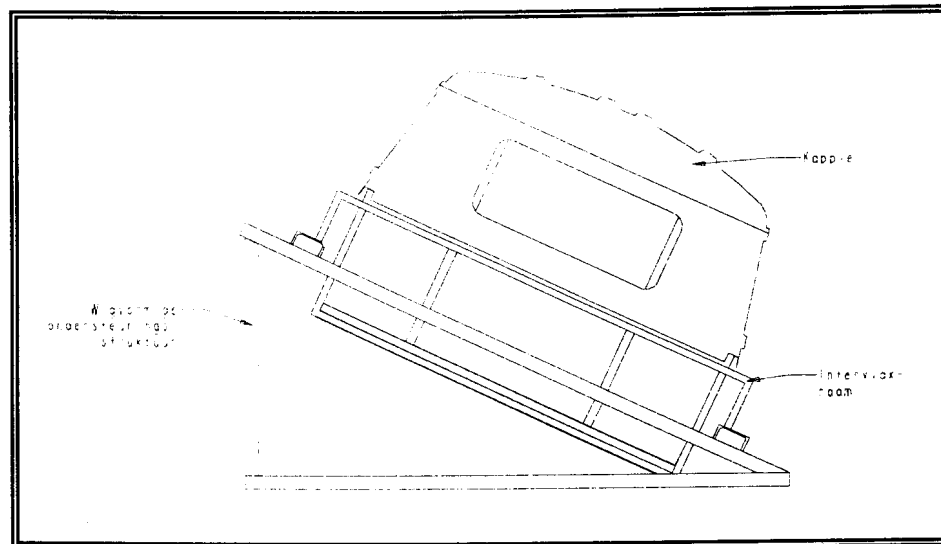
Die posisionering van die kappie is 'n belangrike gedeelte van die toetsopstelling.

Die volgende punte is van belang:

1. Die kappie se sykant moet parallel aan die pendulumslagoppervlakte wees.
2. Die kappie moet sodanig geposisioneer wees dat die pendulum die kappie teen 'n hoek van 25° met die vertikale datumvlak op die kappie tref.

3. Die ondersteuningstruktuur moet star wees, alle vervorming moet dus op die kappie plaasvind.
4. Die kappie moet sodanig vasgeheg word dat dit die werklike vashegting van die kappie op die bakkie weerspieël.

Ten einde die bogenoemde vereistes te bevredig, is 'n ondersteuningstruktuur gebou waarop die kappie vasgebout kon word. Hierdie struktuur is in 'n wigvorm, met 'n hoek van 25° met die horisontaal gebou. (sien Fig 6.2)



Figuur 6.2: Kappiemonteringsraam

Daar is verder 'n raam gebou uit vierkantige-holprofiel-staal wat die intervlak tussen die bakkie en die kappie naboots. Die kappie is op dieselfde manier op die raam vasgebout as wat dit op 'n bakkie vasgebout sou word. Die raam is daarna op die wigvormige ondersteuningstruktuur vasgebout.

Die hele struktuur is in die regte posisie voor die pendulum geplaas en aan die vloer vasgebout.

6.4 Metingsapparaat

Die volgende apparaat is gebruik vir die dokumentering van die fisiese impaktoets:

6.4.1 Verplasing

Die verplasing oftewel vervorming wat die kappie ondergaan tydens die eksperiment is deur hoë-spoedfotografie vasgelê. Die foto's is geneem teen 'n frekwensie van 10 Hz. Verder is die vervorming na die impaktoets met handmeetinstrumente gemeet vanaf vooraf bepaalde datumvlakke.

6.4.2 Snelheid

Die snelheid van die pendulum net voor impak met die kappie is bepaal deur gebruik te maak van 'n laserdiode.

'n Klein metaalplaatjie met 'n breedte van 100 mm is aan die pendulum vasgeheg. Die laserdiode is sodanig opgestel dat die ligstraal deur die metaalplaatjie gebreek word wanneer die pendulum in die vertikale posisie is. Wanneer die pendulum swaai, word die ligstraal periodiek vir 'n eindige tydperk onderbreek. Deur die tydsduur te meet wat die ligstraal onderbreek word (d.w.s. die tyd wat dit die plaatjie neem om deur die ligstraal te beweeg) kan die snelheid van die pendulum bepaal word.

Die sein vanaf die laserdiode is ook na die sentrale rekenaar gevoer, waar dit verwerk is. Die laserdiodesein is teen 3.3 kHz gemonster.

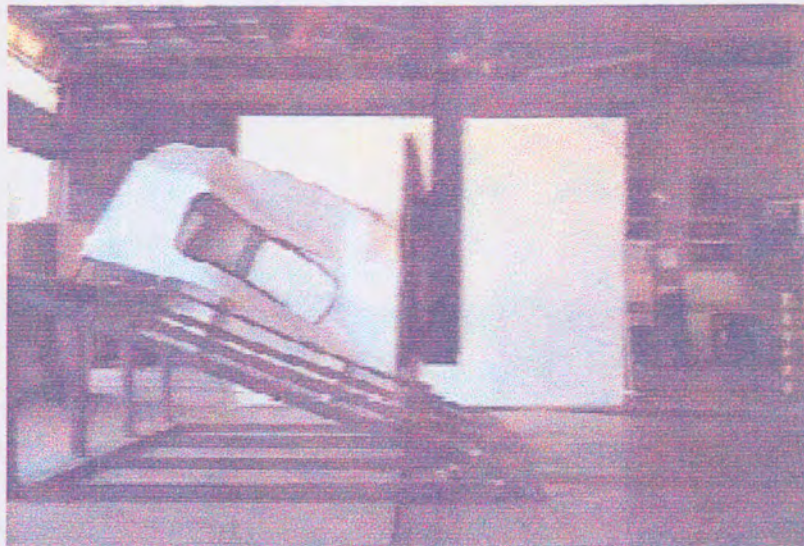
6.4.3 Versnelling

Die versnelling wat die pendulum ervaar tydens die impaktoets is met behulp van twee versnellingsmeters bepaal. Die versnellingsmeters is op die bene van die pendulum gemonteer, op impakhoogte. Die sein wat van die twee versnellingsmeters verkry is, is na die sentrale rekenaar gevoer, waar dit verwerk en gestip is. Die versnellingsmetersein is teen 3.3 kHz gemonster.

6.5 Impaktoets

In hoofstuk 5 is 'n toetskriterium vasgestel. In hierdie kriterium is dit uiteengesit dat die pendulum nie minder as 7.7 kJ aan die kappie mag oordra nie. As daar na Tabel 6.1 gekyk word, kan gesien word dat dit nodig is om die pendulum 'n hoogte van 2.1 m te lig om aan hierdie vereiste te voldoen.

Die opstelling van die kappie is gedoen volgens die toetskriterium vereistes, soos dit in par 5.4 beskryf word. Die pendulum is laat los met behulp van 'n elektroniese ontsluitstelsel van 'n hoogte van 2.1 m. Die pendulum het die kappie teen 'n gemete snelheid van 4.4 m/s getref. Figuur 6.3 is 'n foto van die kappie 0.09 sek na impak.

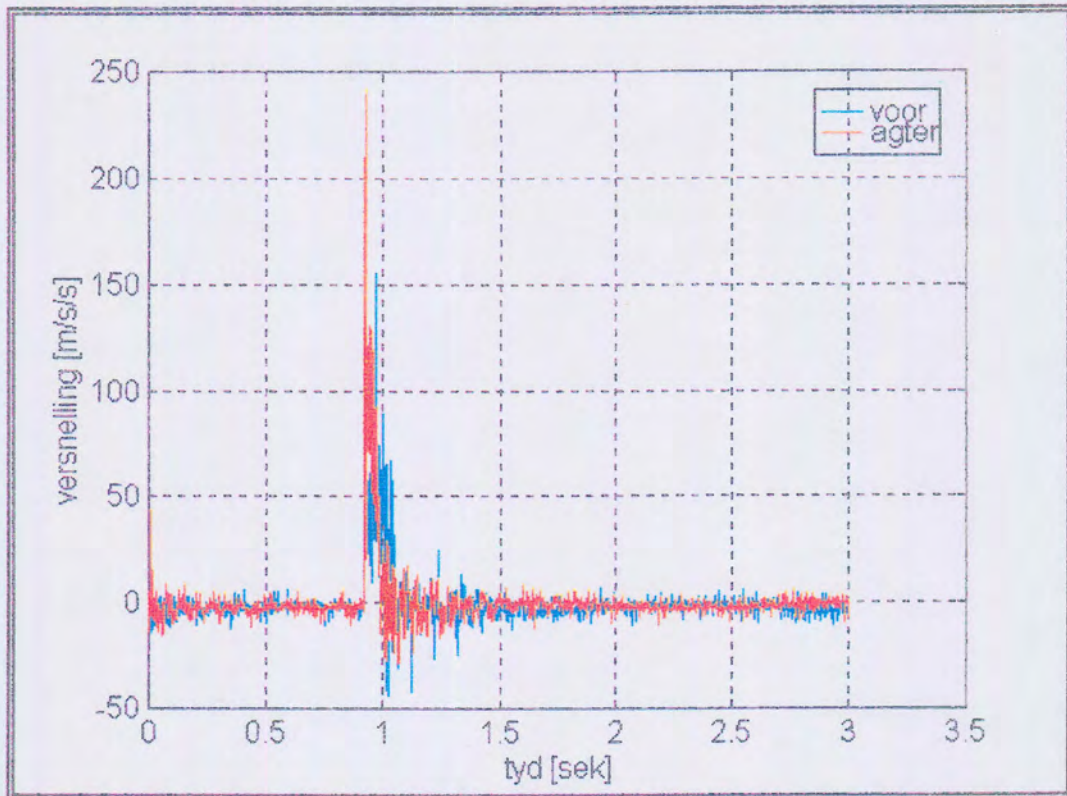


Figuur 6.3: Kappievervorming 0.09 sek na impak.

Die versnellingsmeterseine, soos dit opgeneem is tydens die impaktoets, word gewys in Figuur 6.4. Daar moet daarop gelet word dat die data eers gefilter moet word voor dit gebruik kan word in enige verdere dataverwerking.

Dit is bevind dat die twee seine (voorste en agterste versnellingsmeters) van mekaar verskil. Die groter piekversnelling word waargeneem by die versnellingsmeter wat die versnelling van die pendulum aan die agterkant van die kappie gemeet het. Die rede hiervoor is dat daar minder vervorming was aan die agterkant van die kappie.

Die agterkant is baie sterker as die voorkant van die kappie. Die pendulum is dus vinniger tot stilstand geruk aan die agterkant van die kappie omdat dit minder vervorm het en dus minder energie gedissipeer het.



Figuur 6.4: Versnellingsmeterseine gemeet tydens impak

Die versnellingsmetersein kan verwerk word na 'n kraginsetsein deur gebruik te maak van die volgende vergelyking:

$$F = I_p \cdot \alpha \quad (6.3)$$

$$\alpha = \frac{a}{r}$$

Waar

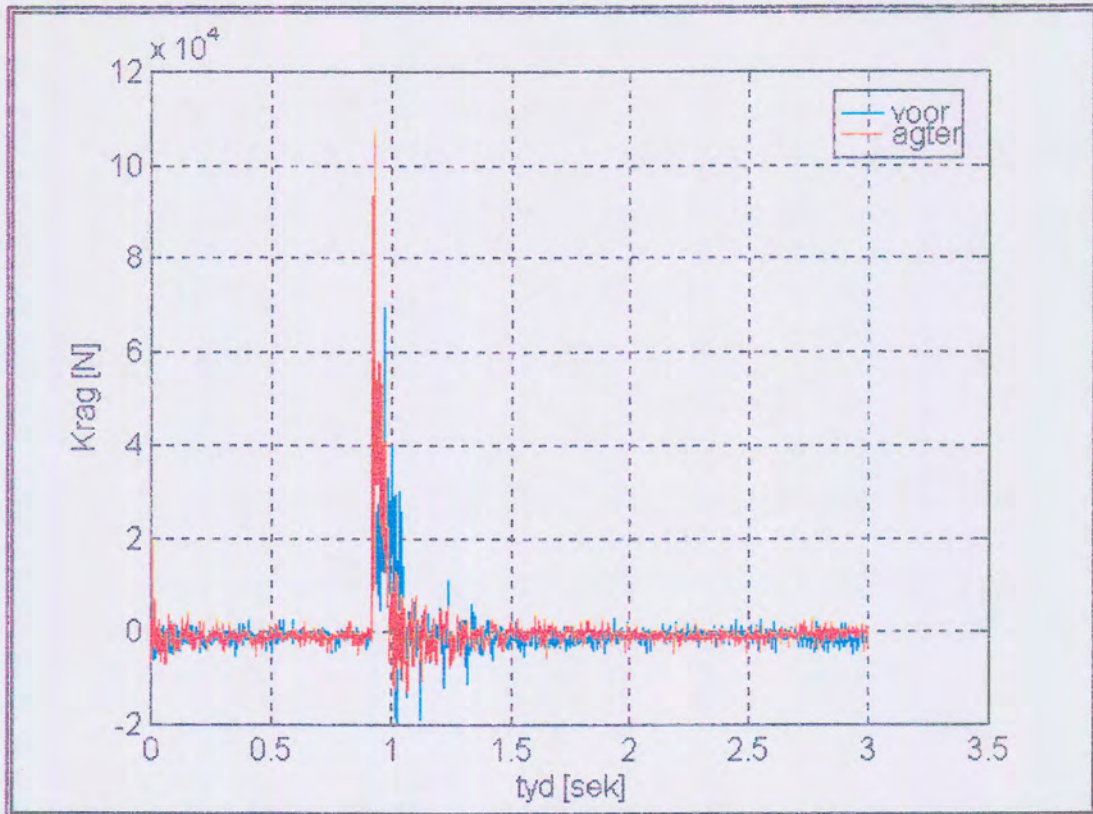
F = Kraginset tot kappie [N]

I_p = Traagheidsmoment van pendulum [kg m^2]

α = Hoekversnelling van die pendulum [rad/s^2]

a = Versnelling soos gemeet [m/s^2]

r = Radiusafstand na die versnellingsmeters [m]



Figuur 6.5: Kraginsetseine

As daar gekyk word na die vergelyking van werk, nl. $W = F s$, waar W die energie in joules, F die krag in newtons, en s die afstand beweeg in meters is, word bevind dat die kraginset groter word soos die vervorming minder word, vir dieselfde energie-insette

Piekwaardes van 45300 N en 29500 N is respektiewelik verkry op die agterkant- en die voorkant van die pendulum. Die bevinding is dat die tyd van impak ongeveer 1.5 sekondes is, wat bereken is deur die aantal datapunte deur die monsterfrekwensie te deel.

Vervormings van tussen 4 mm en 150 mm is verkry op die kappie. Die onderste gedeelte van die voorste plaat van die kappie, wat nie vasgeheg is aan die bakkie nie, het die meeste vervorm. Vervormings aan die voorkant het meestal plaasgevind in die vorm van knikking.

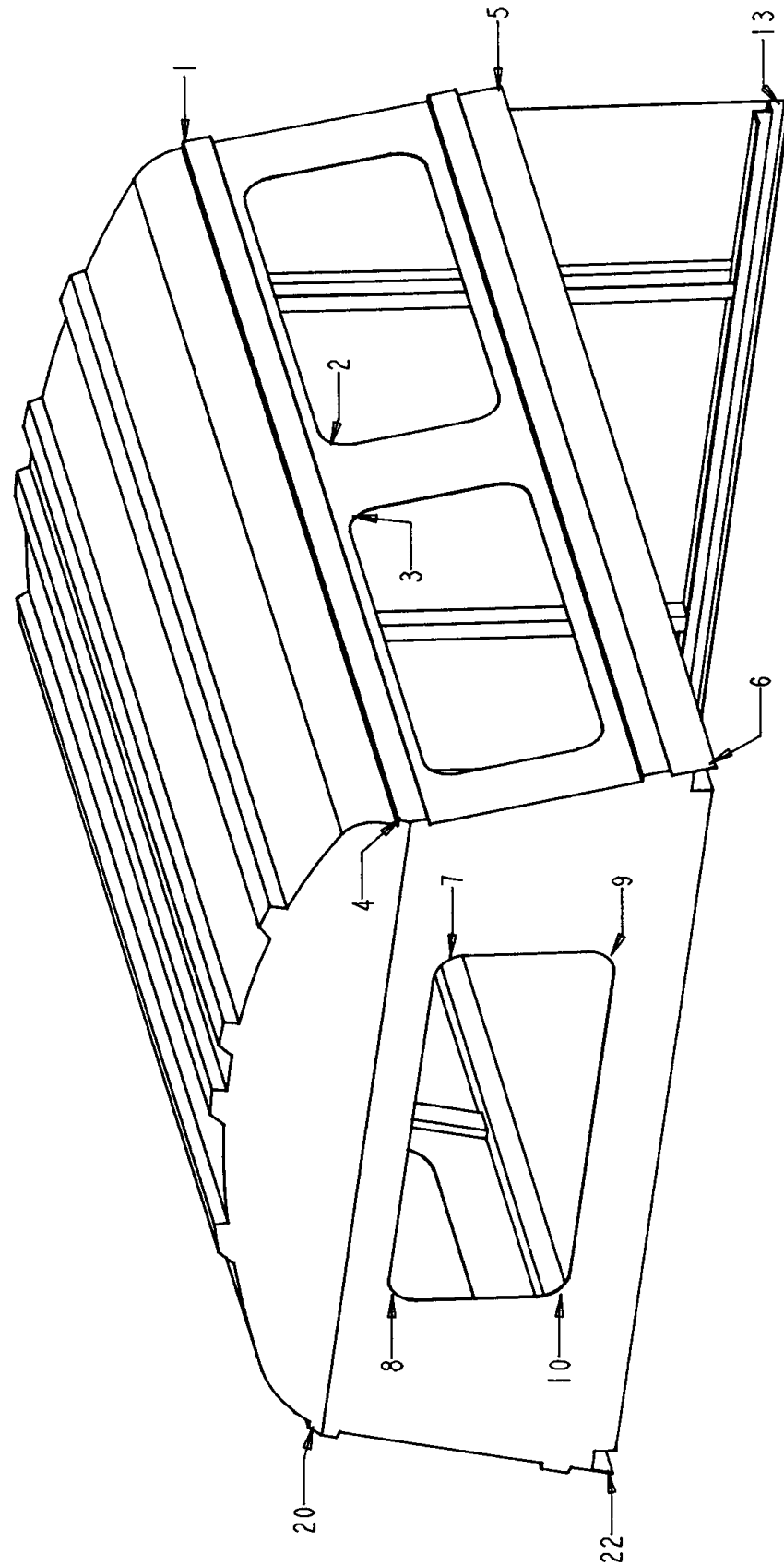
Daar is 22 punte van belang gedefinieer reg rondom die kappie. Die verplasing van hierdie punte is gemeet na die impaktoets. Die vervorming van 'n punt word net na die binne- of buitekant van die kappie gemeet, en nie langs die sy van die kappie af nie. Die rede hiervoor is dat die voorwaartse vervorming van bv. die sykant van die kappie nie die veilige ruimte kan kompromieer nie. Die gepaardgaande beweging van die voorste en agterste panele van die kappie kan wel tot gevolg hê dat die veilige ruimte gekompromieer word, maar hierdie beweging sal op die voorste en agterste panele gemeet word.

Die presiese plasing van die 22 meetpunte kan in Figure 6.6 en 6.7 gesien word. Die vervorming wat gemeet is by hierdie 22 punte word in Tabel 6.2 gegee.

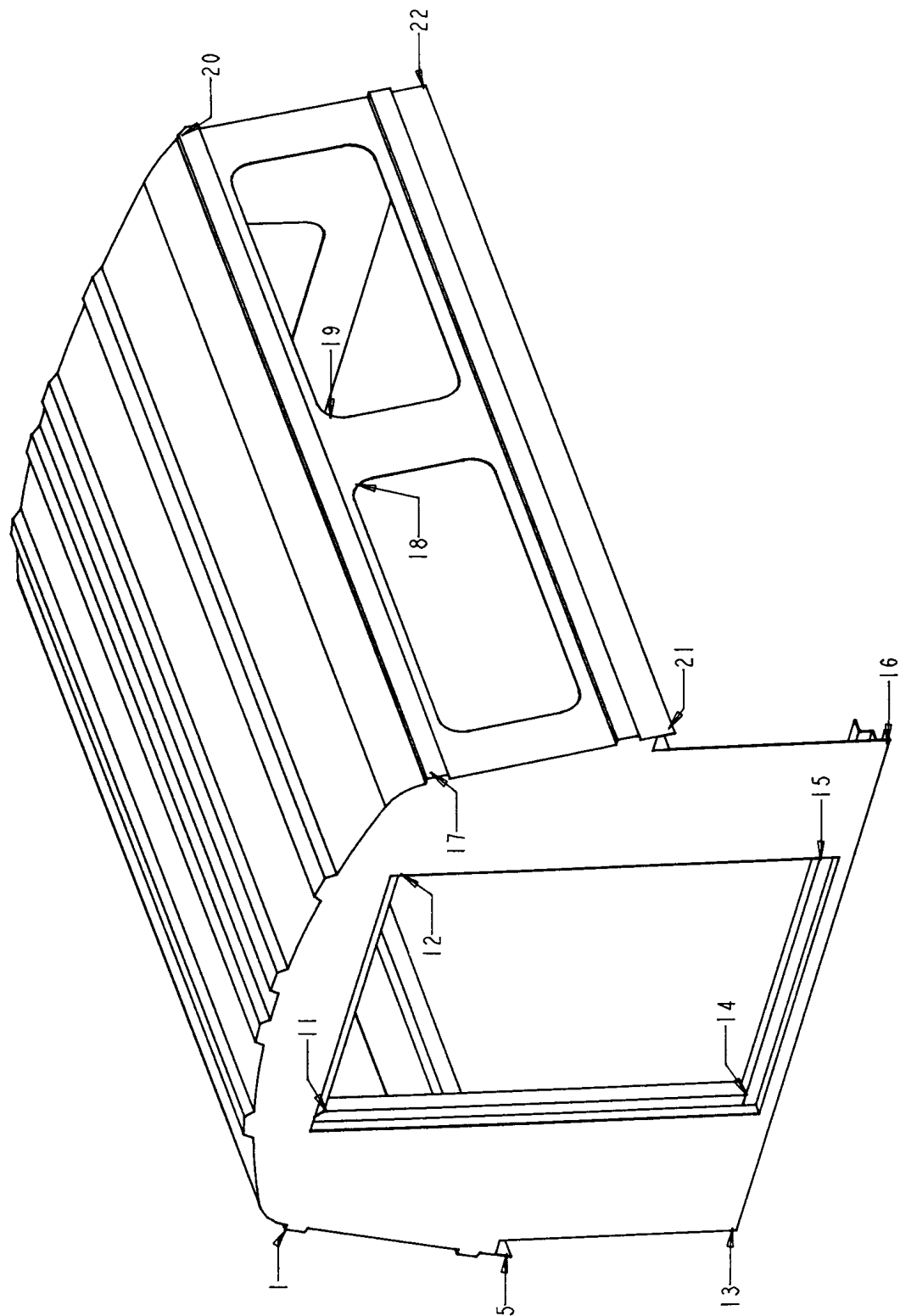
Tabel 6.2: Vervorming van die kappie op meetpunte

Punt no.	Vervorming [mm]	Punt no	Vervorming [mm]
1	67	12	48
2	76	13	15
3	73	14	25
4	75	15	18
5	25	16	24
6	40	17	35
7	100	18	16
8	42	19	20
9	103	20	38
10	38	21	2
11	56	22	5

Op die oog af lyk dit of die kappie die spesifikasie gehaal het, geen punt is meer as 150 mm vervorm nie. Dit is egter nie al waarna gekyk kan word nie, aangesien dit slegs die finale vervorming van die kappie is wat gemeet is. Die hoëspoedfotografie wys uit dat die kappie tydens die impaktoets wel in die veilige ruimte, soos in Hoofstuk 5.5 gedefinieer, inbeweeg het.



Figuur 6.6: Meetpunte op voorkant en linkerkant van werklike kappie



Figuur 6.7: Meetpunte op agterkant en regterkant van werklike kappie

6.6 Bespreking

'n Bakkie-kappie is getoets deur gebruik te maak van die pendulumopstelling by die SABS. Die pendulum moes aangepas word om die nodige energie te kan oordra na die kappie toe. Die pendulum is sodoende opgestel dat dit 7.7 kJ energie besit net voor impak met die kappie. Die maksimum gemete vervorming wat die kappie ondergaan het, is 103 mm. Die kappie faal die spesifikasie aangesien dit wel in die veilige ruimte indring tydens die toets, soos op die hoë-spoedfilm gesien kan word.



HOOFSTUK 7: EINDIGE ELEMENT ANALISE

7.1 Oorsig

In hierdie hoofstuk word die Eindige Element Analise (EEA) wat op die kappiestruktuur uitgevoer is, behandel. Die hoofstuk begin met die doel van die EEA, en gaan dan voort om die spesifieke oplosmetode van die program te beskryf en hoe dit van ander EEA-programme verskil. Hierna word daar gekyk na die geometrie en die modellering van die kappie. Die aannames wat gemaak is en die kragte wat aangewend is, word bespreek. Die hoofstuk sluit af met die resultate wat verkry is en 'n bespreking van hoe die EEA en die eksperimentele resultate van mekaar verskil.

7.2 Doel

Ter wille van volledigheid was dit nodig om die EEA in twee verskillende stappe te doen. Daar is verskeie redes vir hierdie besluit en in die volgende paragrawe word die redenasie hieragter uiteengesit.

7.2.1 Analise 1 (Stap 1)

Die eerste analise is uitgevoer voordat die fisiese impaktoets op die kappie gedoen is. Die doel van hierdie analise was om 'n tendens te vind vir die moontlike falingsposisies van die kappie, dit wil sê die areas waarvoor daar opgelet moes word tydens die werklike impaktoets; dit is verder gedoen om 'n gevoel te ontwikkel vir die hoeveelheid deformatsie wat die kappie gaan ondervind en derdens is dit gedoen om die analitiese toetsprosedure, soos wat dit in Annex 6 van ECE/324 gedefinieer word, te ondersoek.

Omdat daar slegs een kappie beskikbaar was vir toetsing, was dit nodig om vooraf soveel inligting oor die kappie in te win as moontlik. Daar is in hierdie analise

dan ook gekyk na die moontlikheid daarvan om die kappies in seksies te toets, soos wat dit uiteengesit word in Annex 4 van ECE/324.

7.2.2 Analise 2 (Stap 2)

Die tweede analise (stap) van die EEA is gedoen nadat die werklike impaktoets plaasgevind het. In hierdie analise is die data van die versnellingsmeters, soos dit gestoor is tydens die werklike impaktoets, gebruik as inset vir die pendulum. Dit is gedoen om te verifieer of dit moontlik is om vanaf die gemete reaksies die EEA-model dieselfde te laat reageer as die werklike kappie.

Hierdie gedeelte word verder dan ook gebruik om die analitiese toetsprosedure, soos wat dit in Annex 6 van ECE/324 gedefinieer word, te ondersoek.

7.3 Oplosmetode

Die keuse van rekenaarprogrammatuur vir die oplos van 'n komplekse probleem is 'n baie belangrike besluit wat geneem word voordat die modellering begin. Die rede hiervoor is die manier waarop verskillende EEA-programme probleme oplos. Daar is basies twee metodes om 'n EEA-probleem op te los: die implisiete metode en die eksplisiete metode. Meeste EEA-programme vandag maak gebruik van die implisiete metode. Die twee metodes word in die volgende paragrafe aangespreek.

Die opstel van 'n nie-lineêre analise is 'n baie meer komplekse aangeleentheid as die opstelling van 'n lineêre analise. Omdat groot vervormings ter sprake is, word gevind dat werksverharding plaasvind in die metaal soos wat dit vervorm. Hierdie verharding moet in ag geneem word in die analise. Geometriese nie-lineêriteit word ook gevind en moet ook in ag geneem word. In die elastiese gebied van die metaal is dit maklik vir die rekenaar om oplossings te vind, aangesien die vervorming lineêr toeneem, soos wat die spanning in die materiaal toeneem, volgens die grootte van Young se modulus. Die maksimum las kan dus direk op die model aangewend word en die ooreenstemmende vervorming kan bepaal word.

In die geval van nie-lineêre analise moet die las stapsgewys aangewend word. As die spanning in die plastiese gebied van die materiaal inbeweeg, is dit nodig om die vervorming vir elke lasstap te bereken, aangesien dit 'n kumulatiewe proses is. Dit wil sê die vervormings en spannings wat gevind is in stap 1, is die grondslag waarvanaf stap 2 moet werk. In hierdie geval word divergensie maklik verkry.

As die vervorming wat plaasvind in 'n gegewe lasstap te groot is, veroorsaak dit dat konvergensie nie plaasvind binne die raamwerk van die oplos algoritmes nie, die rekenaar halveer dan die lasstap. Die hele styfheids- en massamatriks moet van voor af opgestel word en die berekeningsproses moet weer vir al die elemente gedoen word. Dit word volgehou totdat konvergensie gevind word, of totdat die minimum lasstap bereik word. Die gevolg hiervan is dat analises vir dae aanmekaar kan loop omdat die aantal lasstappe so baie is en daar elke keer nuwe matrikse opgestel moet word.

Voeg nou 'n ekstra dimensie by van 'n aantal tydsteppe vir elke lasstap, met die tydsteppe wat ook verklein en aangepas moet word as konvergensie nie verkry word nie. So kan 'n idee gevorm word van die enorme hoeveelheid berekeninge wat uitgevoer moet word om 'n antwoord te verkry. Die kans dat konvergensie nie verkry word nie, word aansienlik groter wanneer hierdie ekstra komplikasie bygevoeg word. Dit klink nie na 'n probleem as daar van 100 of selfs 200 elemente gepraat word nie, maar in die geval van die analises wat gedoen is vir hierdie navorsing, is daar 11 008 elemente gebruik. Dit het tot gevolg dat baie berekeningskrag benodig is.

Die beskrywing van die vorige paragrafe beskryf wat tipies gebeur met 'n implisiete oplosmetode. Hierdie metode is uiters geskik vir gebruik met statiese analises, maar skiet egter te kort wanneer groot nie-lineêre analises, soos hierdie een, uitgevoer moet word.

Die eksplisiete oplosmetode gebruik nie lasstappe nie. Daar word begin deur die tydsteppe baie klein te kies, gewoonlik 100 tot 1000 keer kleiner as met die implisiete metode. D.w.s. vir die eksplisiete metode sal dit tussen 100 tot 1000 keer langer

neem om dieselfde tydstep in 'n analise te voltooi, mits dit nie nodig is vir die implisiete metode om die lasstep en/of tydstep te verklein nie. Dit sal egter net gebeur by statiese analises. Met elke lasstep of tydstep verandering is dit nodig vir die implisiete metode om nuwe styfheids- en massamatrikse op te stel en om matriksdekomposisie te doen. Dit is die gedeelte van die analise wat die meeste tyd in beslag neem.

Die heropstelling van matrikse en die daaropvolgende matriksdekomposisie word nie benodig in die eksplisiete metode nie, omdat die tydstep klaar baie klein gekies is. Hierdie metode is dus baie vinniger in analises waar daar nie-lineêriteit en/of tydveranderlike insette by betrokke is. Daar is ook groot verskille in die algoritmes wat gebruik word vir die oplos van die probleem, maar die detail hiervan val buite die bestek van hierdie navorsing.

Eksplisiete metodes is dus meer geskik vir die beskrywing van kort tydveranderlike gebeurtenisse waar die effekte van spanningsgolwe deur die model belangrik is en waar nie-lineêre materiaal- en/of geometriese-faktore aanwesig is. Om hierdie rede is daar besluit om van die normale EEA-programme af te sien, en om liever MSC/DYTRAN te gebruik. Meer inligting oor die relatiewe verskille tussen die implisiete en eksplisiete metode is verkrygbaar in Appendix D.

7.4 Modelling

Die kappiegeometrie is bepaal deur die kappie op te meet. Die afmetings is gebruik om 'n soliede 3D-model in "Pro-Engineer" te bou. Sekere gedeeltes van die kappie soos die deur en die vensters is nie gemodelleer nie, omdat dit nie as deel van die lasdraende struktuur gesien is nie en omdat komponente soos skarniere en slotte onnodige komplikasies veroorsaak in enige analise.

Die kappie is hierna oorgedra na MSC/PATRAN waar dit voorberei is vir analise, d.w.s. insette, randvoorwaardes en ander eienskappe van die kappie is hier

gedefinieer. Die analise moet in die nie-lineêre gebied gedoen word aangesien groot plastiese vervorming verwag is.

Die nie-lineêre materiaaleienskappe van die metaal is gedefinieer in 'n tabel van spanning teen vervorming. Die verkryging van die materiaaleienskappe word in paragraaf 7.5 bespreek.

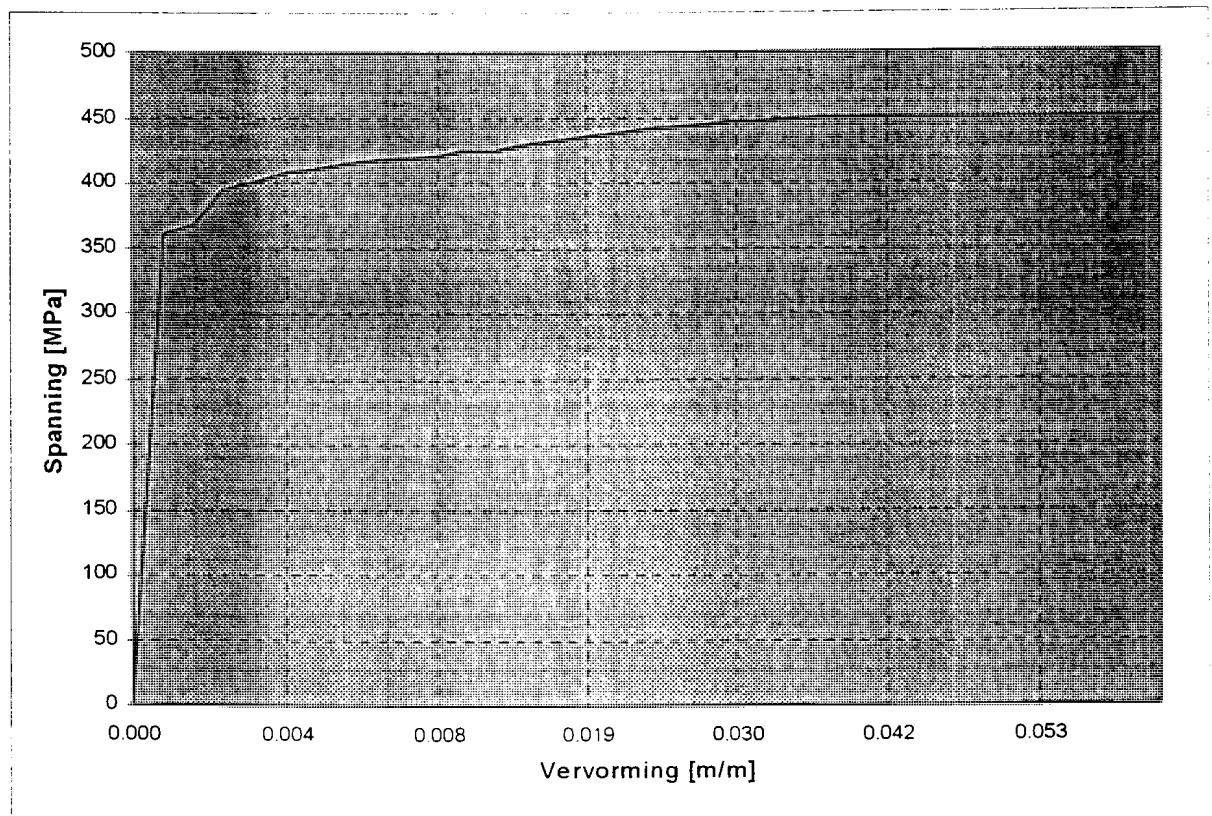
Plaat-elemente is deurgans gebruik vir die modellering van die kappie. Hierdie elemente reageer dieselfde as wat 'n strook metaalplaat sou reageer. Geen vereenvoudigings word in hierdie elemente gebruik nie en alle eienskappe van plaatmetaal word in ag geneem.

Die randvoorwaardes wat van toepassing is op die model is gedefinieer volgens die voorwaardes wat van toepassing is op die werklike kappie. Dit wil sê die model is vasgehou in die rigtings en op die posisies waarin dit vasgehou word in die werklike toets. By die punte waar die kappie vasgebout word aan die bakkie, is die model vasgehou in die drie translasierigtings. Die kappie is verder in 'n sywaartse rigting vasgehou op die kanaalvormige profiele wat aan die onderkant van die kappie gevind word en wat bo-oor die rand van die bakkie se laaibak pas.



7.5 Materiaaleienskappe

Dit was nodig om die spannings- teen vervormingskurwe van die kappie staal te bepaal aangesien dit in die analyses benodig was. Vier trektoetsmonsters is gesny en getoets. Die spannings- teen vervormingskurwes is gestip vir elke monster. Die gemiddeld van die vier toetsmonsters is geneem om die materiaaleienskappe voor te stel. Figuur 7.1 wys die spannings- teen vervormingskurwe. Die kurwe is in tabelvorm in MSC/DYTRAN ingelees. Geen vervormingstempo (Eng.: strain-rate) data is in berekening gebring vir die analise nie.



Figuur 7.1: Gemete spannings- teen vervormingskurwe

7.6 Pre-impak analise

Hierdie analise is uitgevoer voordat die impaktoets gedoen is. Die basiese modellering van die kappie soos bespreek in paragraaf 7.4, is gebruik. Die pendulum is egter ook gemodelleer. Die pendulum is baie vereenvoudig omdat daar nie belang gestel is in die resultate van die elemente in die pendulum nie. Groot sorg is egter geneem om die massa-eienskappe van die pendulum 100 % reg te kry. Die doel hiervan is om die pendulum te laat swaai soos wat dit in die werklike toets sou doen en dan deur middel van kontakoppervlaktes tussen die pendulum en die kappie die hele model te laat reageer soos wat dit met die werklike toets sal reageer.

In Tabel 6.1 word die snelhede gelys waarteen die pendulum beweeg vir verskillende lighoogtes. Die pendulummodel is tot teenaan die kappiemodel geskuif en 'n beginsnelheid gegee. Die analise is uitgevoer vir 'n tydperk van 0.14 sekondes. In hierdie tyd het die pendulum die kappie getref, die kappie vervorm en begin terugbeweeg.

Die kappie is dus getref deur die pendulum, dit het begin vervorm volgens die nie-lineêre materiaaleienskappe wat verskaf is, tot in die plastiese gebied van die materiaal. Toe die pendulum begin terugbeweeg het, het die kappie ook gedeeltelik terugbeweeg volgens die ontladingslyn met 'n helling gelyk aan Young se modulus.

Die areas wat uitgewys is as moontlike falingsareas was die volgende:

- 1) Die onderste gedeelte van die voorste paneel van die kappie het begin knik.
- 2) Die voorkant van die kappie het meer vervorm as die agterkant van die kappie, tot so 'n mate dat die pendulum begin ossileer het om die vertikale as. Hierdie vervorming kan heelwaarskynlik toegeskryf word aan die knikking van die voorste paneel. As die voorste paneel vasgeheg word aan die bakkie, behoort die vervorming in hierdie area drasties te verminder.
- 3) Die rondings in die vensterrame is uitgewys as hoë-spanningsareas

Die analise het ook uitgewys dat dit nie moontlik sou wees om die kappies in seksies te verdeel en dan elke seksie met 'n geweegde energiewaarde te toets nie. Dit kan gesien word as daar na die vervorming van die kappie gekyk word. Dit blyk duidelik uit die resultate dat die voorste paneel 'n baie groot gedeelte van die energie absorbeer tydens impak. As die voorste paneel nie teenwoordig is nie tydens impak, soos wat sal plaasvind as seksies gebruik word, sal die resultate nie verteenwoordigend wees van die sterkte van die kappie nie.

Die rede hoekom dit moontlik is om 'n bus in seksies te verdeel, kan as volg opgesom word:

- Busse bestaan uit 'n lasdraende struktuur (Eng: "superstructure") wat al die las dra in die geval van 'n omrolongeluk.
- Die plaatmetaal is slegs bedekking en word nie as deel van die lasdraende struktuur gesien nie.
- Die bus het verder ook baie van hierdie lasdraende seksies reg deur die hele lengte.

Om hierdie redes is dit moontlik om busse in toetsseksies te verdeel en word dit gedoen solank daar ten minste twee van hierdie lasdraende strukture in die seksie is.

Dit is nie die geval by bakkie-kappies nie. Ten eerste is die plaatmetaalbedekking deel van die lasdraende struktuur. Ten tweede is daar nie lasdraende seksies versprei deur die lengte van die kappies nie. Die voorste en agterste panele is basies die groot lasdraende strukture. Daar word somtyds 'n versterking in die middel van die kappie gevind, maar dit is nie van dieselfde sterkte as die voorste en agterste panele van die kappie nie.

7.6.1 Resultate

Die vervormings wat verkry is tydens hierdie analise is vergelyk met die vervormings wat verkry is tydens die werklike impaktoets en word gelys in tabel 7.1. Die resultate word ook grafies vergelyk in Fig 7.2. Die 22 meetpunte soos gedefinieer in Hoofstuk 6.6 is gebruik om die vervorming van die model te beskryf. Figure 7.3 en 7.4 wys hierdie punte in meer detail.

Die berekening van die persentasieverskil kan as volg opgesom word.

$$\%F = \left[\frac{\sum_{j=1}^{22} |E_{w_j} - E_{a_j}|}{\sum_{j=1}^{22} (E_{w_j})} \right] \times 100$$

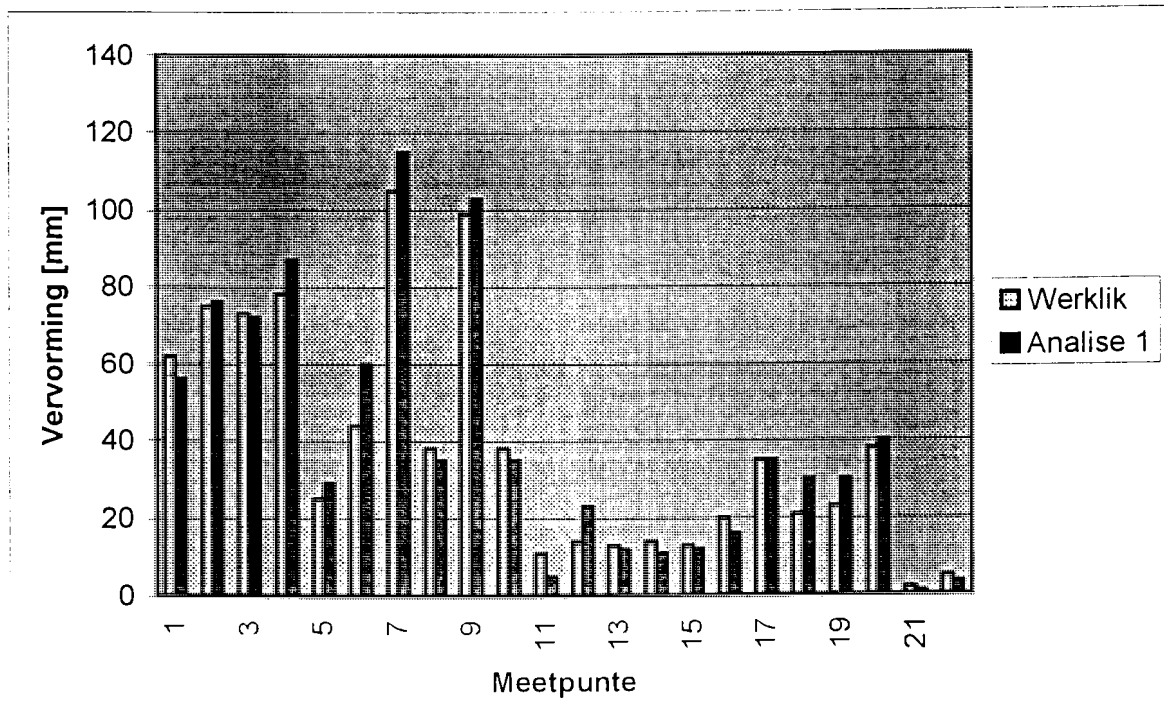
Waar

E_{w_j} = Vervorming op werklike kappie by meetpunt j [mm]

E_{a_j} = Vervorming tydens analise van kappie by meetpunt j [mm]

$\%F$ = Die verskil tussen die analise en die eksperiment in persentasievorm.

As die resultate vergelyk word, en die totale verskil tussen die analise en die werklike toets gedeel word deur die totale vervorming tydens die werklike impaktoets, kan gesien word dat die totale verskil minder as 13 % is.

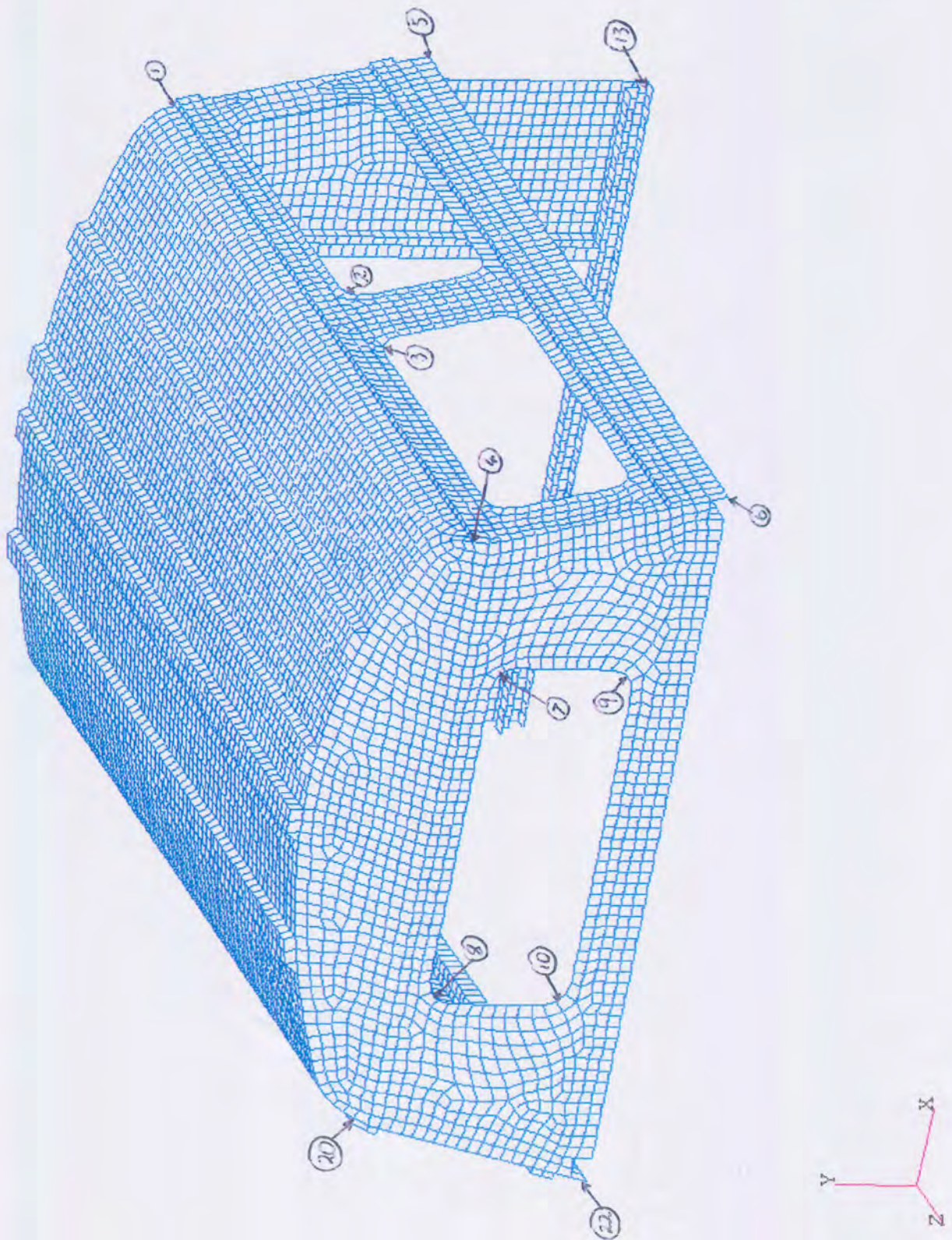


Figuur 7.2: Vergelyking van Pre-impak analise en werklike impaktoets

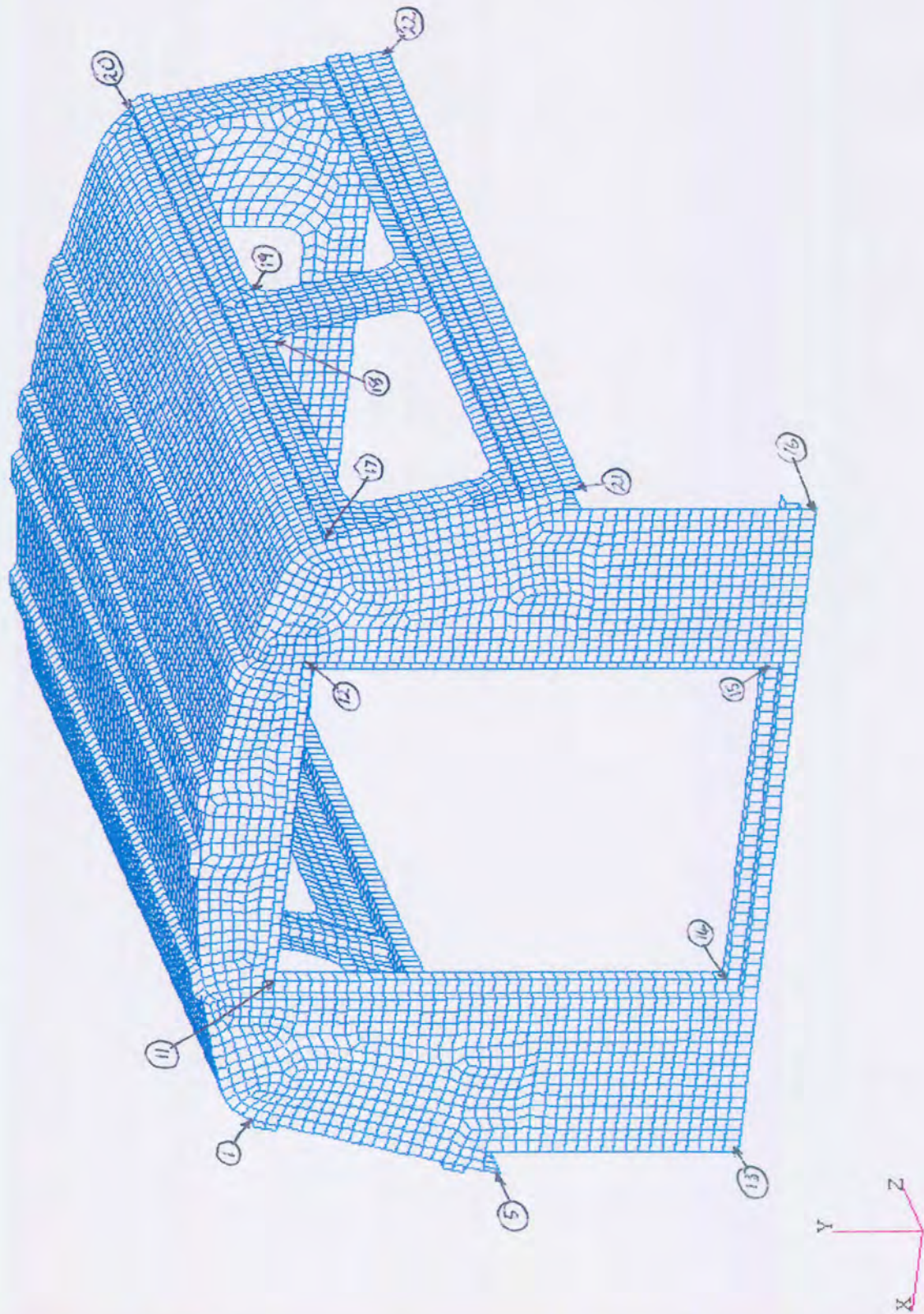
Tabel 7.1: Vergelyking tussen Pre-impak analise en werklike impaktoets

Punt no	Vervorming [mm]		Verskil [mm]
	Werklik	Analise 1	
1	62	56	6
2	75	76	1
3	73	72	1
4	78	87	9
5	25	29	4
6	44	60	16
7	105	115	10
8	38	35	3
9	99	103	4
10	38	35	3
11	11	5	6
12	14	23	9
13	13	12	1
14	14	11	3
15	13	12	1
16	20	16	4
17	35	35	0
18	21	30	9
19	23	30	7
20	38	40	2
21	2	1	1
22	5	3	2

Figure 7.5, 7.6 en 7.7 is grafiese resultate wat verkry is uit hierdie analise en toon die mate van vervorming aan.



Figuur 7.3: Meetpunte op voorkant en linkerkant van kappie

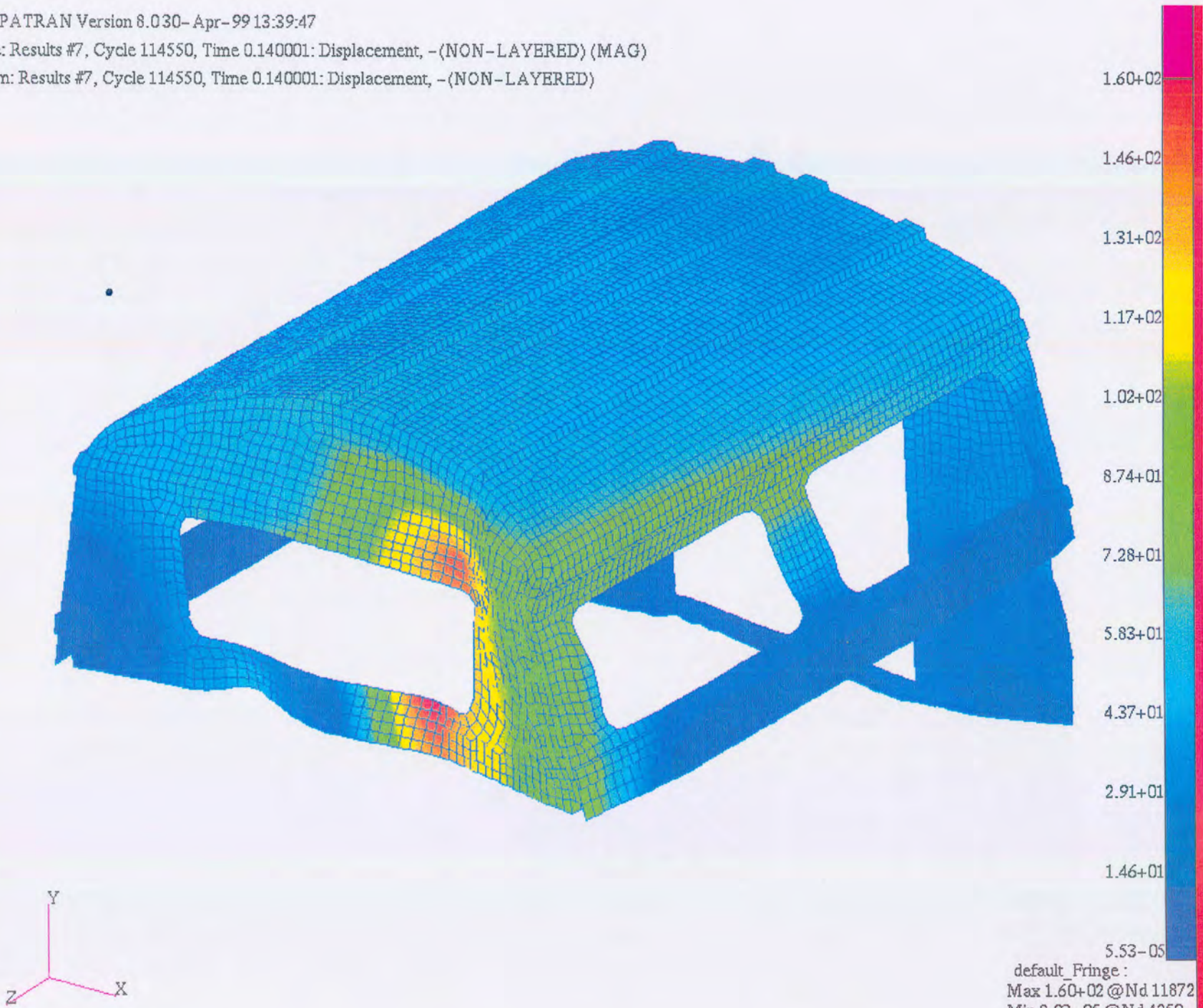


Figuur 7.4: Meetpunte op agterkant en regterkant van kappie

MSC/PATRAN Version 8.030- Apr-99 13:39:47

Fringe: Results #7, Cycle 114550, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED) (MAG)

Deform: Results #7, Cycle 114550, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED)



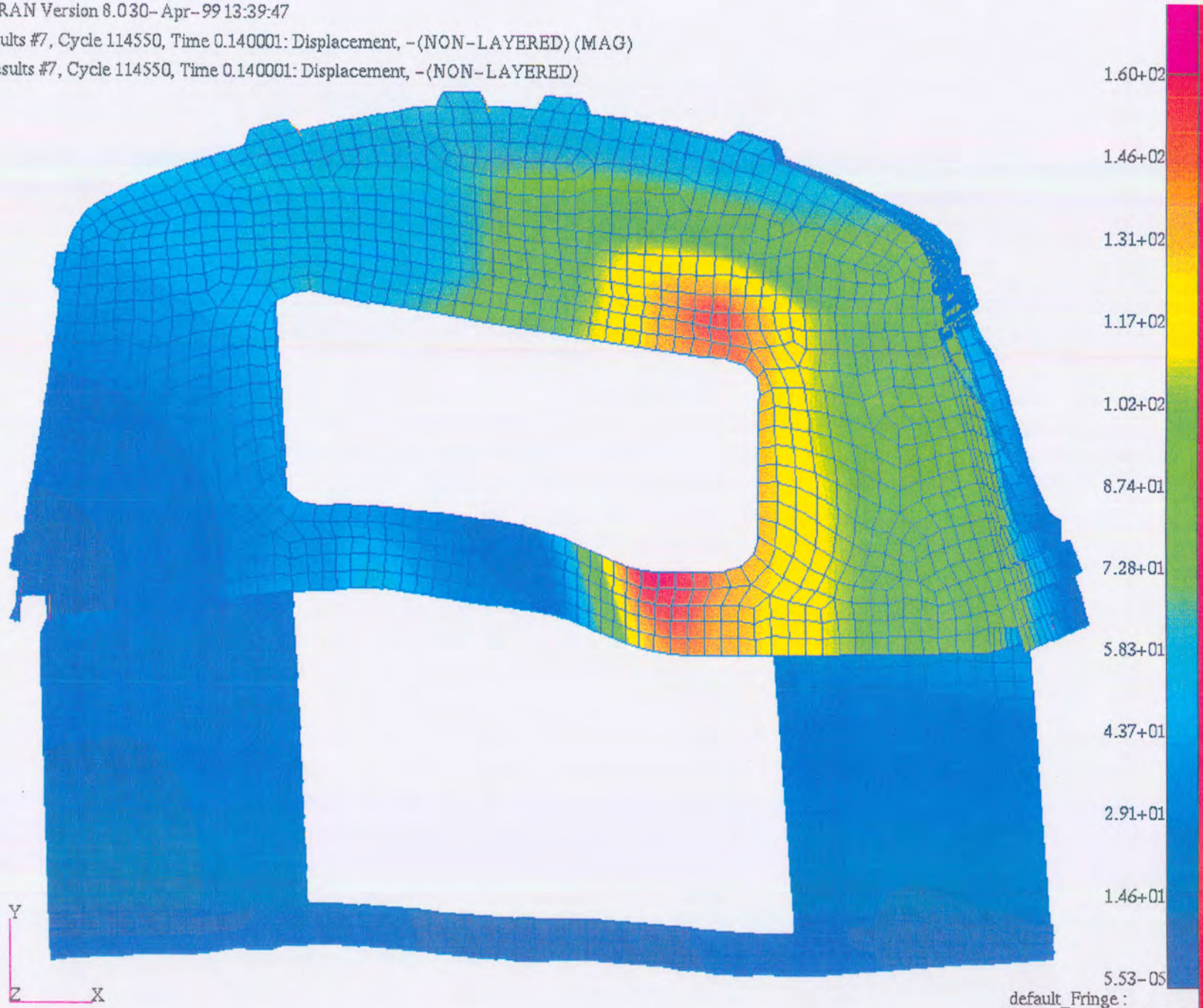
default_Fringe :
Max 1.60+02 @Nd 11872
Min 8.93-05 @Nd 4259
default_Deformation :
Max 1.60+02 @Nd 11872

Figuur 7.5: Koppelvorming tydens Pre-impk analise. Isometriese aansig

MSC/PATRAN Version 8.030- Apr-99 13:39:47

Fringe: Results #7, Cycle 114550, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED) (MAG)

Deform: Results #7, Cycle 114550, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED)



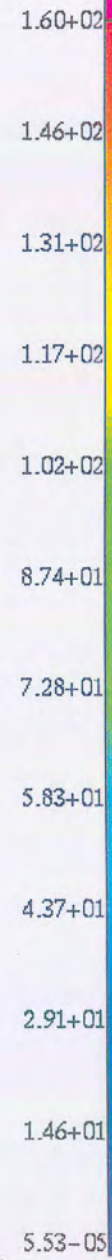
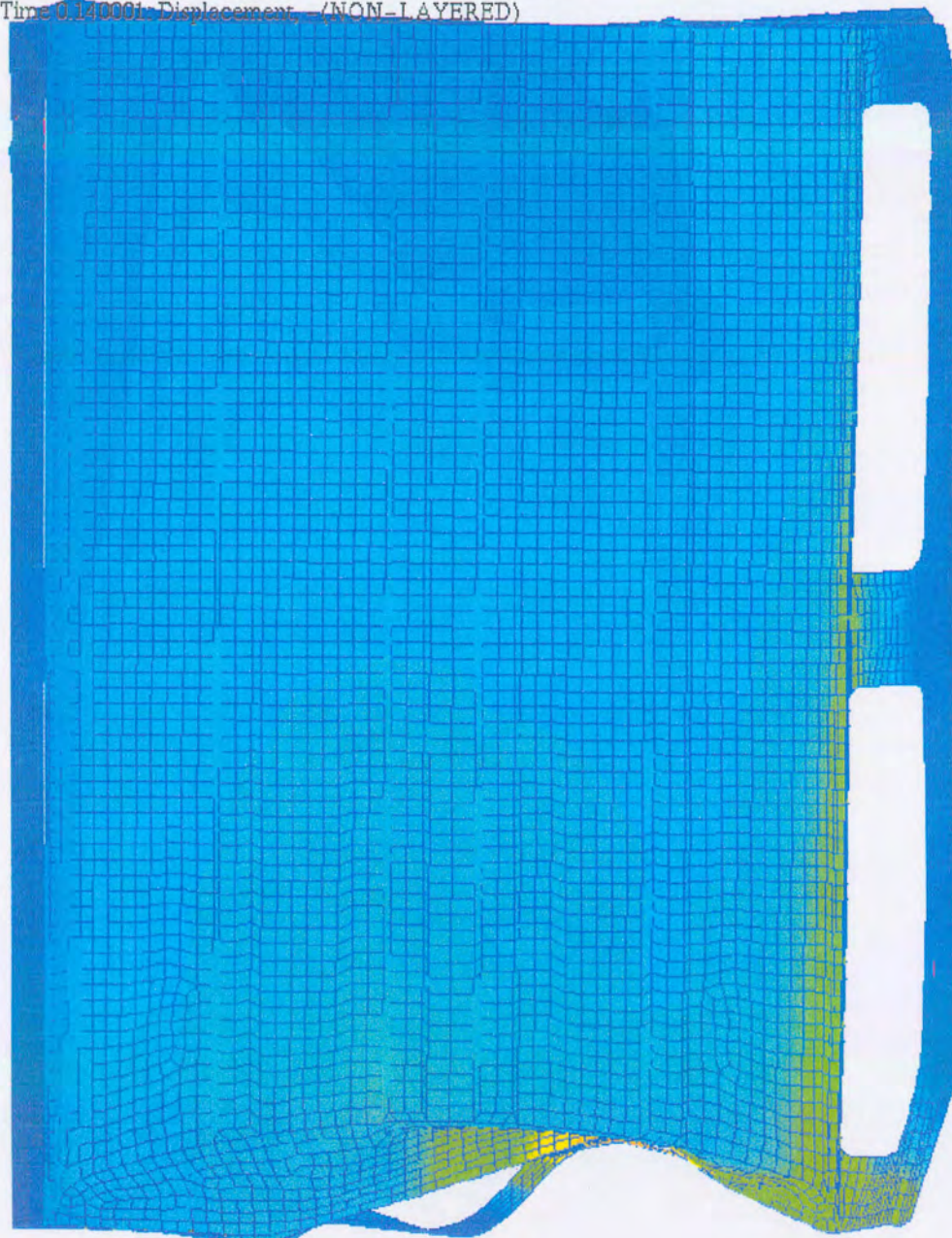
default_Fringe :
Max 1.60+02 @Nd 11872
Min 8.93-05 @Nd 4259
default_Deformation :
Max 1.60+02 @Nd 11872

Figuur 7.6: Kapteervorming tydens Pre-impk analise. Voor aansig

MSC/PATRAN Version 8.030-Apr-99 13:39:47

Fringe: Results #7, Cycle 114550, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED) (MAG)

Deform: Results #7, Cycle 114550, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED)



default_Fringe :
Max 1.60+02 @Nd 11872
Min 8.93-05 @Nd 4259
default_Deformation :
Max 1.60+02 @Nd 11872

Figuur 7.7: Kappievervorming tydens Pre-impak analise. Bo aansig

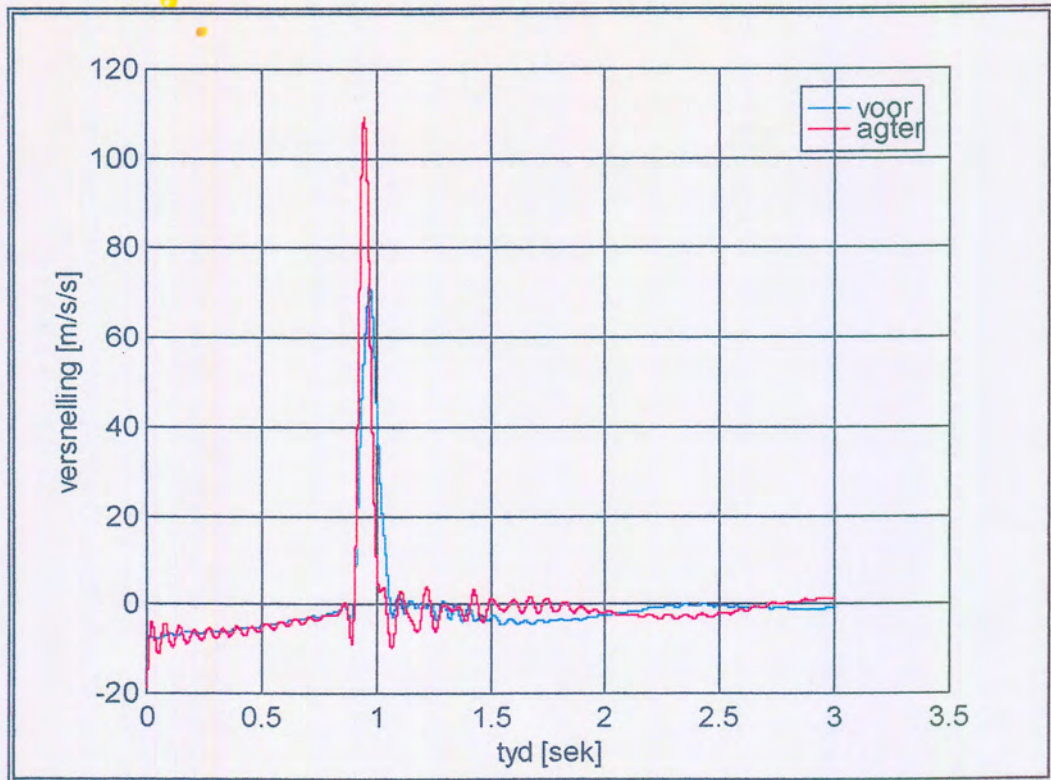
7.7 Post-impak analise

Hierdie analise is uitgevoer nadat die impaktoets gedoen is. Die versnelling wat gemeet is tydens die impaktoets is verwerk en gebruik as insette vir hierdie analise. 'n Rekenaarprogram is geskryf in MATLAB om die versnellingsmeterseine te integreer, sodat die snelheid van die pendulum op elke tydstep bepaal kon word.

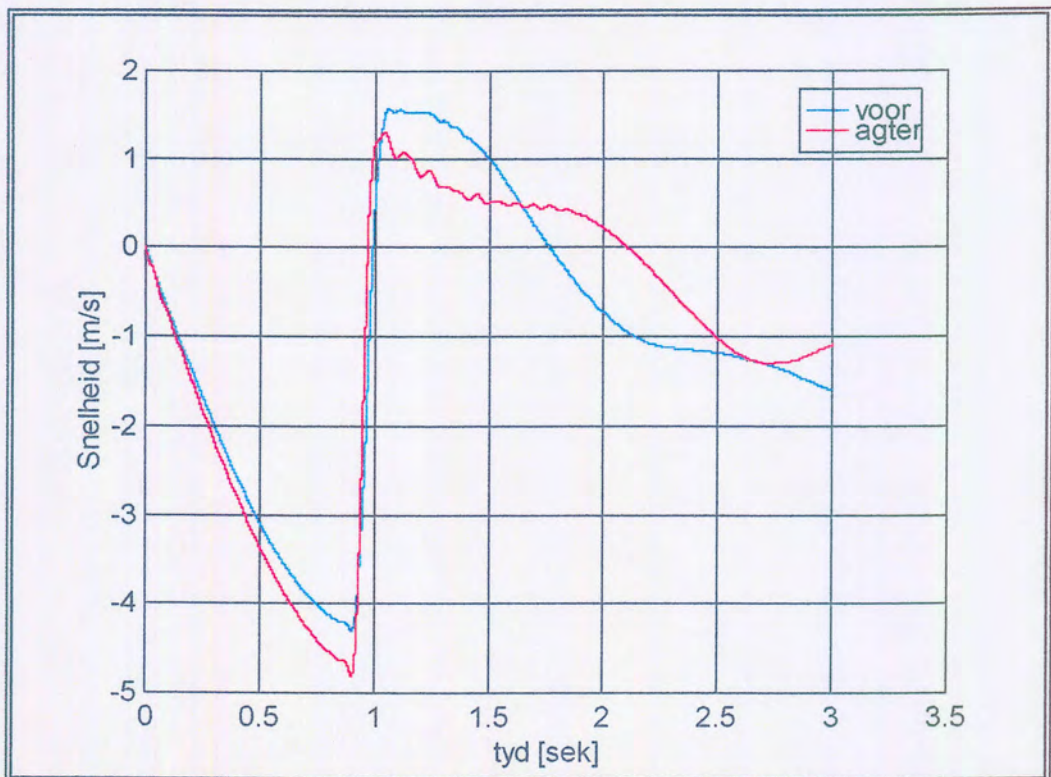
7.7.1 Dataverwerking

Die Versnellingsmetersein wat verkry is, het baie geraas op soos gesien is in Fig 6.4. Dit was dus nodig vir die MATLAB-program om eers die geraas uit te filter sodat 'n skoon sein verkry kon word. Hierna kon daar met integrasie van die versnellingsmetersein begin word. Die versnellingsmetersein kon egter nie direk na snelheid toe integreer word nie, omdat die versnellingsmeters op die pendulum wat roteer vas is. Dit veroorsaak dat die effek van gravitasie op die versnellingsmeters verander soos die hoek van die pendulum verander.

Dit was nodig om die MATLAB-program sodanig te skryf dat dit die hoek van die pendulum in ag neem vir elke datapunt en die versnellingsmetersein daarvolgens aanpas. Die voorste en agterste versnellingsmeterseine word in Figuur 7.8 gewys. Gesamentlik met hierdie berekeninge is die snelheid verkry vir elke tydstep. Die voorste en agterste snelhede word in Figuur 7.9 gewys. Die programkode word gelys in Appendix D.



Figuur 7.8: Versnelling van voorste en agterste gedeeltes van die pendulum



Figuur 7.9: Snelheid van die voorste en agterste gedeeltes van die pendulum

7.7.3 Analise

Die basiese modellering van die kappie is gedoen soos beskryf in paragraaf 7.4. Die enigste verandering tussen hierdie analise en die vorige een is die feit dat die pendulum vervang is met 'n plat vlak. Die plat vlak is georiënteer met 'n hoek van 25° met die vertikale datumvlak deur die kappie. Die snelhede soos dit bereken is in die vorige paragrawe, is in tabelvorm geskryf vir elke tydstep. Die voorste en agterste snelheidstabelle is dan as insette gebruik vir die beskrywing van die beweging van die plat vlak.

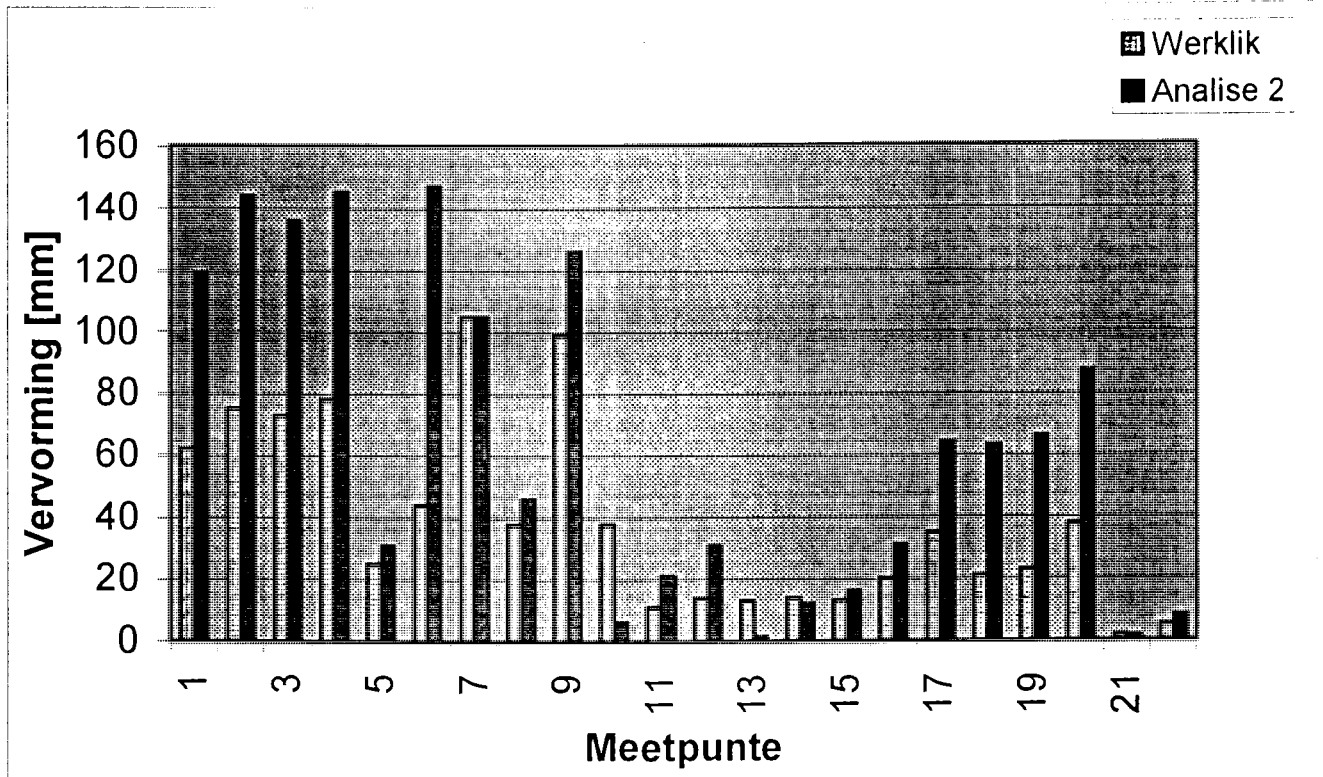
Die snelheidstabelle is vir die periode vanaf kontak met die kappie tot en met 0.14 sekondes na die impak gedefinieer. Hierdie plat vlak beweeg dus volgens die berekende snelheidstabelle teen die kappie vas en die kappie moet dienooreenkomstig vervorm soos wat die plat vlak dit inmeekaardruk.

7.7.3 Resultate

Die resultate is op dieselfde manier vergelyk met die werklike vervorming van die kappie as in die vorige analise. Dieselfde 22 meetpunte (Figure 7.3 en 7.4) is gebruik om die vervorming van die kappiemodel te beskryf. Tabel 7.2 lys die resultate en Figuur 7.10 is 'n grafiese voorstelling van die verskille tussen die analise en die werklike impaktoets. Op die oog af kan daar klaar gesien word dat analise nie ooreenstem met die werklike toets nie.

As die resultate vergelyk word en die totale verskil tussen die analise en die werklike toets gedeel word deur die totale vervorming tydens die werklike impaktoets, kan gesien word dat die totale verskil 77 % is. Hierdie syfer word verkry deur die som van die waardes in die "verskil"-kolom van Tabel 7.2 te neem en dit deur die som van die waardes in die "werklikevervorming"-kolom te deel. Hierdie analisemethode lewer nie akkurate resultate nie en kan dus nie

gebruik word vir verifieering van bak-kappies nie. Figure 7.11, 7.12 en 7.13 is grafiese resultate verkry uit die analises.



Figuur 7.10: Vergelyking van Post-impak analise en werklike impaktoets

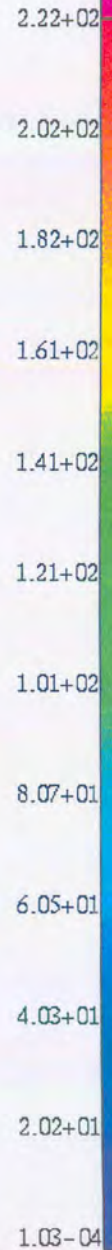
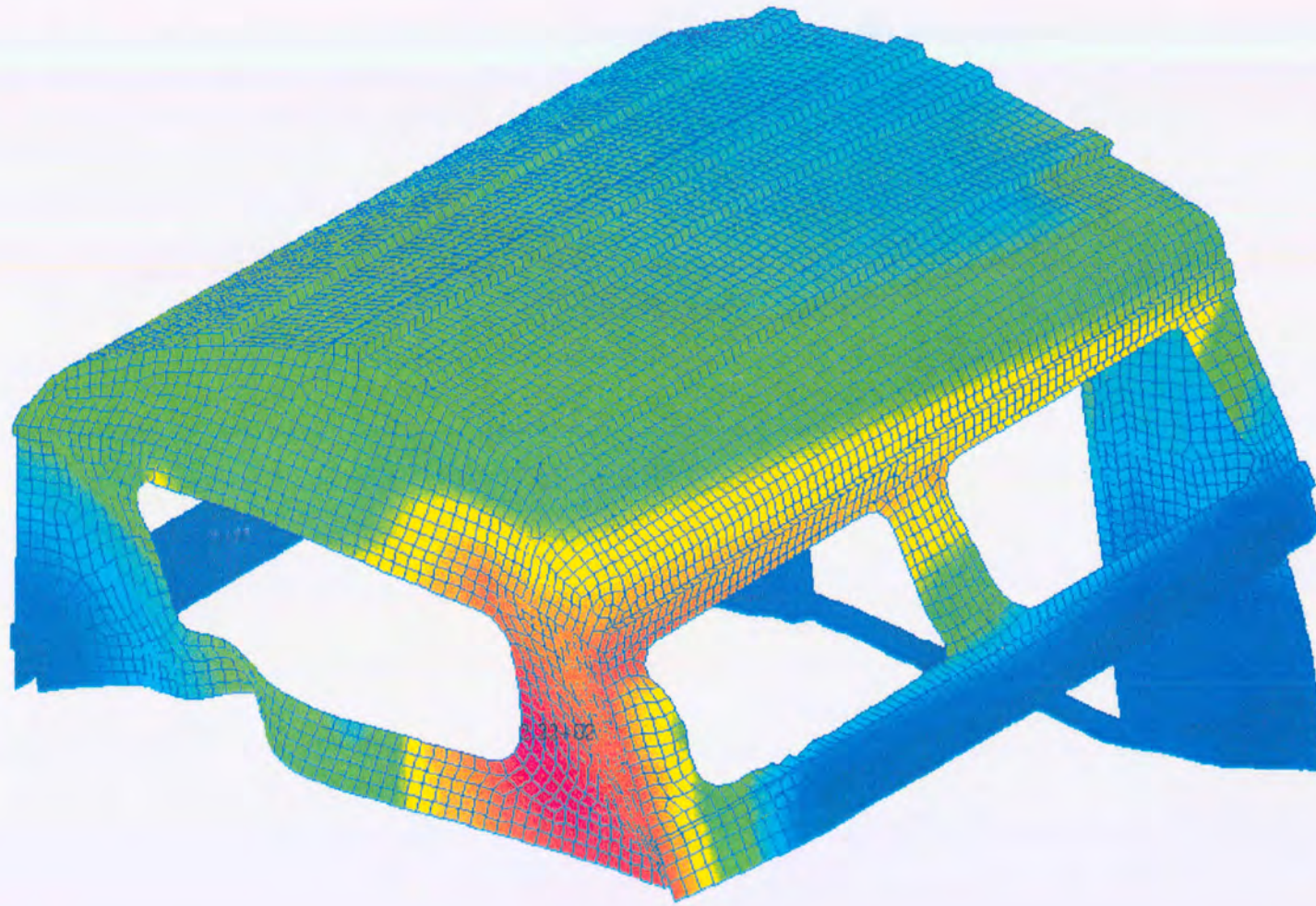
Tabel 7.2: Vergelyking tussen Post-impak analise en werklike impaktoets

Punt no	Vervorming [mm]		Verskil [mm]
	Werklik	Analise 2	
1	62	119	57
2	75	114	69
3	73	136	63
4	78	145	67
5	25	31	6
6	44	147	103
7	105	105	0
8	38	46	8
9	99	126	27
10	38	6	32
11	11	21	10
12	14	31	17
13	13	2	12
14	14	12	2
15	13	16	3
16	20	31	11
17	35	64	29
18	21	63	42
19	23	66	43
20	38	87	49
21	2	2	0
22	5	8	3

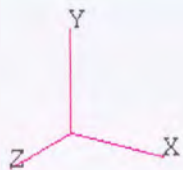
MSC/PATRAN Version 8.0 03-May-99 15:38:01

Fringe: Results #3, Cycle 114533, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED) (MAG)

Deform: Results #3, Cycle 114533, Time 0.140001: Displacement,



default Fringe :
Max 2.22+02 @Nd 11876
Min 8.93-05 @Nd 4259
default Deformation :
Max 2.22+02 @Nd 11876

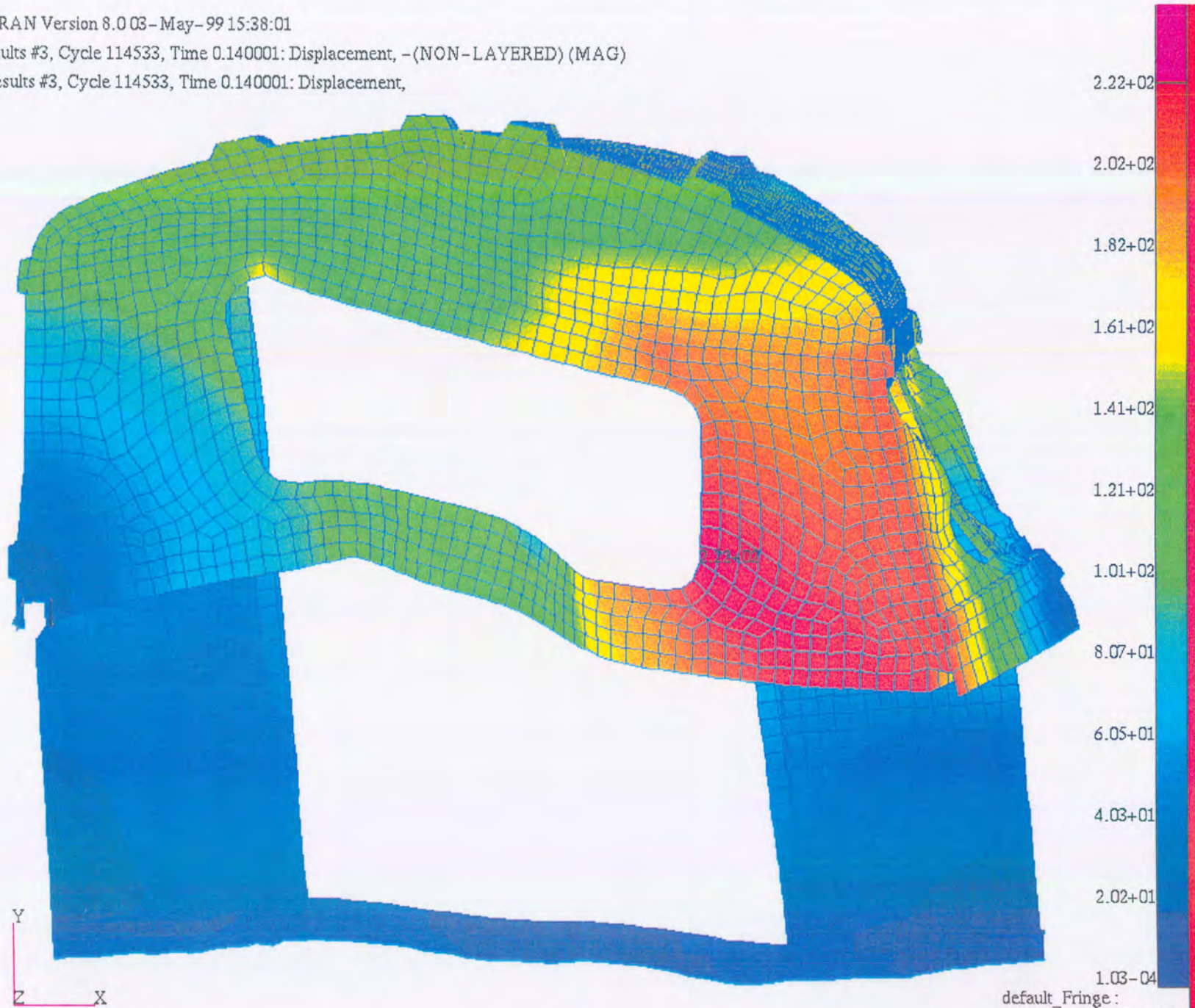


Figuur 7.11: Kappievervorming tydens Post-impak analise. Isometriese aansig

MSC/PATRAN Version 8.0 03-May-99 15:38:01

Fringe: Results #3, Cycle 114533, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED) (MAG)

Deform: Results #3, Cycle 114533, Time 0.140001: Displacement,



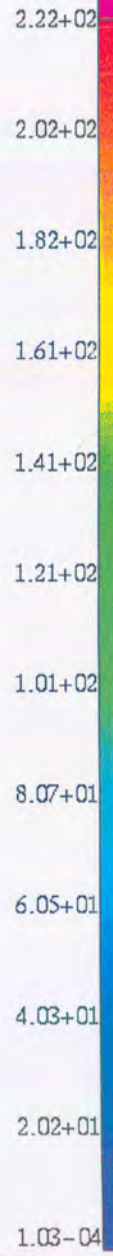
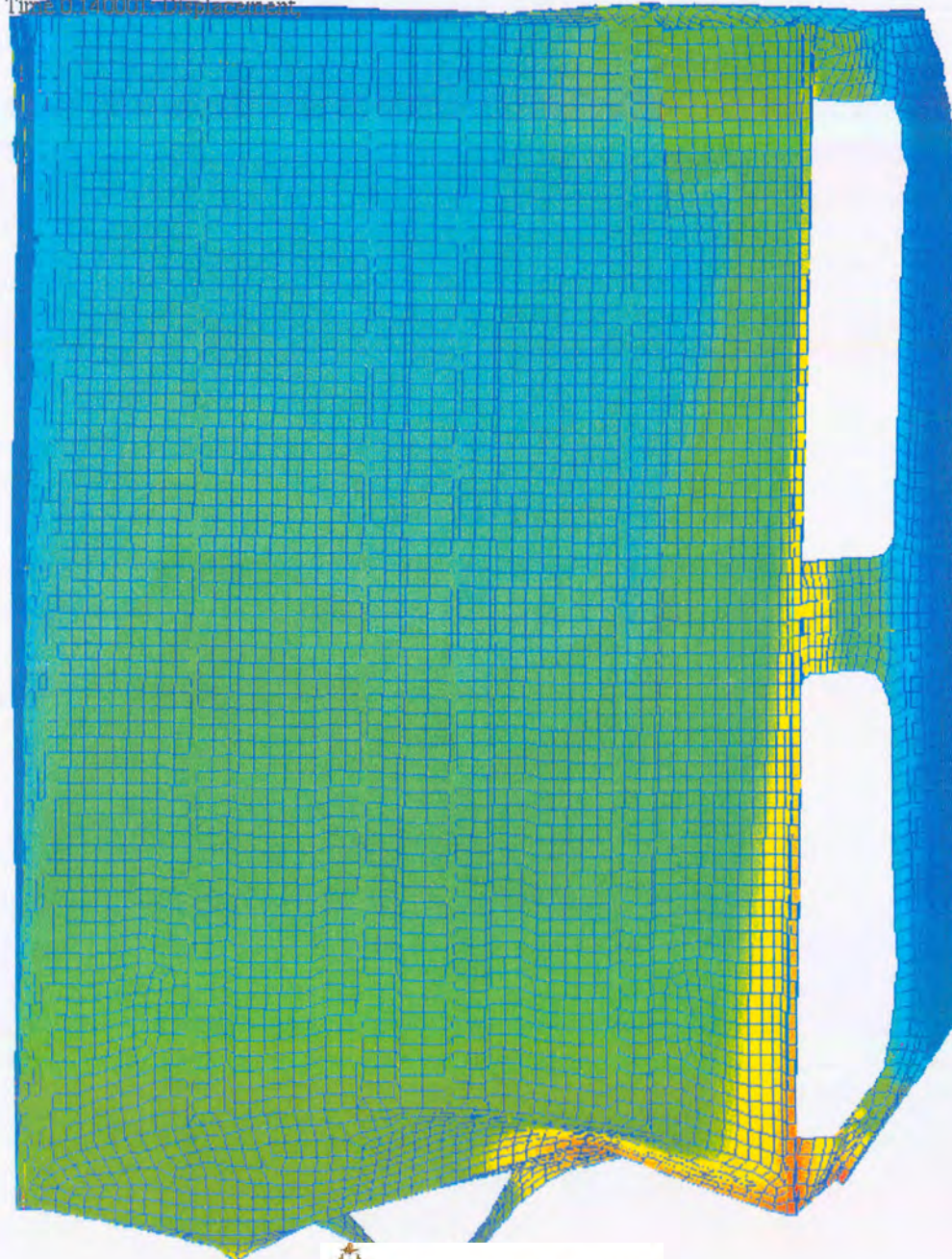
default_Fringe :
Max 2.22+02 @Nd 11876
Min 8.93-05 @Nd 4259
default_Deformation :
Max 2.22+02 @Nd 11876

Figuur 7.12: Kappievervorming tydens Post-impak analise. Voor aansig

MSC/PATRAN Version 8.0 03-May-99 15:38:01

Fringe: Results #3, Cycle 114533, Time 0.140001: Displacement, -(NON-LAYERED) (MAG)

Deform: Results #3, Cycle 114533, Time 0.140001: Displacement



default_Fringe :
Max 2.22+02 @Nd 11876
Min 8.93-05 @Nd 4259
default_Deformation :
Max 2.22+02 @Nd 11876

Figuur 7.13: Kappievervorming tydens Post-impak analise. Bo aansig

7.8 Bespreking

Die eerste analise het die vervorming van die kappie binne 13 % korrek voorspel. Die eerste tipe analise leen homself baie goed vir die doel om die sterkte van kappies te verifieer vir die toetsspesifikasie. Dit is dus die metode wat gebruik moet word as kappies met behulp van eindige element analises getoets word. Groot sorg moet egter hier geneem word om die massa en geometriese eienskappe van die pendulum 100 % korrek te hê, aangesien dit van kardinale belang is vir die analise. Die regte hoeveelheid energie sal deur die pendulum ingesit word as die massa en geometriese eienskappe van die pendulum, sowel as die snelheid van die pendulum korrek is.

Die tweede analisemethode is nie geskik vir gebruik tydens verifieering nie. Daar is gesien dat die analise groot afwykings toon van die werklike toets en dit voorspel dus nie die werklike toets akkuraat genoeg nie. Daar is heelwaarskynlik meer as een rede vir hierdie groot afwyking wat gevind word. Die eerste rede wat opgehaal kan word is die aanname dat die versnellingsmeters nie heeltemal akkuraat was nie. Tweede rede hiervoor is die feit dat die metings wat geneem is, gebasseer is op die reaksies (kragte, versnellings en snelhede) wat die pendulum ondervind as gevolg van die vervorming van die kappie. Dit is dus nie die insette tot die kappie nie maar die reaksies van die kappie, soos wat dit deur die hele pendulumstruktuur ondervind word, wat gemeet is. Daar moet in gedagte gehou word dat die pendulum se gedrag afhang van baie ander faktore soos bv. die starheid van die dakbalke waaraan die pendulum vasgeheg is en die feit dat die pendulum se slagsentrum nie op die impakhoogte geleë is nie. Die energie wat deur hierdie analise tot die kappiemodel toegevoeg is, is dus ook nie korrek nie a.g.v. die feit dat die gemete waardes reaksiewaardes is. As hierdie waardes dan as insette gebruik word tot die analise, sal verkeerde antwoorde verkry word.

Bakkie-kappies kan dus wel met behulp van eindige element analises getoets word, maar die metode waarvolgens die belasting aangewend word, is kritiek. Dit moet duidelik in die spesifikasie uiteen gesit word.

HOOFSTUK 8: GEVOLGTREKKINGS EN AANBEVELINGS

8.1 Oorsig

In hierdie hoofstuk word daar gevolgtrekkings en aanbevelings gemaak na aanleiding van die resultate van die navorsing. Die voorgestelde spesifikasie van die VN (ECE/324) word behandel en die verskillende toetsmetodes soos dit in die bylae van hierdie spesifikasie voorgestel word, word in oënskou geneem. Aanbevelings word gemaak aangaande die SABS-pendulumopstelling, soos dit tans daar uitsien en daar word gekyk na die voorgestelde toetsing van verskillende tipes kappies.

8.2 Gevolgtrekkings

Die VN-spesifikasie stel in beginsel 3 verskillende tipes toetsmetodes voor. Hierdie toetsmetodes kan as volg gelys word:

- Fisiese omrol van die voertuigstruktuur
- Pendulumtoets op die voertuigstruktuur
- Analitiese sterkteberekenings

Die bogenoemde toets kan dan ook uitgevoer word op

- die totale voertuigstruktuur, of 'n
- seksie van die voertuigstruktuur

8.2.1 Fisiese omroltoets

As daar na die fisiese omrol van die voertuigstruktuur gekyk word, is dit belangrik dat daar na die volgende punte gekyk word. Die toetsspesifikasie moet uitsluitlik vir bakkie-kappies wees en nie vir die hele bakkie nie. Hierdie

toetsmetode het dus tot gevolg dat 'n bakkie saam met elke kappie getoets sal moet word, wat onnodige onkoste beteken. Uit die voorafgaande berekeninge in Hoofstuk 5 kan dit duidelik gesien word dat die berekende energie-insette van hierdie toetsmetode heeltemal te lae waardes lewer wanneer dit op bakkies toegepas word.

Indien die kappie eerder op 'n vervaardigde basis gemonteer word, moet die basis die spesifieke eienskappe van die betrokke bakkie, soos massa, massamiddelpunthoogte en traagheidsmoment van die voertuig korrek naboots. Dit kom ook neer op onnodige onkoste aangesien daar vir elke verskillende bakkie voorsiening gemaak moet word.

Daar moet ook daarop gelet word dat die kappie nie in seksies verdeel kan word vir toetsing nie, aangesien die voorste en agterste panele van die kappie 'n noemenswaardige bydrae maak tot die sterkte van die struktuur (sien par 8.2.4).

8.2.2 Pendulum-toetsmetode

Die toets van die struktuur met behulp van 'n pendulum is die mees geskikte metode om aan te pas vir bakkie-kappies. Die metode is 'n laboratoriumtoetsmetode wat herhaalbare resultate lewer. Verder kan die energie-insette van die pendulum baie akkuraat gestel word deur net die massa en die lighoogte van die pendulum te verstel.

Die berekening van die energie-insette tot die pendulum, soos voorgestel in ECE/324, is egter nie aanvaarbaar nie. Die insette wat op hierdie metode bepaal word, is heeltemal te laag, soos wat dit uitgewys is in Hoofstuk 5.

Die ECE/324-vergelyking wat gebruik word om die energie-insette te bereken, is aangepas vir busse deur middel van weegfaktore wat tot die vergelyking toegevoeg is. Hierdie weegfaktore is heelwaarskynlik eksperimenteel bepaal en veroorsaak dat die vergelyking goeie resultate lewer vir busse. Dit lei egter daartoe dat die resultate nie verteenwoordigend is vir ander voertuie nie.

8.2.3 Analitiese metodes

Die verifikasie van die sterkte van 'n struktuur deur middel van analitiese metodes, soos wat dit in ECE/324 bespreek word, kan in konsep gebruik word. Die EEA voltooi in Hoofstuk 7 bewys dat dit moontlik is om die vervorming van 'n kappie akkuraat te voorspel. Daar moet egter op die volgende gelet word as hierdie metode gebruik word:

- Dit is nodig om die geometrie van die kappie baie akkuraat te definieer.
- Die materiaaleienskappe van die spesifieke kappiestruktuur wat getoets word, moet verkry word
- Dit is nodig om 'n baie kort tydveranderlike krag op die kappiestruktuur te kan aanwend en die analise sagteware moet in staat wees om dit te kan doen.

8.2.4 Totale struktuur vs. seksies

In die geval van 'n bus, soos gedefinieer in ECE/324, word die kragte wat ondervind word tydens omrol deur verskeie dwarsbalkseksies gedra. Hierdie seksies is eweredig deur die hele bus versprei en dra al die las. Dit word aanvaar dat die plaatmetaalwand van die bus geen sterkte tot die struktuur bydra nie. 'n Bus kan dus in seksies verdeel word en 'n seksie kan dan met 'n geweegde energiewaarde belas word om die korrekte vervorming te verkry.

Dit is nie die geval met bakkie-kappies nie. By die kappies is daar nie verskeie dwarsbalke wat die las kan dra nie en die plaatmetaalwand word as deel van die lasdraende struktuur gesien. Die enigste noemenswaardige struktuur wat die plaatmetaalwand styf hou, is die voorste en agterste panele van die kappie. Dit het tydens die analise in Hoofstuk 7 na vore gekom dat die opbreek van die kappie in seksies vir toetsing, totaal verkeerde antwoorde oplewer, juis as gevolg van die voorste en agterste paneelsterkte.

8.3 Aanbevelings

Die volgende aanbevelings word gemaak aangaande die toets van bakkie-kappies.

8.3.1 Toetsmetode

- Dit word aanbeveel dat daar gebruik gemaak word van die pendulumtoetsmetode vir die bepaling van die sterkte van die bakkie-kappies wanneer 'n fisiese impaktoets gedoen word.
- Die gebruik van eindige element analise metodes om die bakkie-kappie sterkte mee te verifieer, is ook aanvaarbaar as toetsmetode, mits dit voldoen aan die vereistes soos uiteengesit in die spesifikasie.

8.3.2 Pendulumtoets

- Dit word aanbeveel dat daar slegs een standaard energiewaarde gebruik word waarmee alle 1-ton bakkie-kappies getoets moet word. (4x4-Voertuie word nie hierby ingesluit nie). Hierdie energie-inset tot die kappie is bepaal as 7.7 kJ (sien Hoofstuk 5)
- Dit word aanbeveel dat beide staal- en veselglaskappies aan dieselfde toets onderwerp moet word, aangesien albei in dieselfde omstandighede gebruik word.

8.3.3 Analitiese berekeningsmetodes

- Wanneer daar gebruik gemaak word van eindige element analise vir die verifikasie van bakkie-kappies, moet die pendulum gemodelleer kan word sodat die belasting deur middel van kontakoppervlaktes tussen die pendulum en die kappie oorgedra kan word.
- Die analise moet voorsiening maak vir nie-lineêre vervorming. As veselglaskappies op hierdie metode getoets word, moet sorg gedra word dat die materiaaleienskappe en oriëntasie korrek is.

- Die inset-datalêr vir die analise moet beskikbaar gestel word aan die betrokke toetsowerheid.

Indien die vervorming gevind tydens die analise binne 15 % van die maksimum toelaatbare vervorming is, word dit voorgestel dat die kappie aan 'n fisiese impaktoets onderwerp word.

8.3.4 Verdere navorsing

- Verdere navorsing word voorgestel om die energie-insette vir bakkie-kappies van 4x4-bakkies, en half-ton-bakkies te bepaal. Omdat hierdie bakkies se geometriese eienskappe soveel verskil van gewone 1-tonbakkies s'n, is hierdie energie-insette nie verteenwoordigend vir hulle nie.
- Verdere navorsing word voorgestel om die wenslikheid van statiese toetsmetodes te ondersoek. Dinamiese toetse bemoedlik die verifikasie van enige struktuur. Om hierdie rede is die neiging deesdae in die wêreld om eerder statiese toetse te ontwerp waarmee verifikasiewerk gedoen kan word.

8.3.5 SABS opstelling

- Hierdie navorsing beveel aan dat die pendulumopstelling by die SABS verbeter en vergroot word. Die energie-insette benodig vir die kappies is tans die maksimum energie wat deur die pendulum gelewer kan word. Die huidige pendulum sal nie verder aangepas kan word nie en sal heelwaarskynlik nie genoegsame energie tot 4x4-bakkie kappies kan toevoeg nie.
- Die ophang- en loslaatmeganisme van die pendulum is ook nie voldoende vir 'n pendulum van hierdie massa nie en behoort verbeter te word.
- Die vashegtingstruktuur waarop die bakkie-kappies gemonteer word voor die pendulum, moet stewiger bevestig word aan die vloer van die toetslokaal.

8.4 Afsluiting

Hierdie navorsing het getoon dat

- die omrol van bakkies tydens ongelukke en die gepaardgaande lewensverlies wel 'n probleem is;
- die voorgestelde toetsspesifikasie van die VN (ECE/324) in sommige gevalle nie toepaslik is nie en in ander gevalle verander moet word om betroubare resultate te lewer vir die toets van bakkie-kappies;
- die energie-insetwaardes wat verkry word uit die VN-spesifikasie (ECE/324) te laag is wanneer dit op bakkie-kappies toegepas word;
- nuwe energie-insetwaardes bepaal is waarvolgens toetse gedoen kan word;
- die pendulumtoetsmetode die mees geskikte dinamiese toetsmetode is om te gebruik vir die toets van bakkie-kappies;
- dit moontlik is om die sterkte van kappies deur middel van eindige element analises te verifieer, maar dat die spesifieke analiseprosedure wat gebruik word, baie belangrik is en
- die normale EEA-programme, wat gebruik maak van die implisiete oplosmetode, nie voldoende is vir die oplos van hierdie tipe probleem nie en dat die probleem slegs met behulp van eksplisiete analisemetodes opgelos kan word.

Hierdie navorsing het gelei tot 'n basiese toetsspesifikasie. Hierdie spesifikasie kan as riglyn dien vir die opstel van 'n amptelike toetsspesifikasie wat afdwingbaar is deur die wet. (Die spesifikasie is aangeheg as appendix A)

BRONNELYS:

- [1] Jones, I.S., 1975, "The mechanics of rollover as the result of curb impact", Society of Automotive Engineers Congress and exposition, Detroit, USA
Paper No. 750461
- [2] SAE recommended practice
"Performance criteria for rollover protective structures (ROPS) for construction, earthmoving, forestry, and mining machines".
SAE J1040c
- [3] SAE recommended practice
"Steel products for rollover protective structures (ROPS) and falling object protective structures (FOPS)".
SAE J1119
April 1980.
- [4] SAE recommended practice
"Performance prediction of rollover protective structures (ROPS) through analytical methods"
SAE J1215.
- [5] Ford J.E., Thompson J.E., "Vehicle rollover dynamics prediction by mathematical model"
Chrysler Corporation
- [6] SAE recommended practice
"Rollover tests without collision"
SAE J857
June 1980.
- [7] SAE recommended practice
"Inverted vehicle drop test procedure"
SAE J996
June 1980
- [8] Wilson R.A., Gannon R.R., May 1972, "Rollover testing"
SAE Paper No. 720495.
- [9] "Uniform provisions concerning the approval of large passenger vehicles with regard to the strength of their superstructure".
E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505
Addendum 65: Regulation No. 66
1 December 1986, Geneva
- [10] Habberstad J.L., Wagner R.C., Thomas T.M., 1986,
"Rollover and interior kinematics test procedures revisited"
SAE Paper No. 861875

- [11] Campbell K.L., Sullivan K.P. 1991. "Heavy truck cab safety study"
35th Stapp car crash conference proceedings
- [12] Nalecz A.G., 1992. "Development and validation of light vehicle dynamics simulation (LVDS)"
SAE international congress and exposition
- [13] Cooperrider N.K., Thomas T.M., Hammoud S.A., 1990
"Testing and analysis of vehicle rollover behaviour"
- [14] Gillespie T.D., "Rollover".
Fundamentals of Vehicle Dynamics pp309-333
Society of Automotive Engineers
ISBN 1-56091-199-9
- [15] Nalecz A.G., 1989. "Influence of vehicle and roadway factors on the dynamics of tripped rollover", International Journal of Vehicle Design, Vol. 10 no. 3, pp 321 - 346
- [16] Gotz H, Schwede W, Muller M. 1986. "Design rules for structural safety of passenger car bodies", International Journal of Vehicle Design, Vol 7 no 5/6 pp 95 - 112
- [17] SAE recommended practice.
"Passenger car roof crush test procedure"
SAE J374
June 1980,
- [18] "Accident reconstruction: Human, vehicle, and environmental factors"
SAE international congress and exposition
SAE SP814
1990
- [19] Jones I.S., Penny M.B., 1990. "Engineering parameters related to rollover frequency", Forensic technologies international. Resource planning corporation
SAE international congress and exposition
- [20] SAE recommended practice
"Rollover protective structures for wheeled agricultural tractors"
SAE J1194
July 1983
- [21] Dixon J.C., 1991, "Tyres, suspension, and handling"
Cambridge university press
- [22] SAE recommended practice
"Instrumentation for impact tests"
SAE J211
June 1980

- [23] McHenry R.R., January 1976. "Speed estimates in vehicle rollovers"
Calspan Corporation report no. ZQ-5639-V-1

APPENDIX A: VOORGESTELDE SPESIFIKASIE



VOORGESTELDE TOETSPESIFIKASIE:

EUVALUASIE VAN DIE STERKTE VAN BAKKIE-KAPPIES TYDENS OMROLONGELUKKE

1. OMVANG

Hierdie aanbeveling tot 'n toetsspesifikasie handel oor die veiligheidsaspekte van bakkie-kappies tydens omrolongelukke, waar hierdie kappies gebruik word op 1-ton bakkies wat passasiers dra. Hierdie is slegs 'n aanduiding van wat die spesifikasie moet wees, en moet nie as 'n volledige spesifikasie gesien word nie.

2. DEFINISIES

2.1 Kappie beteken 'n totale of gedeeltelike bedekking van die laai-area van die bakkie, met 'n hoogte van ten minste die dak van die voertuigkajuit.

2.2 Bakkie beteken ligte kommersiële voertuie in die 1-ton laaikapasiteitsgroep.

2.3 Residuele spasie beteken die spasie wat behoue moet bly gedurende en na die toets soos beskryf in 4.

2.4 Laai-area beteken die spasie agter die voertuigkajuit, wat normaalweg vir die vervoer van goedere ontwerp mag wees, maar aangepas is vir die vervoer van passasiers

2.5 Vashegtingsmeganisme beteken die meganisme of metode wat gebruik word om die kappie aan die bakkie te bevestig, hetsy tydelik of permanent.

3. ALGEMENE VEREISTES

3.1 Omrolbeskerming

Die kappie sal van sodanige sterkte wees dat ten tye van en ná die toets soos beskryf in 4:

- geen vervormde deel van die kappie in die residuele spasie, soos gedefinieer in 7, sal indring nie en
- ten minste 75% van die vashegtingsmeganismes van die kappie heel en vasgeheg sal bly. Dit beteken dat die kappie nie mag losskeur van die bakkie op meer as een in elke vier vashegtingsposisies nie.

3.2 Binne oppervlakke en bybehore

Die interne oppervlakke en bybehore van die kappie sal geen inwaarts-projekterende strukture besit wat van sodanige vorm, hardheid en dimensies is dat dit die risiko of graad van liggaamlike besering tot 'n persoon vergroot nie.

Die oppervlaktes van handvatsels, hefboome en enige ander uitsteeksels op die kappie sal eindig in geronde kante. Die radius van die rondings sal nie minder as 3 mm wees nie.

3.3 Toegange

Die kappie sal van ten minste een behoorlike in-/uitgang aan die linkerkant of aan die agterkant van die kappie voorsien wees. Hierdie in-/uitgang sal van 'n deur of klap voorsien wees wat die in-/uitgang behoorlik bedek. Hierdie deur/klap sal van 'n permanente sluitingsmeganisme voorsien word wat ten doel het die oop- en toemaak van die deur/klap. Hierdie meganisme sal van beide die buite- en, behalwe

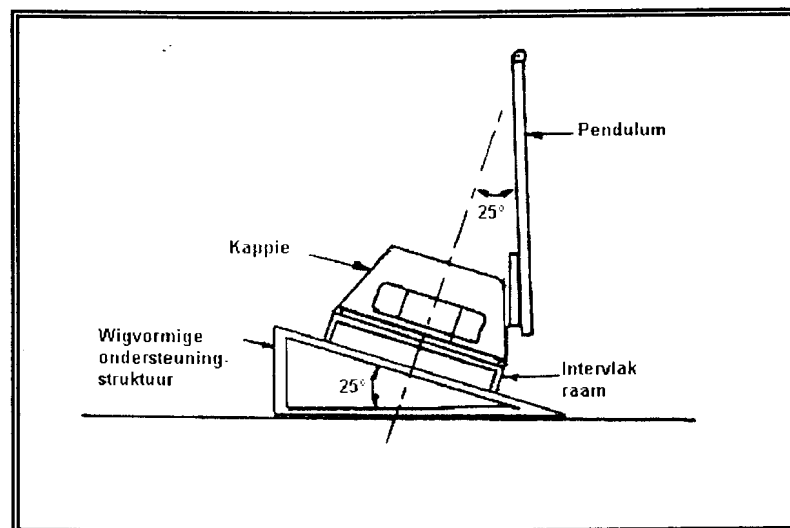
waar kinderveiligheidslotte aangebring is, die binnekant van die kappie af oopgemaak kan word.

4 PENDULUMTOETS.

4.1 Toetsopstelling

Die kappie moet op 'n vashegtingstruktuur, soos gedefinieer in 4.3, voor die pendulum geplaas word.

Wanneer die kappie bo-op die vashegtingstruktuur vasgeheg is en die pendulum vertikaal hang, moet die kappie se sykant die impakoppervlakte van die pendulum raak.



Figuur A.1: Pendulumopstelling

4.2 Energie en rigting van impak

- Die totale energie wat deur die pendulum tot die kappie toegevoeg word, sal nie minder as 7700 J wees nie.

- Die impakenergie sal sodanig op die kappie aangewend word, dat op die oomblik van impak, die pendulum 'n hoek van 25° (+0,-5) met die vertikale longitudinale vlak in die middel van die kappie maak. (sien Figuur A.1)
- Die pendulum sal van sodanige hoogte af gelos word, dat dit die kappie teen 'n spoed van tussen 4 en 7 m/s sal tref.

4.3 Vashegtingstruktuur

'n Vashegtingstruktuur sal gebruik word om die kappie voor die pendulum te posisioneer.

- Hierdie struktuur sal wigvormig wees met 'n hoek van 25 grade (+0,-5).
- Die struktuur sal in die vloer van die toetslokaal vasgeheg word op sodanige wyse dat dit nie sal beweeg tydens die toets nie.
- Die struktuur sal inherent onvervormbaar wees. Dit beteken dat die struktuur nie mag vervorm tydens die toets nie.

Bo-op die vashegtingstruktuur sal 'n intervlakstruktuur geplaas word wat die intervlak tussen die bakkie en die kappie naboots.

- Hierdie intervlakstruktuur moet die geometrie van die laaibak van die betrokke bakkie naboots.
- Die intervlakstruktuur sal ook inherent onvervormbaar wees.
- Die intervlakstruktuur moet sodanig op die vashegtingstruktuur bevestig word dat dit nie tydens die toets sal beweeg nie.
- Die vashegting van die kappie bo-op die intervlakstruktuur moet die ooreenstemmende vashegting van die kappie op die bakkie weerspieël.

4.4 Toetsvereistes

- Die kant van die kappie waarop die impaktoets gedoen word, kan deur die vervaardiger gespesifiseer word. In die geval waar meer as een van dieselfde kappie getoets moet word, sal al die kappies aan dieselfde kant getoets word.
- Alle deure en vensters van die kappie sal toegemaak en sluitmeganismes ingeknip, maar nie gesluit wees nie. Vensters en glaspartisies kan glas in hê of nie, op die aansoeker se diskresie.
- Hoë-spoedfotografie, onvervormbare pasmates of ander toepaslike metodes sal gebruik word om te bepaal of die vereistes, gestel in 3.1, nagekom word.
- Pasmates sal aan 'n geredelike nie-vervormbare gedeelte van die kappie vasgeheg word.
- Die snelheid van die pendulum moet gemeet word net voor impak. Die pendulum sal van sodanige hoogte af gelos word dat dit die kappie teen 'n spoed van tussen 4 en 7 m/s sal tref.
- Die pendulumeienskappe moet sodanig bekend wees dat dit moontlik is om te verifieer dat daar aan die energievereistes van 4.1 voldoen word.
- Die pasmates en die hoë-spoedfotografie moet gebruik word om te verifieer dat die kappie nie in die residuele spasie in vervorm nie.

5. BESKRYWING VAN DIE PENDULUM

Die slagoppervlakte van die pendulum sal van staal vervaardig word met 'n impakoppervlakte aan die voorkant van die staal, bestaande uit laaghout. Die laaghout impakoppervlakte sal 'n dikte van $20 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$ hê. Die massa van die pendulum sal eweredig versprei wees oor die slagoppervlakte.

Die slagoppervlakte sal reghoekig en plat wees, met 'n wydte van ten minste die wydte van die kappie wat getoets word en 'n hoogte van nie minder as 800 mm nie.

Die kante sal gerond wees met 'n radius van nie minder as 15 mm nie. Die pendulum slagoppervlakte sal star aan twee verbindingsbalke vasgeheg word.

6. ANALITIESE BEREKENINGSMETODES

Die ontwerp van die kappie kan geverifieer word deur gebruik te maak van 'n eindige element analise. Die analisemetode moet goedgekeur word deur die toetsowerheid.

Die plastisiteit van die materiaal moet in ag geneem word in die analises. Materiaaltoetse kan aangevra word deur die toetsowerheid.

Die analise moet die penduluminsette tot die kappie kan naboots. Die dataleër van die analise moet beskikbaar gestel word aan die toetsowerheid vir evaluering. Die analisemetode moet nie-lineêre materiaal- en nie-lineêre geometriese eienskappe in ag neem, asook tydveranderlike insette

Indien die vervormings verkry in die analise binne 15 % van die maksimum toelaatbare vervormings is, en/of een of meer meetpunte oorskry die maksimum toelaatbare vervorming, kan 'n fisiese impaktoets aangevra word deur die toetsowerheid.

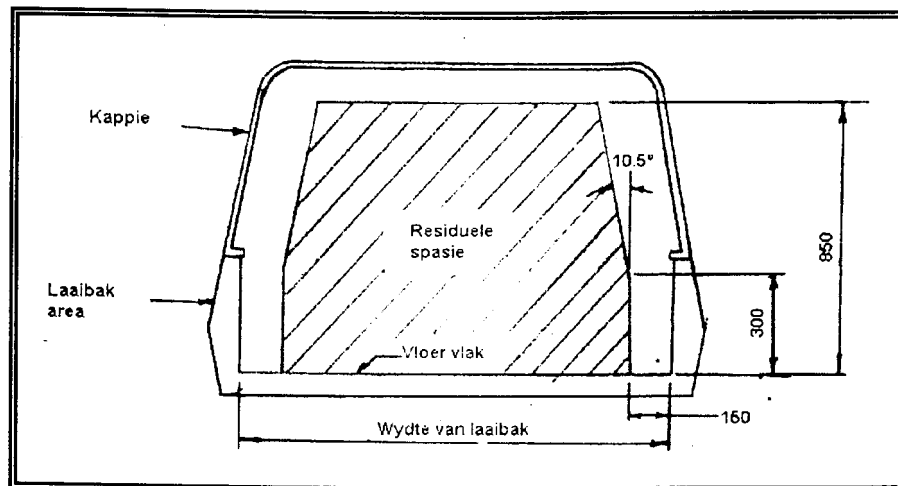
Dieselfde falingskriteria en residuele spasievereistes, soos beskryf in 7, geld vir die analitiese verifikasietegniek as vir die fisiese impaktoetsverifikasie.

Die vashegtingsmeganismes waarmee die kappie aan die bakkie bevestig word, moet afsonderlik geanaliseer word. Die maksimum reaksiekrag verkry uit die analise van die kappie moet toegepas word op die vashegtingsmeganisme.

7. RESIDUELE SPASIE

Die residuele spasie wat behoue moet bly tydens en na die impaktoets, kan as volg gedefinieer word:

- Die residuele spasie word gedefinieer vanaf die vloervlak van die laaibakarea van die bakkie en strek tot 850 mm bokant die vloervlak.
- Die wydte van die spasie begin 150 mm vanaf die een kant van die laaibakarea en eindig 150 mm vanaf die anderkant. Op 'n hoogte van 300 mm bo die laaibak word die spasie spitsvormig met 'n hoek van 10.5 grade. (sien Fig A.1)
- Die residuele spasie begin 150 mm agter die binnekant van die voorkant van die laaibak en eindig 150 mm voor die binnekant van die agterkant van die laaibak.



Figuur A.2: Residuele spasie in bakkie

APPENDIX B: SPESIFIKASIES EN STATISTIEKE

Sheet 1

Ongeluk statistieke

Totale aantal noodlottige ongelukke

Bus	30
Sedan	500
Ander	131
Swaar voertuie	102
Taxi	115
Minibus	57
Bakkies	231

Tipes noodlottige ongelukke

Voetgangers	370
Ander	158
Kop-aan-kop	90
Van agter	46
Omgerol	217

Lewensverlies per tipe ongeluk

Voetgangers	381
Ander	233
Kop-aan-kop	221
Van agter	64
Omgerol	343

Verspreiding van omrolongelukke

Ander	140
Bakkies	47
Taxis	30

Lewensverlies tydens omrolongelukke

Ander	227
Bakkies	58
Taxis	58

Taxi: tipe noodlottige ongelukke

Voetgangers	34
Ander	21
Kop-aan-kop	18
Van agter	4
Omgerol	30

Taxi: Lewensverlies per tipe ongeluk

Voetgangers	34
Ander	47
Kop-aan-kop	66
Van agter	8
Omgerol	58

AGREEMENT

CONCERNING THE ADOPTION OF UNIFORM CONDITIONS OF APPROVAL
AND RECIPROCAL RECOGNITION OF APPROVAL
FOR MOTOR VEHICLE EQUIPMENT AND PARTS

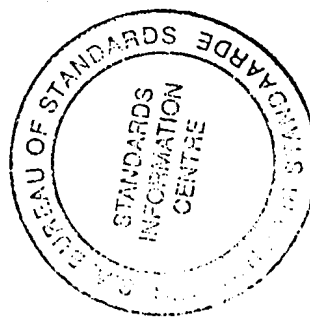
done at Geneva on 20 March 1958

Addendum 65: Regulation No. 66

Date of entry into force as an annex to the Agreement:

1 December 1986

UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF LARGE PASSENGER VEHICLES
WITH REGARD TO THE STRENGTH OF THEIR SUPERSTRUCTURE



UNITED NATIONS



UNIVERSITEIT VAN PRETORIA
UNIVERSITY OF PRETORIA
YUNIBESITHI YA PRETORIA

Regulation No. 66

UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF LARGE PASSENGER
VEHICLES WITH REGARD TO THE STRENGTH OF THEIR SUPERSTRUCTURE

REGULATION	<u>Page</u>
1. Scope	1
2. Definitions	1
3. Application for approval	2
4. Approval	3
5. General specifications and requirements	3
6. Test methods	4
7. Residual space	5
8. Interpretation of test results	5
9. Modifications and extension of approval of a vehicle type	5
10. Conformity of production	7
11. Penalties for non-conformity of production	7
12. Production definitely discontinued	8

ANNEXES

Annex 1 - Communication concerning the approval or refusal or extension or withdrawal of approval or production definitely discontinued of a vehicle type with regard to the strength of its superstructure pursuant to Regulation No. 66.

Annex 2 - Arrangement of the approval mark

Annex 3 - Roll-over test on a complete vehicle

Annex 4 - Roll-over test on a body section

Annex 5 - Pendulum test on a body section

Annex 6 - Verification of strength of superstructure by calculation

Regulation No. 66

UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF LARGE PASSENGER
VEHICLES WITH REGARD TO THE STRENGTH OF THEIR SUPERSTRUCTURE

1. SCOPE

This Regulation applies to single-decked vehicles constructed for the carriage of more than 16 passengers, whether seated or standing, in addition to the driver and crew. */

2. DEFINITIONS

For the purposes of this Regulation:

- 2.1. "Approval of a vehicle" means the approval of a vehicle type with regard to the construction features specified in this Regulation;
- 2.2. "Vehicle type" means a category of vehicles which do not differ essentially in respect of the constructional features specified in this Regulation;
- 2.3. "Passenger compartment" means the space intended for passengers' use excluding any space occupied by fixed appliances such as bars, kitchenettes or toilets;
- 2.4. "Driver's compartment" means the space intended for the driver's exclusive use and containing the driver's seat, the steering wheel, controls, instruments and other devices necessary for driving the vehicle;
- 2.5. "Unladen kerb mass" means the mass of the vehicle in running order, unoccupied and unladen but complete with fuel, coolant, lubricant, tools and spare wheel, if any;
- 2.6. "Residual space" means the space to be preserved in the passenger compartment during and after the structure has been subjected to one of the tests prescribed in paragraph 6 of this Regulation;
- 2.7. "Superstructure" means the parts of a vehicle structure which contribute to the strength of the vehicle in the event of a roll-over accident;
- 2.8. "Body section" means a section containing at least two identical vertical pillars on each side representative of a part or parts of the structure of the vehicle;

*/ Nothing in this Regulation shall prevent the Contracting Parties from restricting its scope of vehicle.

- 2.9. "Total energy" means the energy assumed to be absorbed by the complete structure of the vehicle. This may be determined as shown in appendix 1 of annex 5 to this Regulation.
3. APPLICATION FOR APPROVAL
- 3.1. The application for approval of a vehicle type with regard to the strength of its superstructure shall be submitted by the vehicle manufacturer or by his duly accredited representative.
- 3.2. It shall be accompanied by three copies of each of the undermentioned documents and by the following particulars:
- 3.2.1. a detailed description of the superstructure of the vehicle type including its dimensions, configuration and constituent materials and its attachment to any chassis frame;
- 3.2.2. drawings of the vehicle and those parts of its interior arrangement which have an influence on the strength of the superstructure or on the residual space;
- 3.2.3. particulars of:
- 3.2.3.1. the unladen kerb mass (kg)
(In the case of an articulated bus this information shall be given separately for the two rigid portions);
- 3.2.3.2. the unladen kerb mass for each axle (kg);
- 3.2.3.3. the position of the centre of gravity of the unladen vehicle in the longitudinal, transverse and vertical directions;
- 3.2.3.4. the maximum distance between the centre lines of the outboard passenger seats.
- 3.3. Either a complete vehicle or one or more sections of the superstructure representative of the type to be approved shall be submitted to the technical service responsible for conducting the approval tests unless the approval is to be conducted by means of calculation, in which case the calculation shall be submitted to the technical service.
- 3.4. The competent authority shall verify the existence of satisfactory arrangements for ensuring effective control of the conformity of production before type approval is granted.

4. APPROVAL

- 4.1. If the vehicle submitted for approval to this Regulation meets the requirements of paragraph 5 below, approval of that vehicle type shall be granted.
- 4.2. An approval number shall be assigned to each vehicle type approved. Its first two digits (at present 00 for the Regulation in its original form) shall indicate the series of amendments incorporating the most recent major technical amendments made to the Regulation at the time of issue of the approval. The same Contracting Party shall not assign the same number to another vehicle type as defined in paragraph 2.2. above.
- 4.3. Notice of approval or of refusal or extension of approval of a vehicle type pursuant to this Regulation shall be communicated to the Parties to the Agreement which apply this Regulation, by means of a form conforming to the model in annex 1 to this Regulation and of drawings and diagrams supplied by the applicant for approval, in a format not exceeding A4 (210 x 297 mm) or folded to that format and on an appropriate scale.
- 4.4. There shall be affixed, conspicuously and in a readily accessible place specified on the approval form, to every vehicle conforming to a vehicle type approved under this Regulation an international approval mark consisting of:
- 4.4.1. a circle surrounding the letter "E" followed by the distinguishing number of the country which has granted approval; 1/
- 4.4.2. the number of this Regulation, followed by the letter "R", a dash and the approval number to the right of the circle prescribed in paragraph 4.4.1.
- 4.5. The approval mark shall be clearly legible and be indelible.
- 4.6. The approval mark shall be placed close to or on the vehicle data plate affixed by the manufacturer.
- 4.7. Annex 2 to this Regulation gives an example of the approval mark.
5. GENERAL SPECIFICATIONS AND REQUIREMENTS
- 5.1. The superstructure of the vehicle shall be of sufficient strength to ensure that during and after it has been subjected to one of the methods of test or calculation prescribed in paragraph 6:

- 5.1.1. No displaced part of the vehicle intrudes into the residual space, as specified in paragraph 7, and
- 5.1.2. No part of the residual space projects outside the deformed structure.

5.2. The requirements of paragraph 5.1. above shall apply to the vehicle including all its structural parts, members and panels and all projecting rigid parts such as luggage racks, ventilation equipment, etc. However, bulkheads, partitions, rings or other members reinforcing the superstructure of the vehicle and fixed appliances such as bars, kitchenettes or toilets shall be ignored for the purposes of paragraph 5.1.

5.3. In the case of an articulated vehicle each part of the vehicle shall comply with the requirements specified in paragraph 5.1. above.

6. TEST METHODS

6.1. Each type of vehicle shall be verified according to one of the following methods at the discretion of the manufacturer or according to an alternative method approved by the competent authority:

6.1.1. A roll-over test on a complete vehicle in accordance with the procedure set out in annex 3 to this Regulation;

6.1.2. A roll-over test on a body section or sections representative of a complete vehicle in accordance with annex 4 to this Regulation;

6.1.3. A pendulum test on a body section or sections in accordance with annex 5 to this Regulation; or

6.1.4. A verification of strength of superstructure by calculation in accordance with annex 6 to this Regulation.

6.2. If the methods prescribed in paragraphs 6.1.2., 6.1.3. or 6.1.4. cannot take account of a significant variation between one section of the vehicle and another, for example an air-conditioning installation on the roof, additional test methods or calculations shall be submitted to the technical service. In the absence of such additional information the vehicle may be required to undergo the method of test prescribed in paragraph 6.1.1.

7. RESIDUAL SPACE

- 7.1. For the purpose of paragraph 5.1. of this Regulation, the residual space means the volume within the passenger compartment which is swept when the transverse vertical plane defined in figure 1 (a) of this Regulation is moved in a straight line or lines so that the point "R" in figure 1 (a) passes from the "R" point of the rearmost outer seat, through the "R" point of every intermediate outer seat to the "R" point of the foremost outer passenger seat.
- 7.2. The position of the "R" point shown in figure 1 (b) shall be assumed to be 500 mm above the floor under the passengers' feet, 300 mm from the inside surface of the side of the vehicle and 100 mm in front of the seat back in the centre line of the outboard seats.

8. INTERPRETATION OF TEST RESULTS

- 8.1. If body sections are tested, the technical service responsible for conducting the test shall ensure that the vehicle complies with the conditions specified in appendix 2 of annex 5 to this Regulation which contains requirements for the distribution of the main energy absorbing parts of the superstructure of a vehicle.

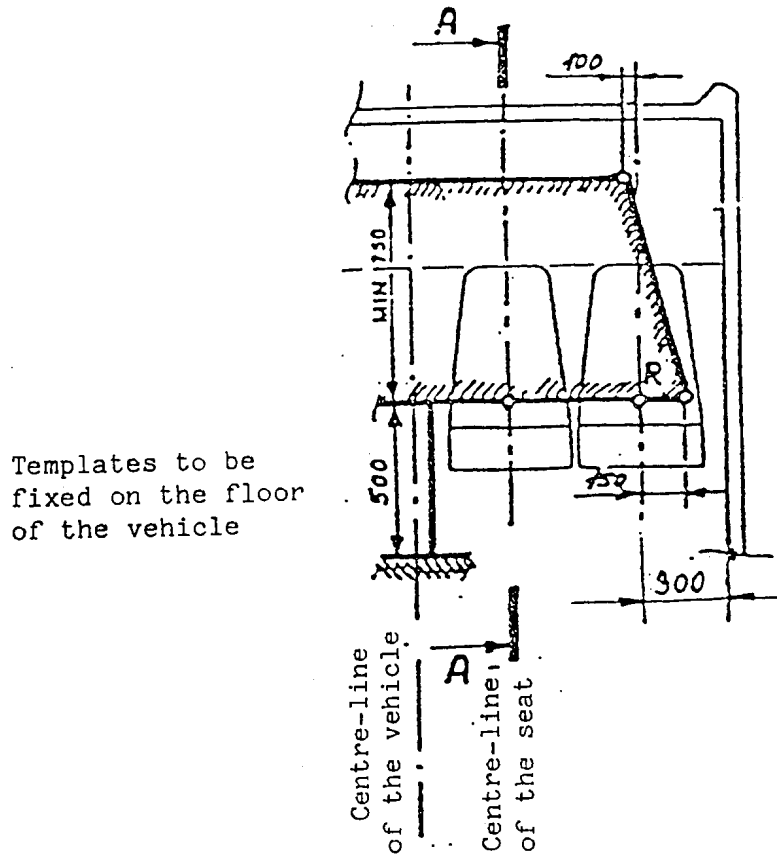
9. MODIFICATIONS OF THE VEHICLE TYPE AND EXTENSION OF APPROVAL

- 9.1. Every modification of the vehicle type shall be notified to the administrative department which granted the type approval. The department may then either:
- 9.1.1. consider that the modifications made are unlikely to have an appreciable adverse effect and that in any case the vehicle still complies with the requirements; or
- 9.1.2. require a further test report from the technical service responsible for conducting the tests.
- 9.2. Confirmation or refusal of approval, specifying the alterations, shall be notified by the procedure specified in paragraph 4.3. above to the Parties to the Agreement which apply this Regulation.
- 9.3. The competent authority issuing the extension of approval shall assign a series number to each communication form drawn up for such an extension.

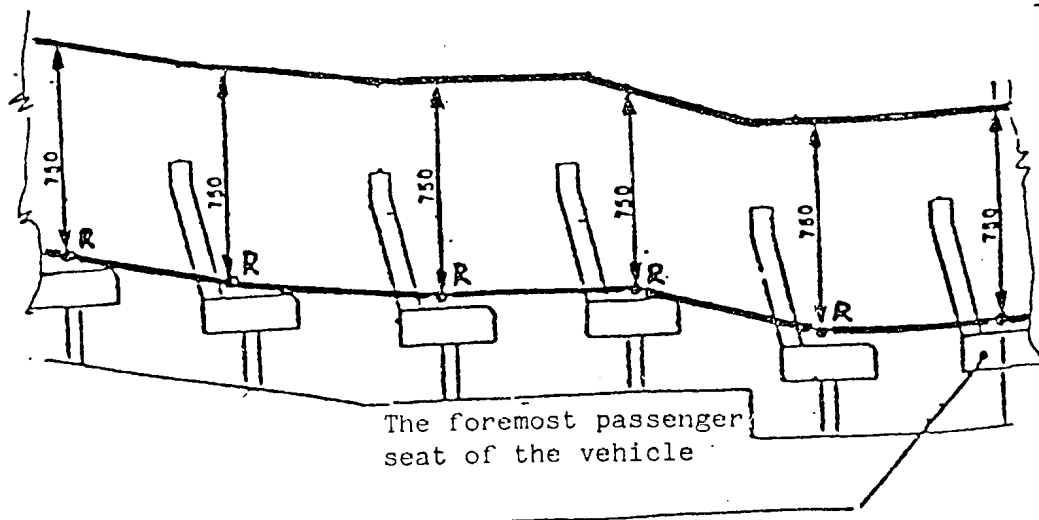
Figure 1
 RESIDUAL SPACE

(All dimensions in millimetres)

1 (a) LATERALLY



1 (b) LONGITUDINALLY Section A-A of the vehicle in the vertical plane of the centre-line of the inboard seats.



unless the position and sequence of formation of plastic hinges is known from previous experience. The method shall accommodate the changes of geometry of the structure that take place, at least up to the stage where the deformations have passed the acceptable limits. The calculations shall simulate the energy and the direction of impact which would occur if that particular superstructure were to be submitted to the roll-over tests prescribed in annex 3. The validity of the calculation method shall have been established by comparison with the results of physical tests, which need not necessarily have been made in connection with the vehicle now being approved.

TESTS OF SECTIONS OF SUPERSTRUCTURE

5. When a calculation method is used for a section of the complete superstructure, the same conditions shall apply as stated above for the complete vehicle.

Notes

- 1/ Name of administration.
- 2/ Strike out what does not apply.



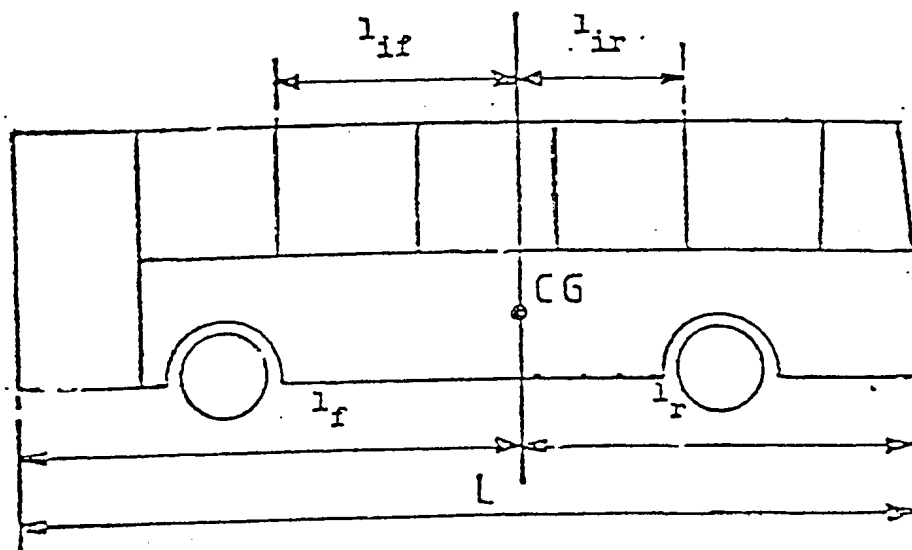
Annex 6

VERIFICATION OF STRENGTH OF SUPERSTRUCTURE BY CALCULATION

1. A superstructure or sections of a superstructure may be shown to meet the requirement specified in paragraph 5.1 of this Regulation by a calculation method approved by the technical service responsible for conducting the tests.
2. If the structure is likely to be subject to deformations beyond the elastic limit of the materials used then the calculations shall simulate the behaviour of the structure when undergoing large plastic deformations.
3. The technical service responsible for conducting the tests may require tests to be carried out on joints or parts of the structure to verify the assumptions made in the calculation.
4. PREPARATIONS FOR CALCULATION
 - 4.1. Calculations cannot be started until the structure has been analysed and a mathematical model of it produced. This will define the separate members to be considered and identify the points at which plastic hinges may develop. The dimensions of the members and the properties of material used must be stated. Physical tests must be made on the hinge points to determine the force (moment of rotation) - deformation characteristics in the plastic mode as this is essential data for the calculations. The strain rate and the dynamic yield stress appropriate for this strain rate must be determined. If the calculation method will not indicate when a significant fracture will occur it will be essential to determine, by experiment, separate analyses or appropriate dynamic tests that significant fractures will not occur. The assumed distribution of loading along the length of a vehicle shall be stated.
 - 4.2. The calculation method shall include the deformations up to the elastic limits of the materials followed by the identification of where plastic hinges will form and the subsequent formation of other plastic hinges

$$L_R = \frac{\sum_{i=1}^{i=p} (E_{iR} l_{ir})}{\sum_{i=1}^{i=p} E_{iR}} = \text{Weighted mean distance of the declared pillars to the rear of the centre of gravity of the vehicle.}$$

- Where l_{if} is the distance from the centre of gravity of the vehicle of the i^{th} pillar forward of the centre of gravity.
- l_{ir} is the distance from the centre of gravity of the vehicle of the i^{th} pillar rearward of the centre of gravity.
- l_f is the distance of the front of the vehicle from the centre of gravity of the vehicle.
- l_r is the distance of the rear of the vehicle from the centre of gravity of the vehicle.



(5) $\frac{d_{max}}{d_{min}} \leq 2.5$

This shall apply only where d_{max} is greater than 0.8 x maximum deflection permitted without intrusion of the residual space.

Where E_i is the declared amount of energy that can be absorbed by i^{th} pillar of the superstructure.

E_{iF} is the declared amount of energy that can be absorbed by the i^{th} pillar forward of the centre of gravity of the vehicle.

E_{iR} is the declared amount of energy that can be absorbed by the i^{th} pillar to the rear of the centre of gravity of the vehicle.

E^* is the total energy to be absorbed by the complete structure of the vehicle.

d_{max} is the greatest amount of deflection measured in the direction of impact of any section of the body structure after it has absorbed its own declared impact energy.

d_{min} is the least amount of deflection, measured in the direction of impact and at the same point on the bay as d_{max} , of any section of the body structure after it has absorbed its own declared impact energy.

$$L_F = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (E_{iF} \cdot l_{if})}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{iF}} =$$

Weighted mean distance of the declared pillars in front of the centre of gravity of the vehicle.

Annex 5 - Appendix 2

REQUIREMENTS FOR THE DISTRIBUTION OF THE MAIN ENERGY
 ABSORBING PARTS OF THE SUPERSTRUCTURE

1. A sufficient number of tests shall be carried out for the technical service to be satisfied that the complete vehicle meets the requirements of paragraph 5.1 of this Regulation. This shall not necessarily require more than one test.
2. Calculations based on data obtained from a test on a body section may be used to demonstrate the acceptability of another body section which is not identical with the body section already tested if it has many structural features in common with it.
3. The manufacturer shall declare which pillars of the superstructure are considered as contributing to its strength and shall also declare the amount of energy (E_i) that each pillar is intended to absorb. These declarations shall meet the following criteria:

(1)
$$\sum_{i=1}^{i=m} E_i > E^*$$
 Where m is the total number of declared pillars

(2) (a)
$$\sum_{i=1}^{i=n} E_{iF} \geq 0.4 E^*$$
 Where n is the number of declared pillars forward of the centre of gravity of the vehicle

(b)
$$\sum_{i=1}^{i=p} E_{iR} \geq 0.4 E^*$$
 Where p is the number of declared pillars to the rear of the centre of gravity of the vehicle

(3)
$$L_F \geq 0.4 l_f$$

(4)
$$L_R \geq 0.4 l_r$$

CALCULATION OF TOTAL ENERGY (E*)

If the fall of the centre of gravity (h) is determined by graphical methods, E* may be taken to be given by the formula:

$$E^* = 0.75 M.g.h. \text{ (Nm)}$$

Alternatively, E* may be calculated by the formula:

$$E^* = 0.75 M.g. \left(\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - 0.8^2} + 0.8 \frac{H_s}{H} \right) \text{ (Nm)}$$

where:

M = the unladen kerb mass of the vehicle (kg)

g = 9.8 m/s²

W = the overall width of the vehicle (m)

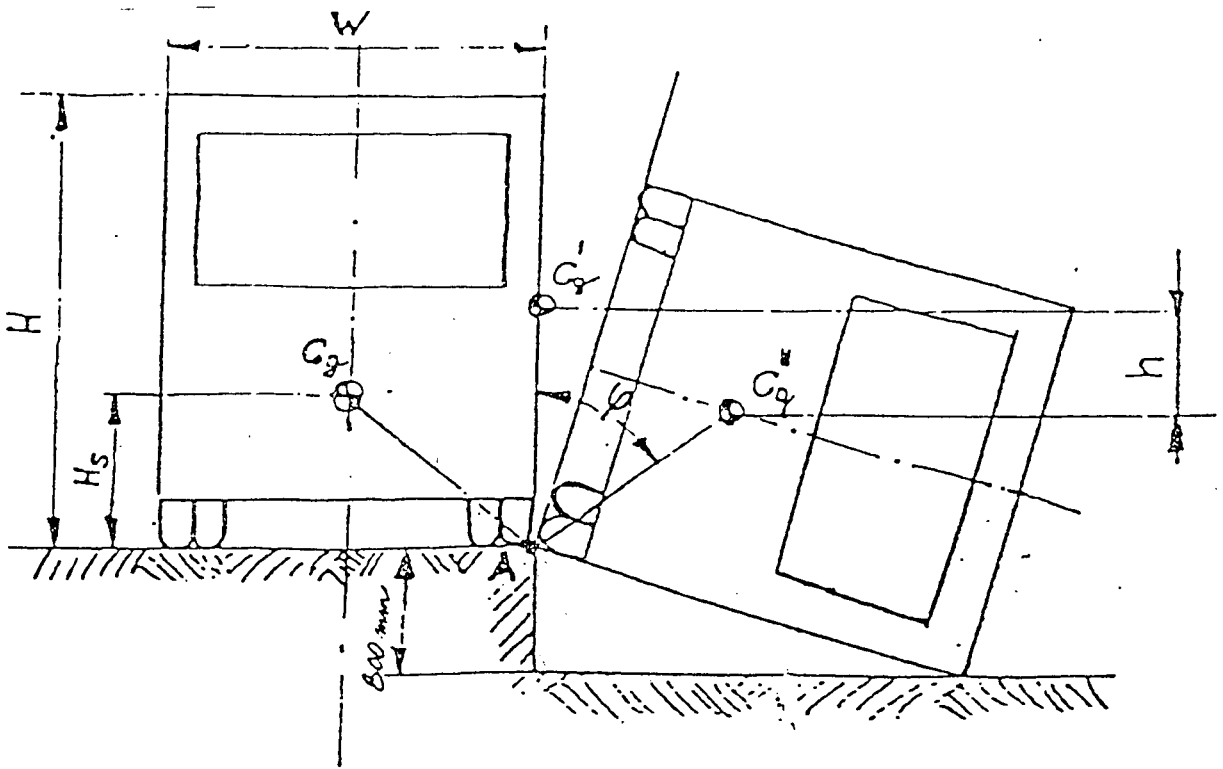
H_s = the height of the centre of gravity of the unladen vehicle (m)

H = the height of the vehicle (m)



Annex 5 - Appendix 1

CALCULATION OF TOTAL ENERGY (E^*)



ASSUMPTIONS

1. The shape of the cross-section of the body is assumed to be rectangular.
2. The suspension system is assumed to be rigidly fixed.
3. The movement of the body section is assumed to be pure rotation about point "A".

- 2.5. The side of the body section to be impacted shall be at the discretion of the manufacturer. Where more than one body section is required to be tested both shall be impacted on the same side.
- 2.6. High speed photography, deformable templates or other suitable means shall be used to determine that the requirement specified in paragraph 5.1 of this Regulation has been met. Templates shall be fixed to a substantially non-deformable part of the structure.
- 2.7. The body section to be tested shall be firmly and securely attached to the mounting frame through the cross-bearers or parts which replace these in such a way that no significant energy is absorbed in the support frame and its attachments during the impact.
- 2.8 The pendulum shall be released from such a height that it strikes the body section at a speed of between 3 and 8 m/s.
3. DESCRIPTION OF THE PENDULUM
- 3.1. The striking face of the pendulum shall be made of steel, or plywood 20 mm \pm 5 mm thick, and the mass of the pendulum shall be evenly distributed. Its striking face shall be rectangular and flat, having a width of not less than the width of the body section being tested and a height of not less than 800 mm. Its edges shall be rounded to a radius of curvature of not less than 15 mm.
- 3.2. The body of the pendulum shall be rigidly attached to two rigid bars. The axis of the bars shall be not less than 3,500 mm from the geometric centre of the body of the pendulum.

Annex 5

PENDULUM TEST ON A BODY SECTION

1. ENERGY LEVEL AND DIRECTION OF IMPACT

- 1.1. The energy to be transmitted to a particular body section shall be the sum of the energies declared by the manufacturer to be allocated to each of the cross-sectional rings included in that particular body section.
- 1.2. The appropriate proportion of the energy prescribed in appendix 1 to this annex shall be applied to the body section by the pendulum such that at the moment of impact the direction of motion of the pendulum makes an angle of 25 degrees (+ 0°; - 5°) to the central longitudinal vertical plane of the body section. The precise angle within this range may be specified by the vehicle manufacturer.

2. TEST CONDITIONS

- 2.1. A sufficient number of tests shall be carried out for the technical service conducting the test to be satisfied that the requirement specified in paragraph 5.1 of this Regulation has been met.
- 2.2. For the purposes of the test body sections shall have sections of the normal structure fitted between the pillars in relation to the floor, underframe, sides and roof. Sections of such items as luggage racks, ventilation ducting etc., where fitted, shall also be included.
- 2.3. Every door and opening window of the body section shall be closed and latched but not locked. Windows and glazed bulkheads or screens may be glazed or unglazed at the applicant's discretion.
- 2.4. Where appropriate seats may also be included, at the option of the manufacturer, in their normal positions in relation to the structure of the body section. The normal fixings and joints between all members and attachments shall be incorporated. The backrests if adjustable shall be in their most upright position and the height of the seats if adjustable shall be the highest position.



Annex 4

ROLL-OVER TEST ON A BODY SECTION

1. TEST CONDITIONS

- 1.1. The body section shall represent a section of the unladen vehicle.
- 1.2. The geometry of the body section, the axis of rotation and the position of the centre of gravity in the vertical and lateral directions shall be representative of the complete vehicle.
- 1.3. The mass of the body section, expressed as a percentage of the unladen kerb mass of the vehicle, shall be specified by the manufacturer.
- 1.4. The energy to be absorbed by the body section, expressed as a percentage of the total energy which would be absorbed by a complete vehicle, shall be specified by the manufacturer.
- 1.5. The percentage of total energy described in paragraph 1.4 shall not be less than the percentage of total kerb mass described in paragraph 1.3.
- 1.6. The test conditions specified in paragraph 1.6 of annex 3 and in paragraphs 2.1 to 2.6 of annex 5 shall apply.

2. TEST PROCEDURE

- 2.1. The test procedure shall be the same as the procedure described in annex 3, except that the body section described above shall be used instead of a complete vehicle.

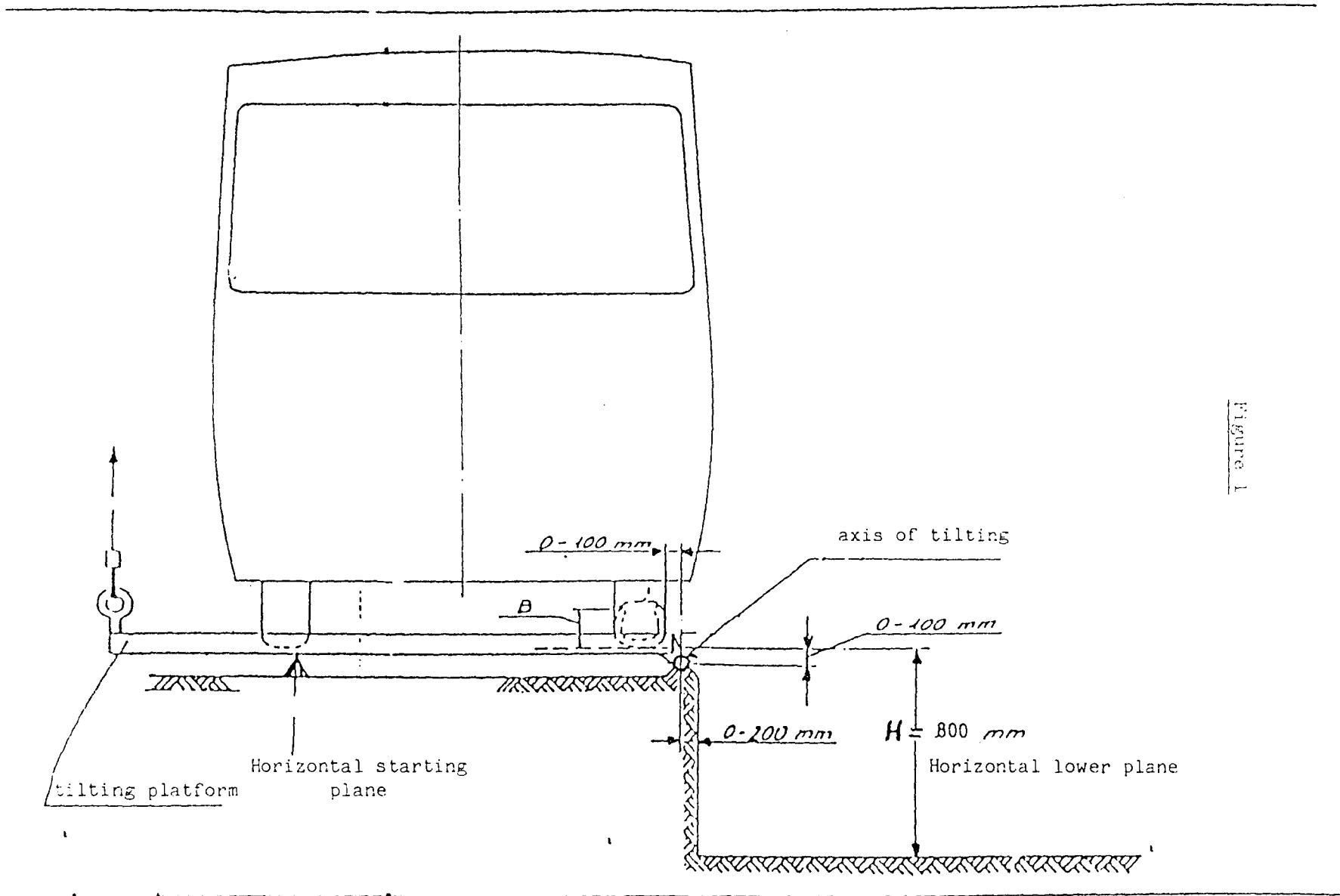


Figure 1

- 2.2.1. the axis of rotation is parallel to the longitudinal axis of the vehicle,
- 2.2.2. the axis of rotation is 0 - 200 mm from the vertical step between the two levels,
- 2.2.3. the axis of rotation is 0 - 100 mm from the side of the tyre at the widest axle,
- 2.2.4. the axis of rotation is 0 - 100 mm below the horizontal starting plane on which the tyres stand, and
- 2.2.5. the difference between the height of the horizontal starting plane and the horizontal lower plane on which impact takes place shall be not less than 800 mm.
- 2.3. Means shall be provided to prevent the vehicle moving along its longitudinal axis.
- 2.4. The test apparatus shall prevent the tyres from sliding sideways in the direction of roll-over by means of side walls.
- 2.5. The test apparatus shall ensure the simultaneous lifting of the axles of the vehicle.
- 2.6. The vehicle shall be tilted without rocking and without dynamic effects until it rolls over. The angular velocity shall not exceed 5 degrees per second (0.087 rad/sec).
- 2.7. High-speed photography, deformable templates or other suitable means shall be used to determine that the requirement of paragraph 5.1 of this Regulation has been met. This shall be verified at not less than two positions, nominally at the front and rear of the passenger compartment, the exact positions being at the discretion of the technical service. Templates shall be fixed to substantially non-deformable parts of the structure.

Annex 3

ROLL-OVER TEST ON A COMPLETE VEHICLE

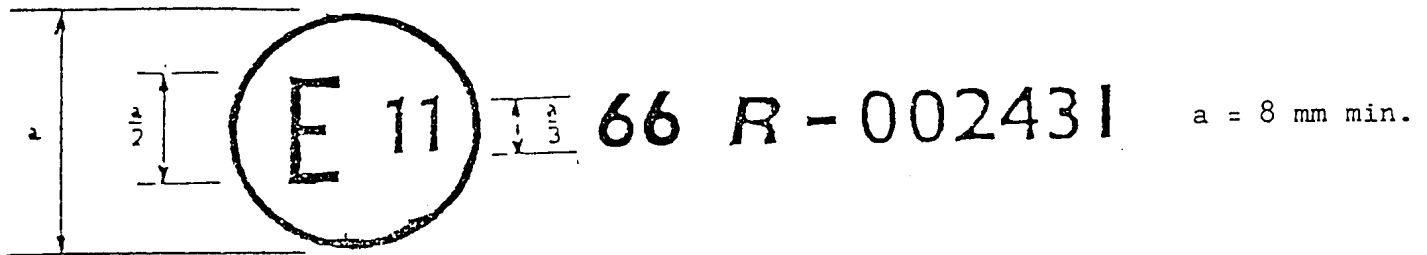
1. TEST CONDITION

- 1.1. While the vehicle need not be in a fully finished condition it shall be representative of production vehicles in respect of unladen kerb mass, centre of gravity and distribution of mass as declared by the manufacturer.
 - 1.2. Driver and passenger seats shall be placed with their backs, if adjustable, in their most upright position. The height of the seats, if adjustable, shall be the highest position.
 - 1.3. Every door and opening window of the vehicle shall be closed and latched but not locked. Windows and glazed bulkheads or screens may be glazed or unglazed at the applicant's discretion. If they are unglazed an equivalent weight shall be imposed on the vehicle at the appropriate positions.
 - 1.4. Tyres shall be inflated to the pressure prescribed by the vehicle manufacturer and, if the vehicle has an air-spring suspension system, the air supply to the air springs shall be ensured. Any automatic levelling system shall be adjusted with the vehicle on a flat, horizontal surface to the level specified by the manufacturer. Shock absorbers shall operate normally.
 - 1.5. Fuel, battery acid and other combustible, explosive or corrosive materials may be substituted by other materials provided that the conditions prescribed in paragraph 1.1 above are met.
 - 1.6. The impact area shall consist of concrete or other rigid material.
2. TEST PROCEDURE (See figure 1 of this annex)
- 2.1. The vehicle shall be placed on a platform in order to be rolled over on one side. This side shall be specified by the manufacturer.
 - 2.2. The position of the vehicle on the platform shall be such that when the platform is horizontal:

Annex 2

ARRANGEMENT OF THE APPROVAL MARK

(see paragraph 4.4 of this Regulation)



The above approval mark affixed to a vehicle shows that the vehicle type concerned has, with regard to the strength of the superstructure, been approved in the United Kingdom (E 11) pursuant to Regulation No. 66 under approval number 002431. The first two digits of the approval number indicate that the approval was granted in accordance with the requirements of Regulation No. 66 in its original form.



10. Technical service responsible for conducting approval tests
11. Date of test report issued by that service
12. Number of report issued by that service
13. Approval granted/refused/extended/withdrawn 2/
14. Reason(s) of extension (if applicable)
15. Position of approval mark on the vehicle
16. The documents with data, specified in paragraphs 3.2.1., 3.2.2. and 3.2.3., bearing the approval number shown above, deposited with the competent authority, are available on request.

Place:

Date:

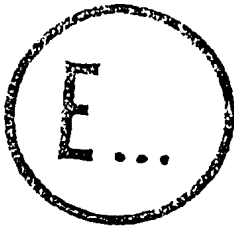
Signature:

-
- 1/ Name of administration.
 - 2/ Strike out what does not apply.

Annex 1

(Maximum format: A 4 (210 x 297 mm))

1/



Communication concerning: approval
refusal of approval
extension of approval
withdrawal of approval
production definitely
discontinued 2/

of a vehicle type with regard to the strength of
its superstructure pursuant to Regulation No. 66

- Approval No. Extension No.
1. Trade name or mark of the vehicle
 2. Vehicle type
 3. Manufacturer's name and address
 4. If applicable, name and address of the manufacturer's representative
.....
 5. Brief description of the superstructure of the vehicle type including
dimensions, configuration and constituent materials and its attachment to
any chassis frame
 6. The position of the centre of gravity of the unladen vehicle in the
longitudinal, transverse and vertical directions
 7. Unladen kerb mass (kg)
 8. Vehicle submitted for approval on
 9. Method of test or calculation employed for approval

12. PRODUCTION DEFINITELY DISCONTINUED

If the holder of the approval completely ceases to manufacture a type of vehicle approved in accordance with this Regulation, he shall so inform the authority which granted the approval. Upon receiving the relevant communication, that authority shall inform thereof the other Parties to the Agreement applying this Regulation by means of a copy of the approval form bearing at the end, in large letters, the signed and dated annotation "PRODUCTION DISCONTINUED".

13. NAMES AND ADDRESSES OF TECHNICAL SERVICES RESPONSIBLE FOR CONDUCTING APPROVAL TESTS, AND OF ADMINISTRATIVE DEPARTMENTS

The Parties to the Agreement which apply this Regulation shall communicate to the United Nations Secretariat the names and addresses of the technical services responsible for conducting approval tests and of the administrative departments which grant approval and to which forms certifying approval or extension or refusal or withdrawal of approval, issued in other countries, are to be sent.

Notes

1/ 1 for the Federal Republic of Germany, 2 for France, 3 for Italy, 4 for the Netherlands, 5 for Sweden, 6 for Belgium, 7 for Hungary, 8 for Czechoslovakia, 9 for Spain, 10 for Yugoslavia, 11 for the United Kingdom, 12 for Austria, 13 for Luxembourg, 14 for Switzerland, 15 for the German Democratic Republic, 16 for Norway, 17 for Finland, 18 for Denmark, 19 for Romania, 20 for Poland, 21 for Portugal and 22 for the Union of Soviet Socialist Republics. Subsequent numbers shall be assigned to other countries in the chronological order in which they ratify or accede to the Agreement concerning the Adoption of Uniform Conditions of Approval and Reciprocal Recognition of Approval for Motor Vehicle Equipment and Parts, and the numbers thus assigned shall be communicated by the Secretary-General of the United Nations to the Contracting Parties to the Agreement.

10. CONFORMITY OF PRODUCTION

- 10.1. Vehicles approved in accordance with this Regulation shall be so manufactured as to conform to the type approved by meeting the requirements set out in paragraph 5 above.
- 10.2. To verify that conformity, suitable controls of the production shall be carried out. In this case suitable controls means checking the dimensions of the product as well as the existence of procedures for the effective control of the quality of products.
- 10.3. The holder of the approval shall in particular:
- 10.3.1. have access to control equipment necessary for checking the conformity to each approved type,
- 10.3.2. ensure that data of test results are recorded and that annexed documents shall remain available for a period to be determined in accordance with the administrative service, and
- 10.3.3. analyse the results of each type of test, in order to verify and ensure the stability of the product characteristics, making allowance for variation of an industrial production.
- 10.4. The competent authority which has granted type-approval may at any time verify the conformity control methods applicable to each production unit.
- 10.5. The normal frequency of inspections authorized by the competent authority shall be one per year. In the case where negative results are recorded during one of these visits, the competent authority shall ensure that all necessary steps are taken to re-establish the conformity of production as rapidly as possible.

11. PENALTIES FOR NON-CONFORMITY OF PRODUCTION

- 11.1. The approval granted in respect of a vehicle type pursuant to this Regulation may be withdrawn if the requirements laid down in paragraph 10.1. above are not complied with.
- 11.2. If a party to the Agreement applying this Regulation withdraws an approval it has previously granted, it shall forthwith so notify the other Contracting Parties applying this Regulation, by means of a copy of the approval form bearing at the end, in large letters, the signed and dated annotation "APPROVAL WITHDRAWN".

APPENDIX C: TEKENINGE, EN TOETSRESULTATE

Voertuig data

	Ford Courier	Toyota Hilux	Nissan 1800
As-afstand	3000	2640	2950
Wielbasis	1440	1340	1380
Wiel radius	325	325	325
Wiel Breedte	170	170	170
Grondvry hoogte	320	370	340
Hoogte van Dak	1565	1560	1565
Lengte van Dak	710	680	700
Lengte van Bak	2.36	1.88	2.32
Hoogte van Bak	720	695	700
Bak modderskerm Hoogte	940	905	950
Sitplek Hoogte	670	610	620

Massa data van die verskillende voertuie

Ford Courier	Massa soos gemeet op gelyk vlak [kg]
Lv = 348	Nv = 692
La = 250.5	Na = 550
Rv = 344	Nl = 598.5
Ra = 299.5	Nr = 643.5
W = 1242	
Massa soos gemeet op 'n Skuins vlak [kg], (Agterwiele 305mm gelig)	
Lv = 354.5	Nv = 711.5
La = 246	Na = 535
Rv = 357	Nl = 600.5
Ra = 289	Nr = 646
W = 1246.5	

Toyota Hilux	Massa soos gemeet op gelyk vlak [kg]
Lv = 304.5	Nv = 651
La = 311	Na = 610
Rv = 346.5	Nl = 615.5
Ra = 299	Nr = 645.5
W = 1261	
Massa soos gemeet op 'n Skuins vlak [kg], (Agterwiele 305mm gelig)	
Lv = 319	Nv = 681
La = 295	Na = 571
Rv = 362	Nl = 614
Ra = 276	Nr = 638
W = 1252	

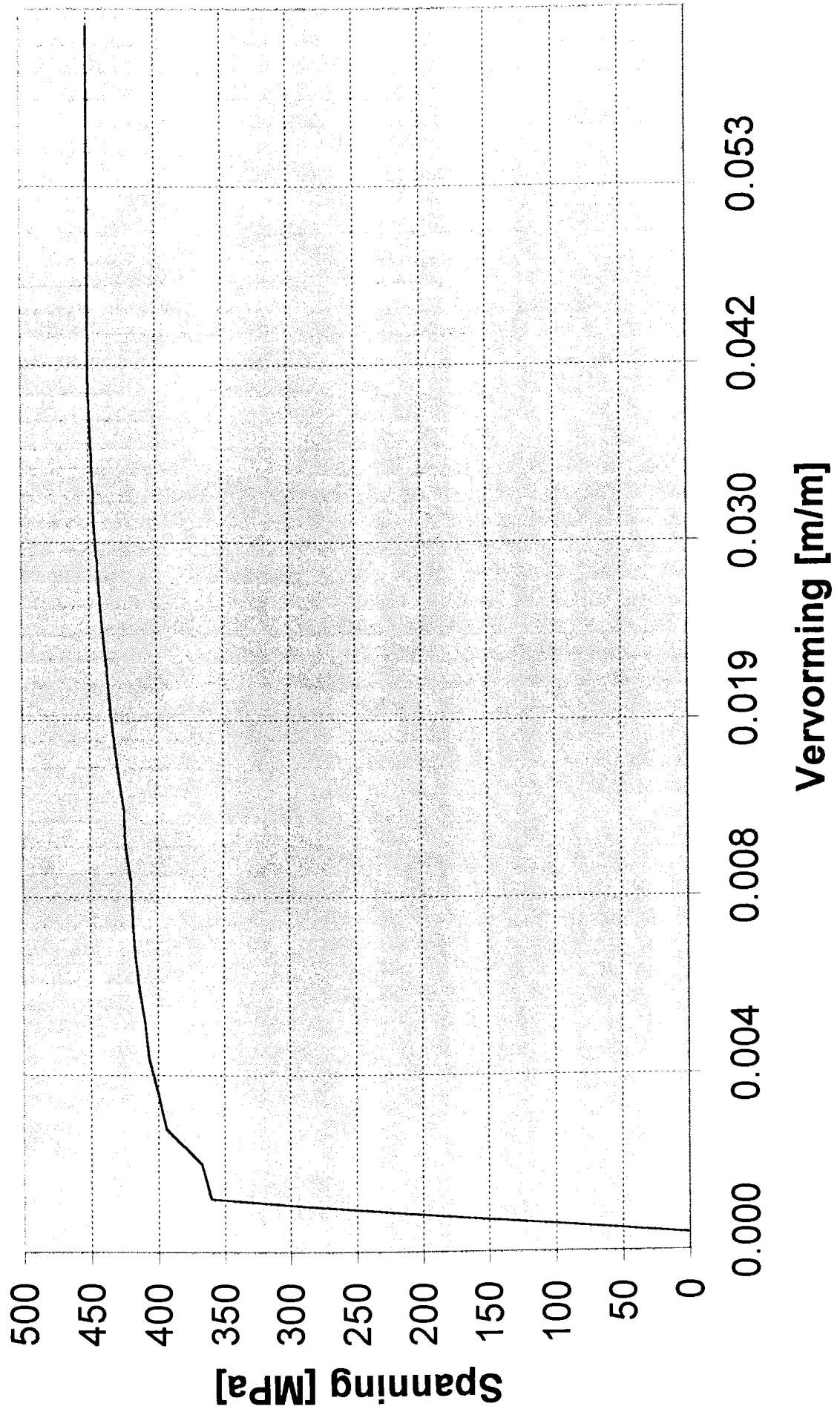
Nissan 1800

Massa soos gemeet op gelyk vlak [kg]

Lv = 346	Nv = 721
La = 310.5	Na = 626.5
Rv = 375	Nl = 656.5
Ra = 316	Nr = 691
W = 1347.5	

Massa soos gemeet op 'n Skuins vlak [kg], (Agterwiele 305mm gelig)

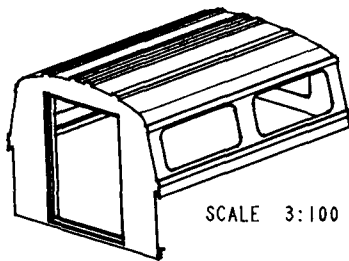
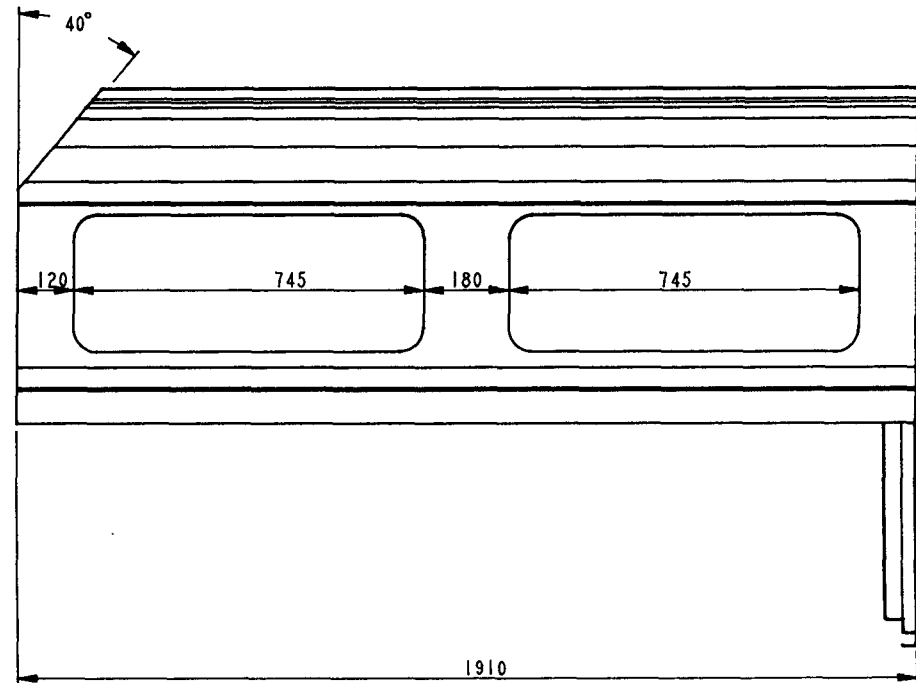
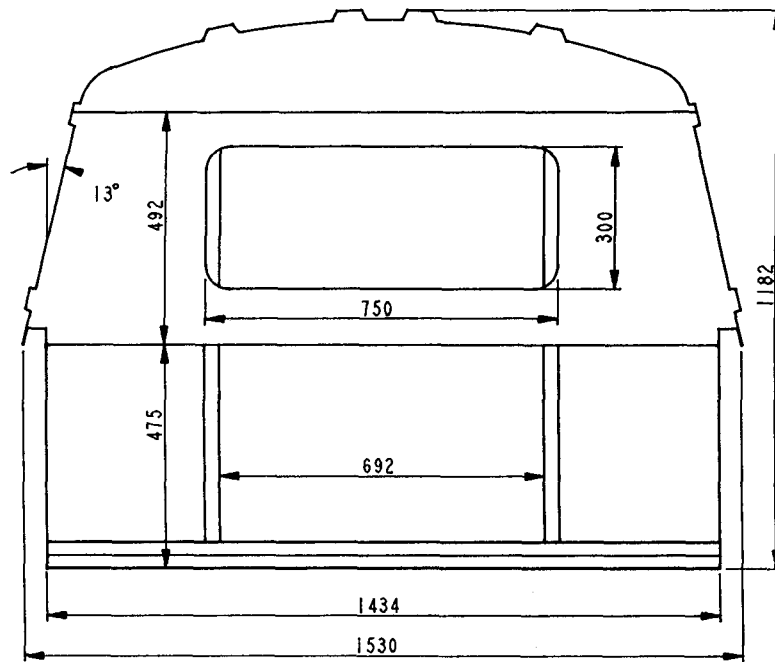
Lv = 355	Nv = 735.5
La = 300.5	Na = 608.5
Rv = 380.5	Nl = 655.5
Ra = 308	Nr = 688.5
W = 1344	



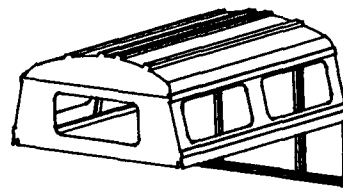
Materiaal eienskappe

Vervorming [m/m]	Spanning [Pa]	Spanning [Mpa]
0.0000	0	0
0.0026	3.60E+08	360
0.0028	3.67E+08	367
0.0033	3.94E+08	394
0.0035	4.00E+08	400
0.0041	4.07E+08	407
0.0046	4.10E+08	410
0.0052	4.14E+08	414
0.0058	4.17E+08	417
0.0070	4.19E+08	419
0.0075	4.20E+08	420
0.0093	4.24E+08	424
0.0116	4.25E+08	425
0.0139	4.29E+08	429
0.0162	4.32E+08	432
0.0185	4.35E+08	435
0.0209	4.37E+08	437
0.0232	4.40E+08	440
0.0255	4.42E+08	442
0.0278	4.44E+08	444
0.0301	4.46E+08	446
0.0325	4.47E+08	447
0.0348	4.48E+08	448
0.0371	4.49E+08	449
0.0394	4.50E+08	450
0.0417	4.50E+08	450
0.0440	4.50E+08	450
0.0464	4.50E+08	450
0.0487	4.50E+08	450
0.0510	4.50E+08	450
0.0533	4.50E+08	450
0.0556	4.50E+08	450
0.0579	4.50E+08	450
0.0603	4.50E+08	450
0.0626	4.50E+08	450

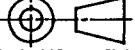


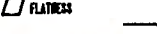


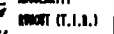
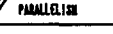





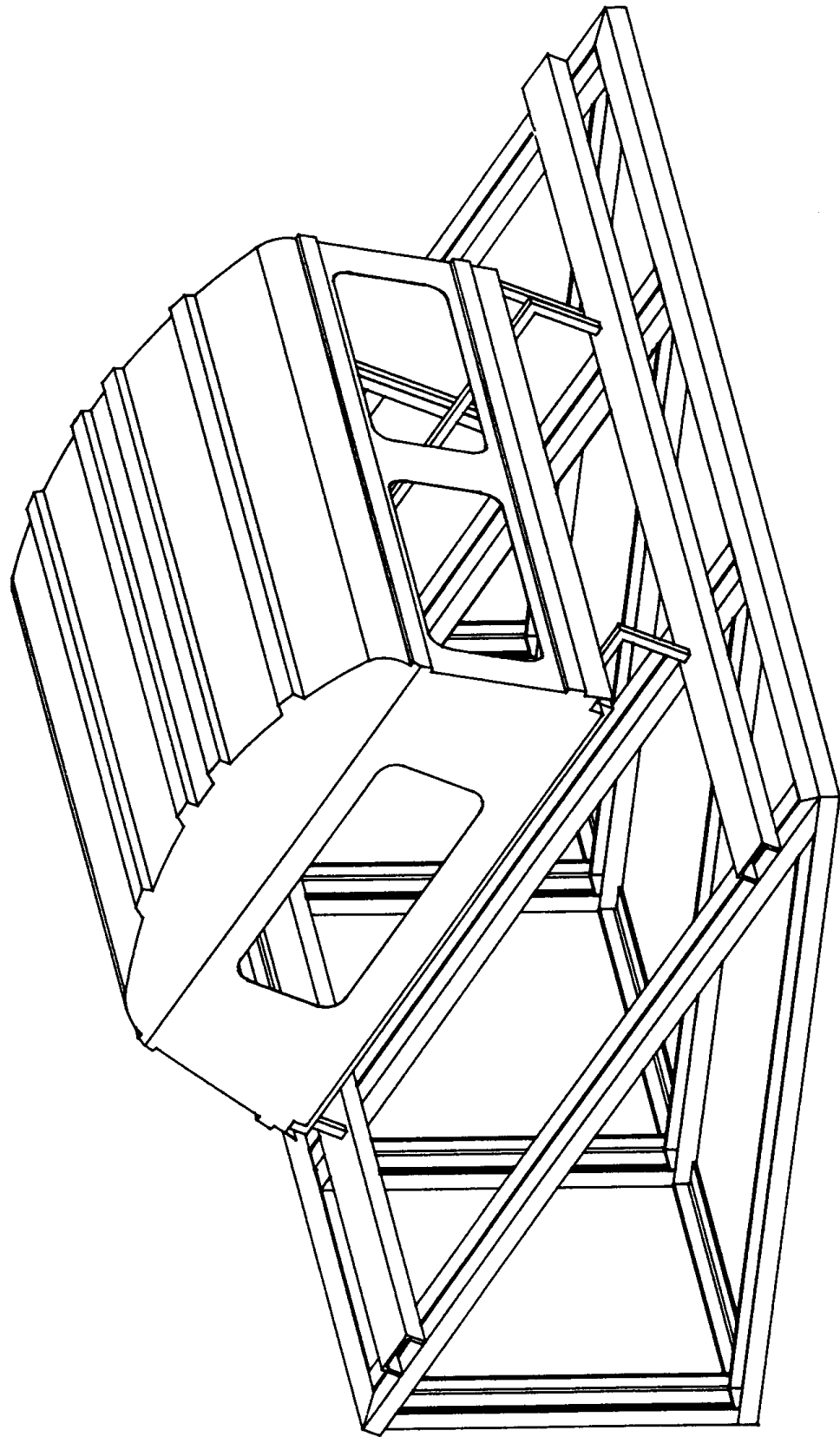
SCALE 3:100

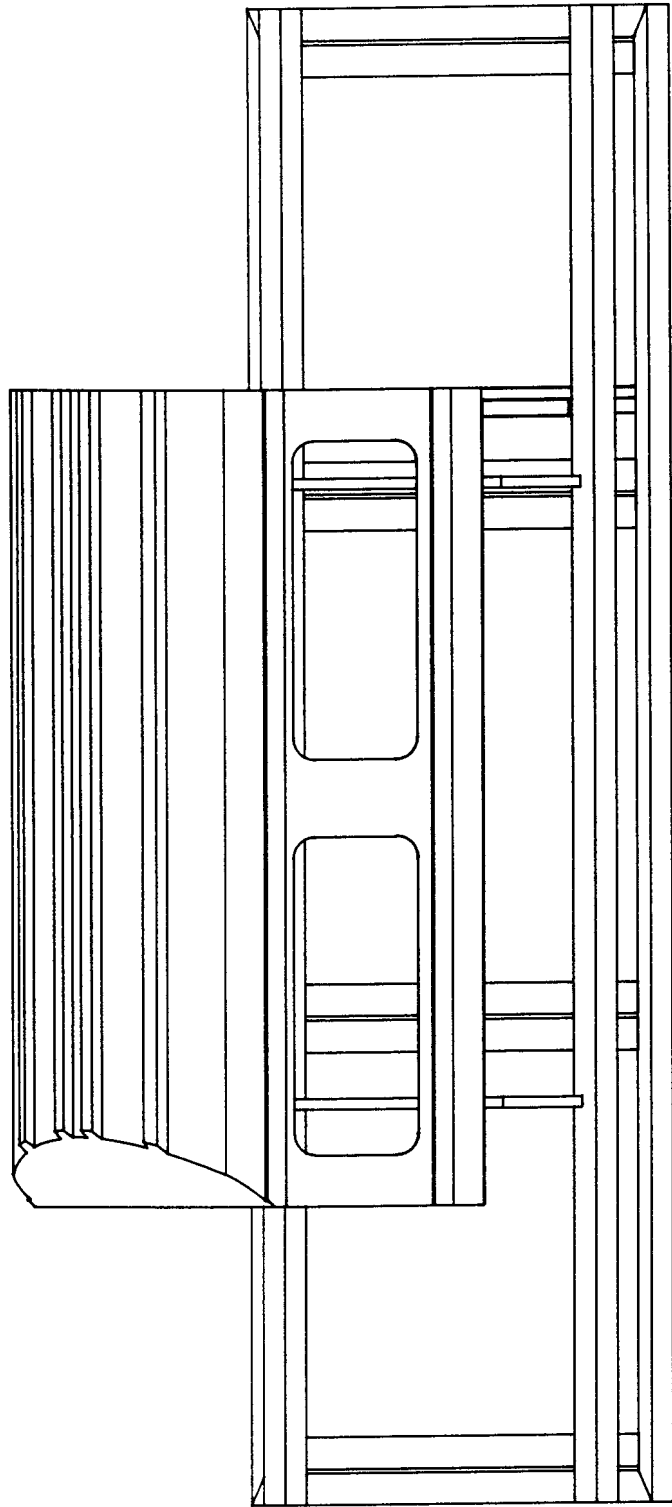


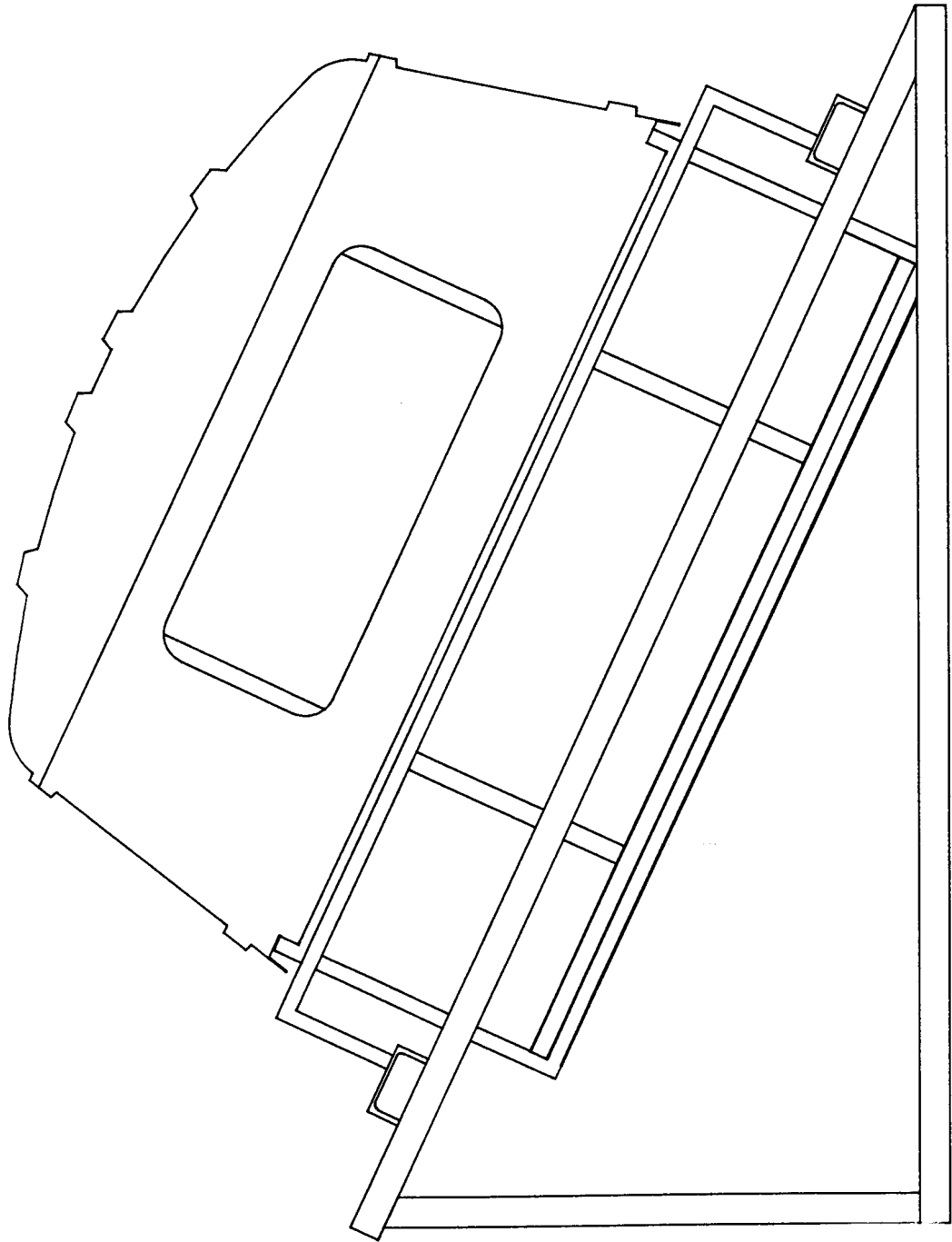
SCALE 3:100

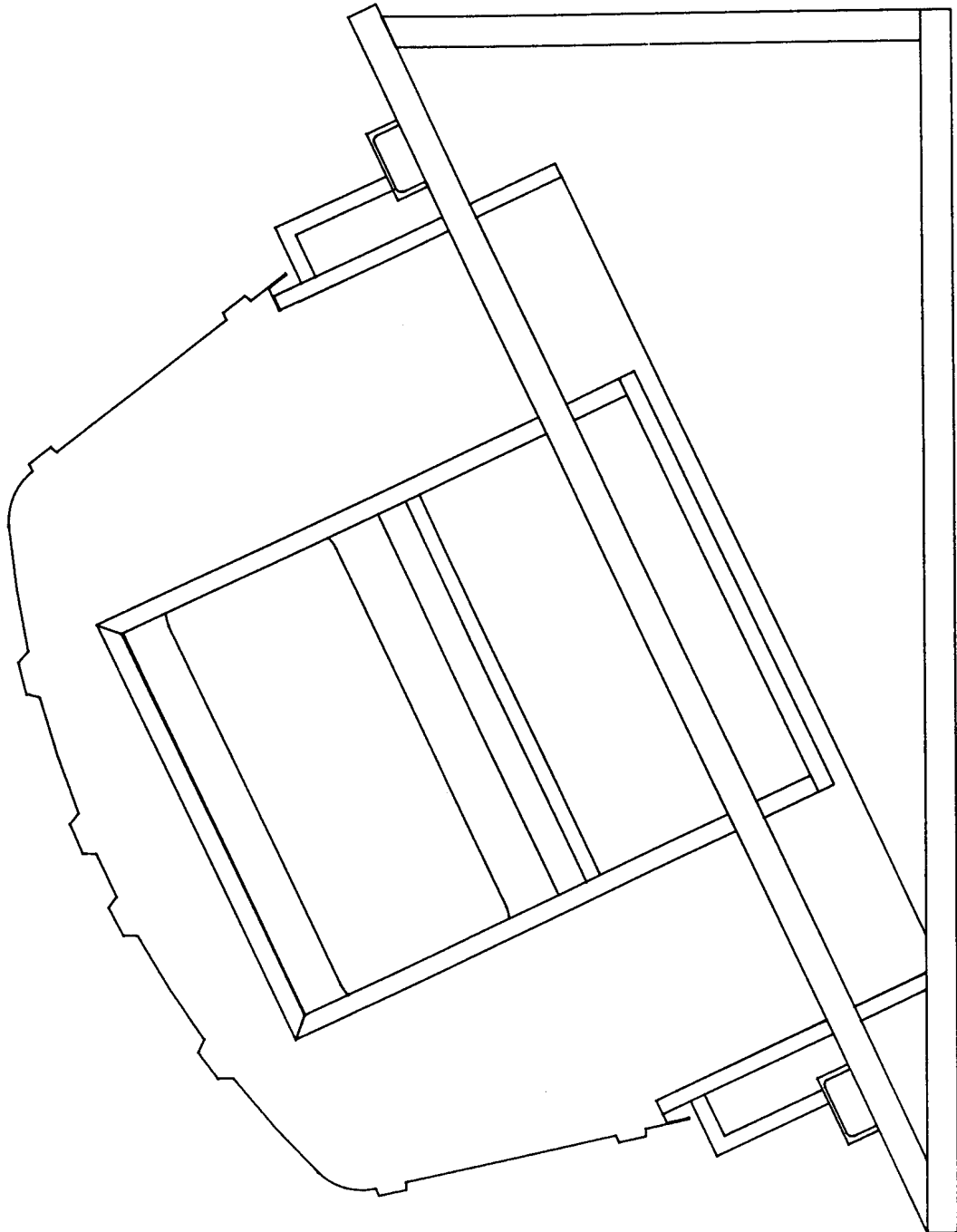
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  THIRD ANGLE PROJECTION METRIC TOL.		1 PLACE DIM ± 1.0 2 PLACE DIM ± 0.5 3 PLACE DIM ± 0.1 ANGULAR DIM $\pm 5'$		digital Structures (Pty) Ltd.		CREATED WITH PRO/E		
UNFINISHED TO UNFINISHED SURFACE DIMENSIONS SHALL CONTROL ± 1.5 OR UNFINISHED TO MACHINED SURFACE DIMENSIONS ± 0.5 TO 1.0 OUTSIDE CORNER RADIUS OR CHAMFER ± 0.5 TO 1.5 FINISH CORNER RADIUS ✓ 100% MICROFILM/INSTR. FILING ON MACHINED SURFACES		THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF DIGITAL STRUCTURES AND SHALL REM. EXCEPT AS PER WRITTEN PERMISSION OF DIGITAL STRUCTURES BE USED FOR ANY PURPOSE OTHER THAN THE MANUFACTURE OF ARTICLES FOR DIGITAL STRUCTURES. DRAWING TO BE RETURNED UPON REQUEST		DRAWN: <i>W. J. van der Walt</i> 11-Aug-00 DATE:	CHECKED:	DATE:	APPROVED:	DATE:
 DATUM INDICATING SYMBOL  LOCATION  CONCENTRICITY  FLATNESS		 PERPENDICULARITY  ANGULARITY  SYMMETRY (T.I.S.)  PARALLELISM		PRODUCT: KAPPE MPAK TOETSING		NAME: STAAL BAKKE KAPPE	REV. 1	
FILE: CANOPY.PRT		MATERIAL: MILD STEEL		DWG NO: CAN-001		SHEET: <i>1 of 1</i>	SCALE: 1:10	

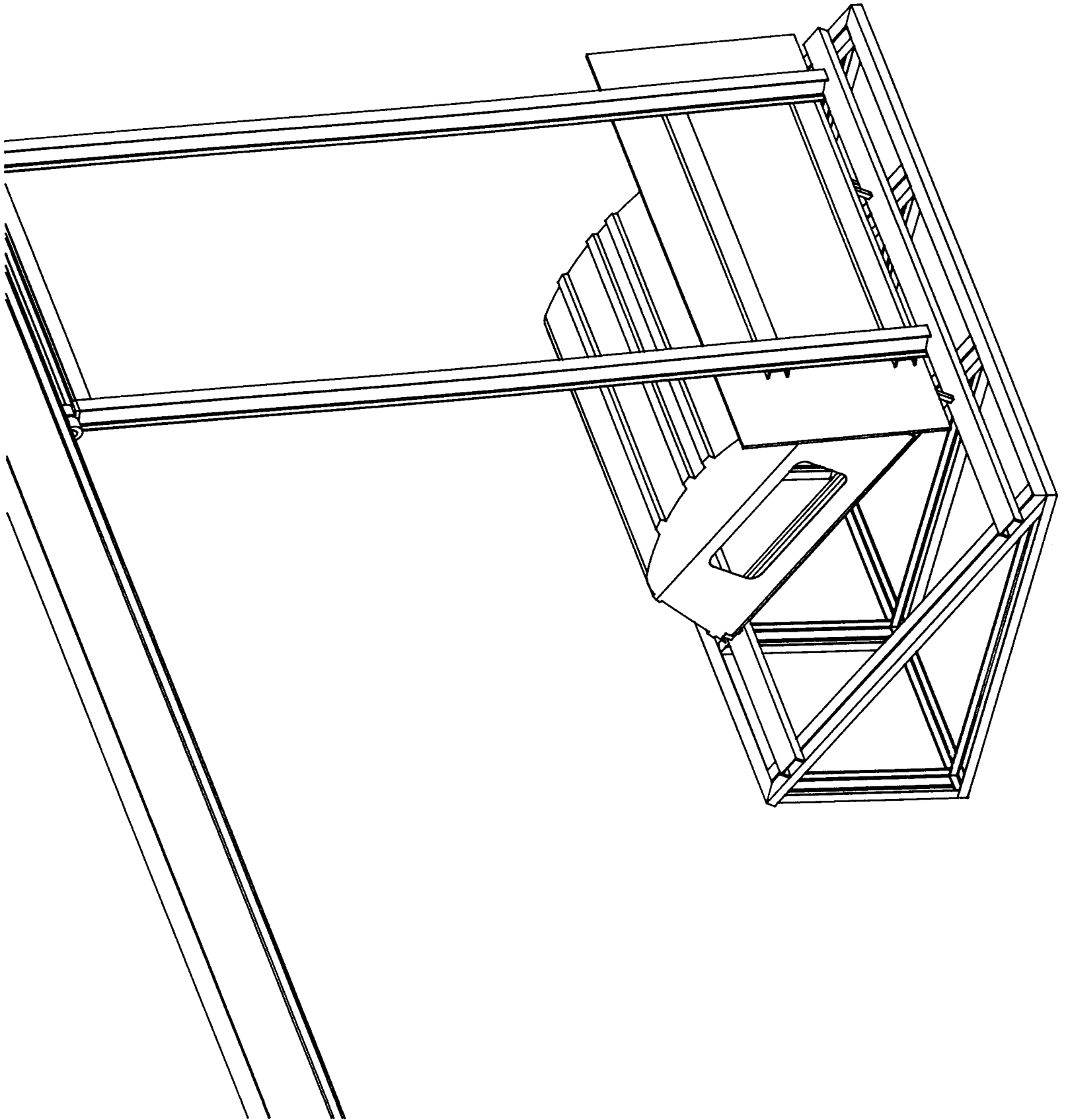


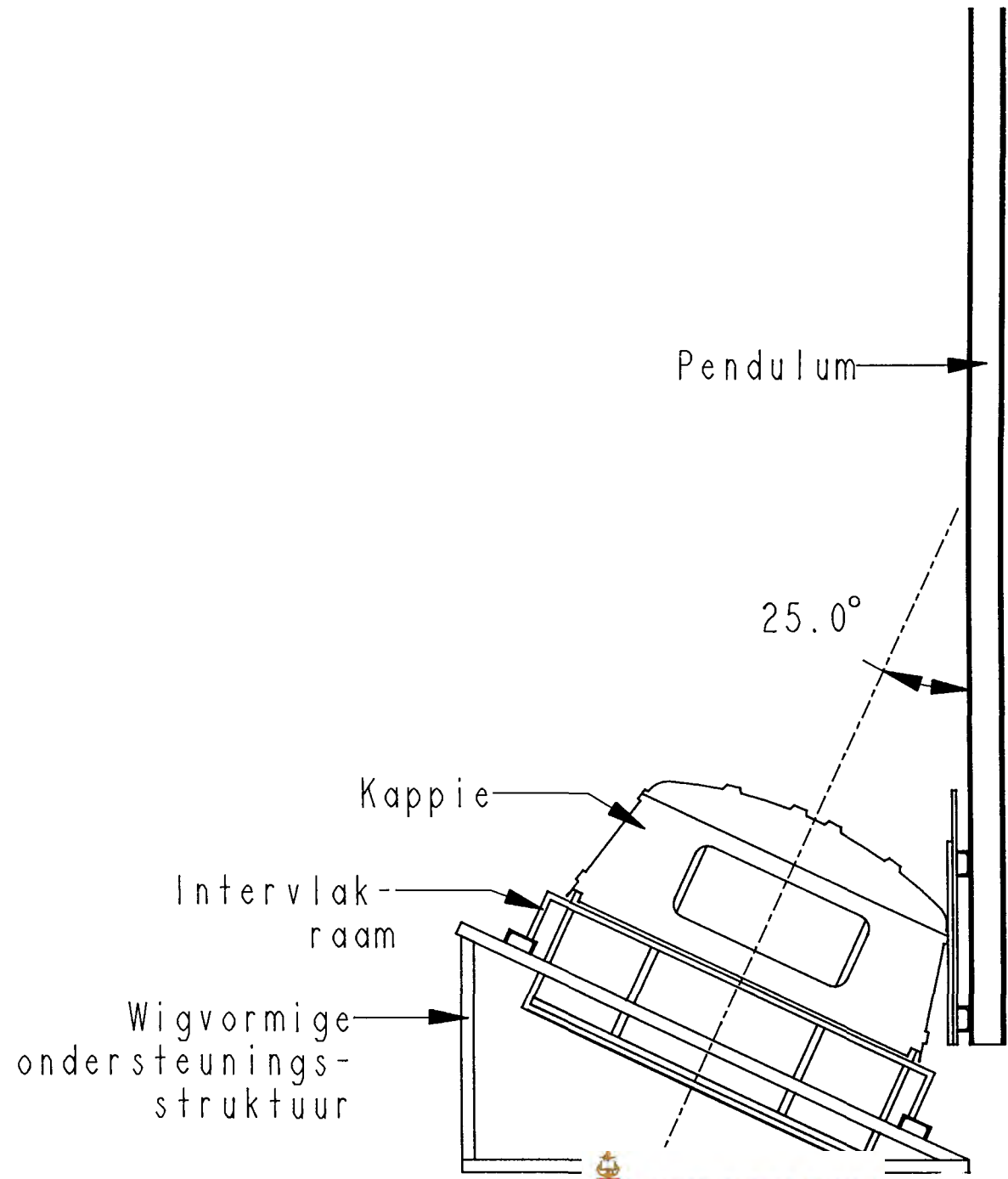












APPENDIX D: EINDIGE ELEMENT ANALISE

```
% file for integrating data of canopy impact testing
% 15 Julie 1999
% E J Honiball
```

```
clear
clf reset
```

```
load d:\ewalt\verhand\canopy.txt;
C=-canopy(:,1);
Am=filt(C,'L',3350,3333)+4;
D=canopy(:,2);
Bm=filt(D,'L',3350,3333)+3.3;
n = 1:size(Am,1);
N = size(Am,1);
```

```
% Beginwaardes
% Frekwensie in Hz
frek=3333;

% Gravitatie konstante in m/s^2
g=9.81;

% Initieele lighoek in grade
alfa=52;
alfal(1)=alfa;

% Begin snelheid [m/s]
Snel(1)=0;
Snel2(1)=0;

% Begin Verplasing [m]
Verp(1)=0;
Verp2(1)=0;
```

```
t1=n/frek;
lig_hoek=alfal*pi/180;
```

```
% Begin aanwendingshoek vir versnelling
theta(1)=pi/2-lig_hoek; % rad
thetaB(1)=pi/2-lig_hoek; % rad
```

```
for t = 2:1:N
```

```
% voeg nou gravitasie by gemete sein
```

```
Vers(t-1)=Am(t-1)-g*cos(theta(t-1));
Vers(t)=Am(t)-g*cos(theta(t-1));
```

```
Vers2(t-1)=Bm(t-1)-g*cos(thetaB(t-1));
```

```

Vers2(t)=Bm(t)-g*cos(thetaB(t-1));

% bereken area onder versnellings grafiek

AreaA(t-1)=(Vers(t)+Vers(t-1))/(2*frek);
Snel(t)=Snel(t-1)+AreaA(t-1);

AreaB(t-1)=(Vers2(t)+Vers2(t-1))/(2*frek);
Snel2(t)=Snel2(t-1)+AreaB(t-1);

% Bereken area onder Snelheids grafiek.

AreaS(t-1)=(Snel(t-1)+Snel(t))/(2*frek);
Verp(t)=Verp(t-1)+AreaS(t-1);

AreaSB(t-1)=(Snel2(t-1)+Snel2(t))/(2*frek);
Verp2(t)=Verp2(t-1)+AreaSB(t-1);

% Bereken theta vir volgende rondte

theta(t)=pi/2-lig_hoek+abs(Verp(t))/3.85;
alfa1(t)=(pi/2-theta(t))*180/pi;

thetaB(t)=pi/2-lig_hoek+abs(Verp2(t))/3.85;
alfa1B(t)=(pi/2-thetaB(t))*180/pi;
end;

figure(1);
plot(t1,Vers,'b',t1,Vers2,'r');
%title('versnellingsmeter seine/ geweegde seine met impak toetsing
');
grid;
xlabel('tyd [sek]');
ylabel('versnelling [m/s/s]');
legend('voor','agter');

figure(2);
plot(t1,Snel,'b',t1,Snel2,'r');
%title('Snelheid van die pendulum tydens impak toetsing');
grid;
xlabel('tyd [sek]');
ylabel('Snelheid [m/s]');
legend('voor','agter');

figure(3);
plot(t1,Verp,'b',t1,Verp2,'r');
%title('Verplasing van die pendulum tydens impak toetsing');
grid;
xlabel('tyd [sek]');
ylabel('Verplasing [m]');
legend('voor','agter');

```



```
figure(4);  
whitebg;  
plot(t1, alfa1, 'b');  
%title('Verandering van hoek');  
grid;  
xlabel('tyd [sek]');  
ylabel('hoek [grade]');  
legend('voor', 'agter');
```

Case control file for Analise 1 (Pre-Impak analise)

```
START
TIME=99999
CEND
ENDTIME=0.14
ENDSTEP=999999
CHECK=NO
TITLE= Jobname is: impak7
TLOAD=6
TIC=6
SPC=6
$ Restart file request
TYPE (RST1) = RESTART
CEND
TIMES (RST1) = 0.12, 0.14
$ Output result for request: kappie_impak2
TYPE (kappie_impak2) = ARCHIVE
ELEMENTS (kappie_impak2) = 1
SET 1 = 1 THRU 604 606 THRU 1514 1590 THRU 2629 2668 THRU 3588 ,
        3663 THRU 4743 4966 THRU 5511 5734 THRU 5768 ,
        5770 THRU 11662
ELOUT (kappie_impak2) = EFFPLS EFFSTS
TIMES (kappie_impak2) = 0,thru,end,by,0.002
SAVE (kappie_impak2) = 10000
$ Output result for request: snelheid
TYPE (snelheid) = TIMEHIS
GRIDS (snelheid) = 2
SET 2 = 14692 THRU 14715
GPOUT (snelheid) = XVEL YVEL ZVEL XDIS YDIS ZDIS
TIMES (snelheid) = 0,thru,end,by,0.002
SAVE (snelheid) = 10000
$----- Parameter Section -----
PARAM,INISTEP,0.000001
PARAM,MINSTEP,0.000001
PARAM,CONTACT,THICK,0.0
$----- BULK DATA SECTION -----
BEGIN BULK
INCLUDE impak7.bdf
$ ----- GRAVITATION -----
TLOAD1      6      444      0
GRAV        444      9810  0.4226 -0.906
$
$ ===== PROPERTY SETS =====
$
$          * I_Beams *
$
PBEAM      2      1      16405.41e+06  449000      +A000001
+A000001
+A000002      0      16405.41e+06  449000      +A000002
$
$          * channel *
$
PBEAM*      3      1      1345      291500*A000003
*A000003      2.053e+06      +A000004
+A000004      +A000005
*A000005      0      1345      291500*A000006
*A000006      2.053e+06
$
$          *. slaan_plaat *
$
PSHELL      4      1      17.24
$
$          * kappie_channel *
$
PSHELL      5      3      2.5
$
$          * kappie_shell *
$
PSHELL      6      3      1.2
$
CORD2C      1      0-938.306  3941.33      -925-938.306  3941.33      -924+A000007
+A000007-937.883  3940.42      -925
$
$ ===== MATERIAL DEFINITIONS =====
$
$
$ ----- Material gewone_staal id=1
MAT1      1      207954
```



```

$
$ ----- Material staal id =3
DYMAT24      37.85e-09  207954      .3      1      TRUE      +A000008
+A000008
$
$ ===== Load Cases =====
$
$
$ ----- Contact : impak_oppervlak
$
CONTACT      6      SURF      SURF      1      2      .1      .06      +A000009
+A000009      V4      BOTH
+A000010      +A000010
+A000011      ON      +A000011
$
$ Slave contact surface for impak_oppervlak
$
SURFACE      1      SEG      1
CFACE      1      1      1      4
CFACE      2      1      2      4
CFACE      3      1      3      4
CFACE      4      1      4      4
CFACE      10998      1      11631      4
CFACE      10999      1      11632      4
CFACE      11000      1      11633      4
CFACE      11001      1      11634      4
CFACE      11002      1      11635      4
$
$ Master contact surface for impak_oppervlak
$
SURFACE      2      SEG      2
CFACE      11003      2      11636      4
CFACE      11004      2      11637      4
CFACE      11005      2      11638      4
CFACE      11006      2      11639      4
...
...
...
CFACE      11010      2      11643      4
CFACE      11011      2      11644      4
CFACE      11012      2      11645      4
CFACE      11013      2      11646      4
CFACE      11014      2      11647      4
$
$ ----- Initial Velocity BC coordinate_snelheid -----
SET1      3      14692      THRU      14715
TICGP      6      3      CID1      1      YVEL -1.1579
$
$ ===== TABLES =====
$
$ ----- TABLE 1: steel -----
TABLED1      1      +A000012
+A000012      0      0      .00167  347.283  .001783  353.963  .001887  360.64+A000013
+A000013 .001992  367.32  .002097  373.997  .002307  387.355  .002517  400.712+A000014
+A000014 .002936  407.39  .003355  410.73  .003775  414.069  .004194  417.408+A000015
+A000015 .005033  419.078  .005453  420.747  .008388  425.756  .010066  429.096+A000016
+A000016 .011744  432.434  .013422  435.769  .016777  440.779  .018455  442.45+A000017
+A000017 .020132  444.958  .02181  446.627  .023488  447.459  .025166  448.299+A000018
+A000018 .026843  449.131  .028521  450.134  .030199  450.299  .031876  450.467+A000019
+A000019 .033554  450.634  .035232  450.8      ENDT
SETTING,1,CRASH
$
ENDDATA

```

Case control file for Analise 2 (Post-Impak analise)

```

START
TIME=99999
CEND
ENDTIME=0.14
ENDSTEP=999999
CHECK=NO
TITLE= Jobname is: impak6
TLOAD=2
TIC=2
SPC=2
$ Restart file request
TYPE (RST1) = RESTART
CEND
TIMES (RST1) = 0.12, 0.14
$ Output result for request: kappie_data
TYPE (kappie_data) = ARCHIVE
ELEMENTS (kappie_data) = 1
SET 1 = 1 THRU 604 606 THRU 1514 1590 THRU 2629 2668 THRU 3588 ,
        3663 THRU 4743 4966 THRU 5511 5734 THRU 5768 ,
        5770 THRU 11635 11667
ELOUT (kappie_data) = EFFPLS
TIMES (kappie_data) = 0,thru,end,by,0.002
SAVE (kappie_data) = 10000
$ Output result for request: pendulum_spoed
TYPE (pendulum_spoed) = TIMEHIS
GRIDS (pendulum_spoed) = 2
SET 2 = 14704 14707 14712 14715
GPOUT (pendulum_spoed) = XVEL YVEL ZVEL XDIS YDIS ZDIS
TIMES (pendulum_spoed) = 0,thru,end,by,0.002
SAVE (pendulum_spoed) = 10000
$----- Parameter Section -----
PARAM,INISTEP,0.000001
PARAM,MINSTEP,0.000001
PARAM,CONTACT,THICK,0.0
$----- BULK DATA SECTION -----
BEGIN BULK
INCLUDE impak6.bdf
$
$ ===== PROPERTY SETS =====
$
$      * kappie_shell *
$
PSHELL      1      2      1.2
$
$      * I_Beams *
$
PBEAM      2      1      16405.41e+06      449000      +A000001
+A000001      +A000002
+A000002      0      16405.41e+06      449000
$
$      * channel *
$
PBEAM*      3      1      1345      291500*A000003
*A000003      2.053e+06      +A000004
+A000004      +A000005
*A000005      0      1345      291500*A000006
*A000006      2.053e+06
$
$      * slaan_plaat *
$
PSHELL      4      1      17.24
$
$      * kappie_channel *
$
PSHELL      5      2      2.5
$
$
$ ===== MATERIAL DEFINITIONS =====
$
$
$ ----- Material gewone_staal id =1
MAT1      1      207954      80300      .37.85e-09
$
$ ----- Material toets_staal id =2
DYMAT24      27.85e-09      207954      .3      1      TRUE      +A000007
+A000007

```



```

$
$ ===== Load Cases =====
$
$
$ ----- Contact : pendulum_kontak
$
CONTACT      5      SURF      SURF      1      2      .3      .15      +A000008
+A000008     V4     BOTH
+A000009
+A000010
$
$ Slave contact surface for pendulum_kontak
$
SURFACE      1              SEG      1
CFACE        1      1      1      4
CFACE        2      1      2      4
CFACE        3      1      3      4
CFACE        4      1      4      4
...
...
CFACE        10998     1  11631     4
CFACE        10999     1  11632     4
CFACE        11000     1  11633     4
CFACE        11001     1  11634     4
CFACE        11002     1  11635     4
$
$ Master contact surface for pendulum_kontak
$
SURFACE      2              SEG      2
CFACE        11003     2  11667     4
$
$ ----- Velocity BC snelagter -----
TLOAD1      2      13      2      4
FORCE       13  14712     0      1  -906.3  -422.6     0
FORCE       13  14715     0      1  -906.3  -422.6     0
$
$ ----- Velocity BC snelvoor -----
TLOAD1      2      14      2      3
FORCE       14  14704     0      1  -906.3  -422.6     0
FORCE       14  14707     0      1  -906.3  -422.6     0
$
$ ===== TABLES =====
$
$ ----- TABLE 1: steel -----
TABLED1      1
+A000011     0      0      .00167  347.283 .001783  353.963 .001887  360.64+A000012
+A000012 .001992  367.32 .002097  373.997 .002307  387.355 .002517  400.712+A000013
+A000013 .002936  407.39 .003355  410.73 .003775  414.069 .004194  417.408+A000014
+A000014 .005033  419.078 .005453  420.747 .008388  425.756 .010066  429.096+A000015
+A000015 .011744  432.434 .013422  435.769 .016777  440.779 .018455  442.45+A000016
+A000016 .020132  444.958 .02181  446.627 .023488  447.459 .025166  448.299+A000017
+A000017 .026843  449.131 .028521  450.134 .030199  450.299 .031876  450.467+A000018
+A000018 .033554  450.634 .035232  450.8      ENDT
$
$ ----- TABLE 4: snelagter1 -----
TABLED1      4
+A000019     0      4.75     .02      4.4      .04      2.7      .06      .65+A000020
+A000020     .08     -.65     .1      -1.15     .12     -1.25     .14     -1.30+A000021
+A000021     ENDT
$
$ ----- TABLE 3: snelvoor1 -----
TABLED1      3
+A000022     0      4.4      .02      4.2      .04      3.3      .06      2.1+A000023
+A000023     .08      .7      .1      -.45     .12     -1.1      .14     -1.4+A000024
+A000024     ENDT
SETTING,1,CRASH
$
ENDDATA

```

EXPLICIT SOLUTION TECHNIQUE

- **General Technique**
 - Problem in space solved by FEM methods
 - Problem in time solved by explicit time integration
 - many small time increments
- **Implementation in MSC/DYTRAN**
 - Problem in space solved by:
 - Lagrange-Finite Element Technology
 - Euler - Finite Volume Technology
 - Problem in time solved by:
 - Central difference integration

EXPLICIT TIMESTEP

EXPLICIT

- The timestep size is usually set by the requirements to maintain stability of the central difference integration
- The timestep must subdivide the shortest natural period of the mesh
- Every transient is automatically resolved
- MSC/DYTRAN always calculates the timestep required to maintain a stable solution

IMPLICIT

- The solution is unconditionally stable, so the timestep size is dictated by the required accuracy
- The timestep must subdivide the shortest natural period of interest in the structure
- High transients (e.g. pressure spikes) may not be resolved

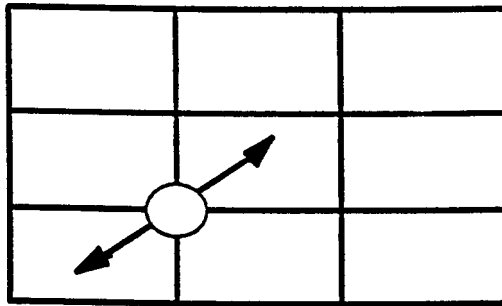
IMPLICIT TIMESTEP >> EXPLICIT TIMESTEP

- The timestep for an implicit analysis will normally be 10 to 100 times greater than that for an explicit analysis.

EXPLICIT TIMESTEP (continued)

- Timestep must Subdivide Smallest Natural Period of the Mesh

The timestep used by MSC/DYTRAN must be smaller than the smallest natural period of the mesh. Imagine doing an eigenvalue analysis with the same mesh and extracting every possible mode. The timestep must be smaller than the period associated with the highest natural frequency given. The mode shape associated with this eigenvalue is typically one grid point oscillating on the stiffness of the elements to which it is attached.



- Courant Criterion

Since it is impossible to do a complete eigenvalue analysis every cycle to calculate the timestep, an approximate method, known as the Courant Criterion, is used. This is based on the minimum time for a stress wave to cross on elements.

It depends on the smallest element dimension, L

$$\Delta t = SL/c$$

where c is the speed of sound through the element material and S is the timestep scale factor (<1).

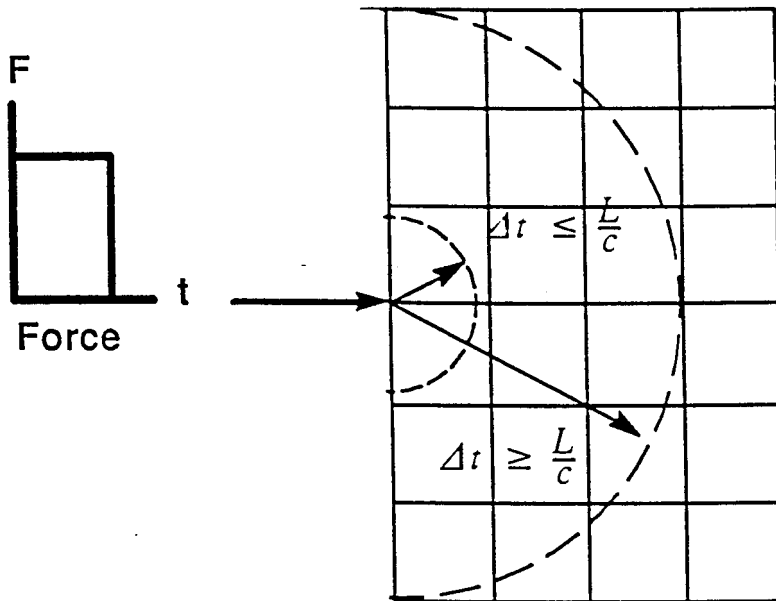
$$c = \sqrt{\text{Young's Modulus}/\text{Density}}$$

for 1-D elements

TIME INTEGRATION

Explicit Integration: $\Delta t \leq \frac{L}{c}$

Implicit Integration: $\Delta t \geq \frac{L}{c}$



L : smallest element length

Δt : time step

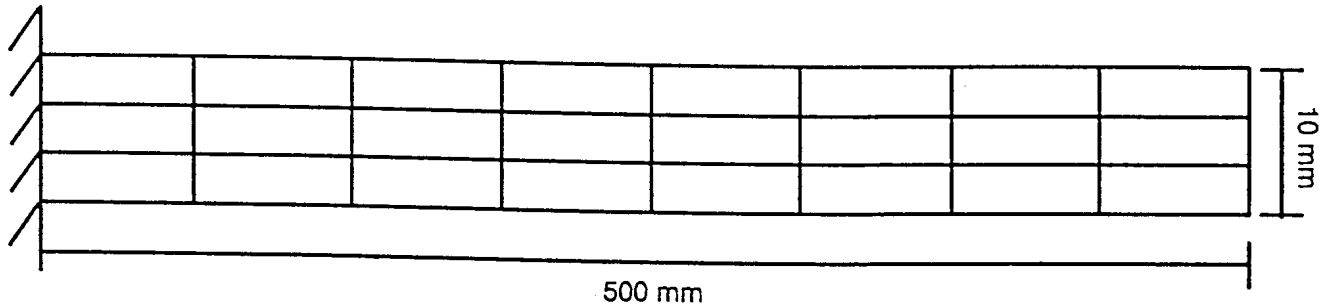
c : sound speed

- Explicit:**
- Small time step
 - No big matrices and matrix inversion by having a diagonal matrix (lumped mass)
 - Robust solution procedure even for high degree of nonlinearities

- Implicit:**
- Bigger time step
 - Big matrices and matrix inversion required
 - Solution procedure complicated with increasing degree of nonlinearities

TIMESTEP EXAMPLE

Consider a rectangular steel cantilever beam:



EXPLICIT

Minimum element dimension, $L = 3.33$ mm

Speed of sound, $c = 5113$ m/s

Timestep = $0.9 L/c = 0.586$ microseconds

IMPLICIT

Assume interest up to the third mode

Frequency = 3643 rad/s; period = 1.725 milliseconds

For accuracy, subdivide the period by 20

Timestep = 86.2 microseconds

IMPLICIT TIMESTEP = 147 x explicit timestep

EXPLICIT VS. IMPLICIT TECHNOLOGY

EXPLICIT codes are relatively more efficient for problems with the following characteristics:

- **Short duration**

Computational cost increases linear with problem time, but already small problem times need a lot of time integration steps.

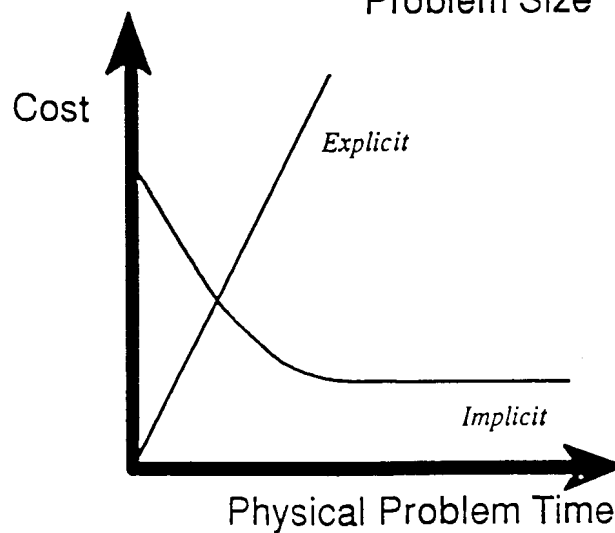
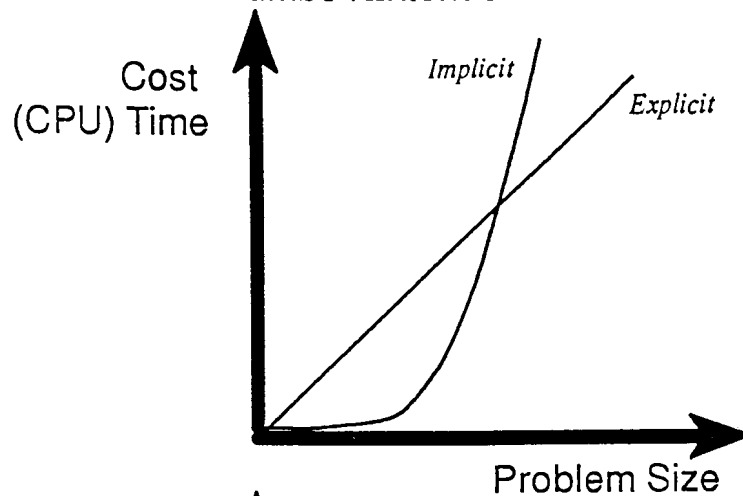
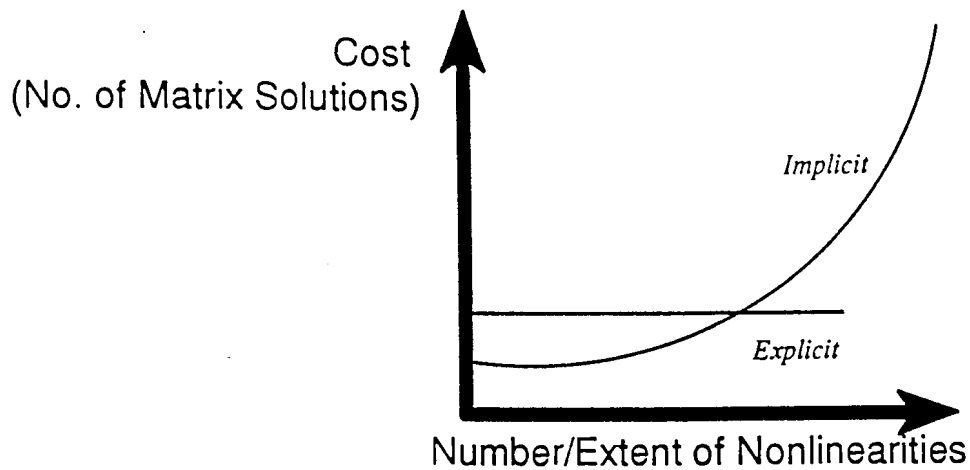
- **Large number or extent of nonlinearities**

Computational cost remains the same, while for an implicit method the CPU time increases exponentially.

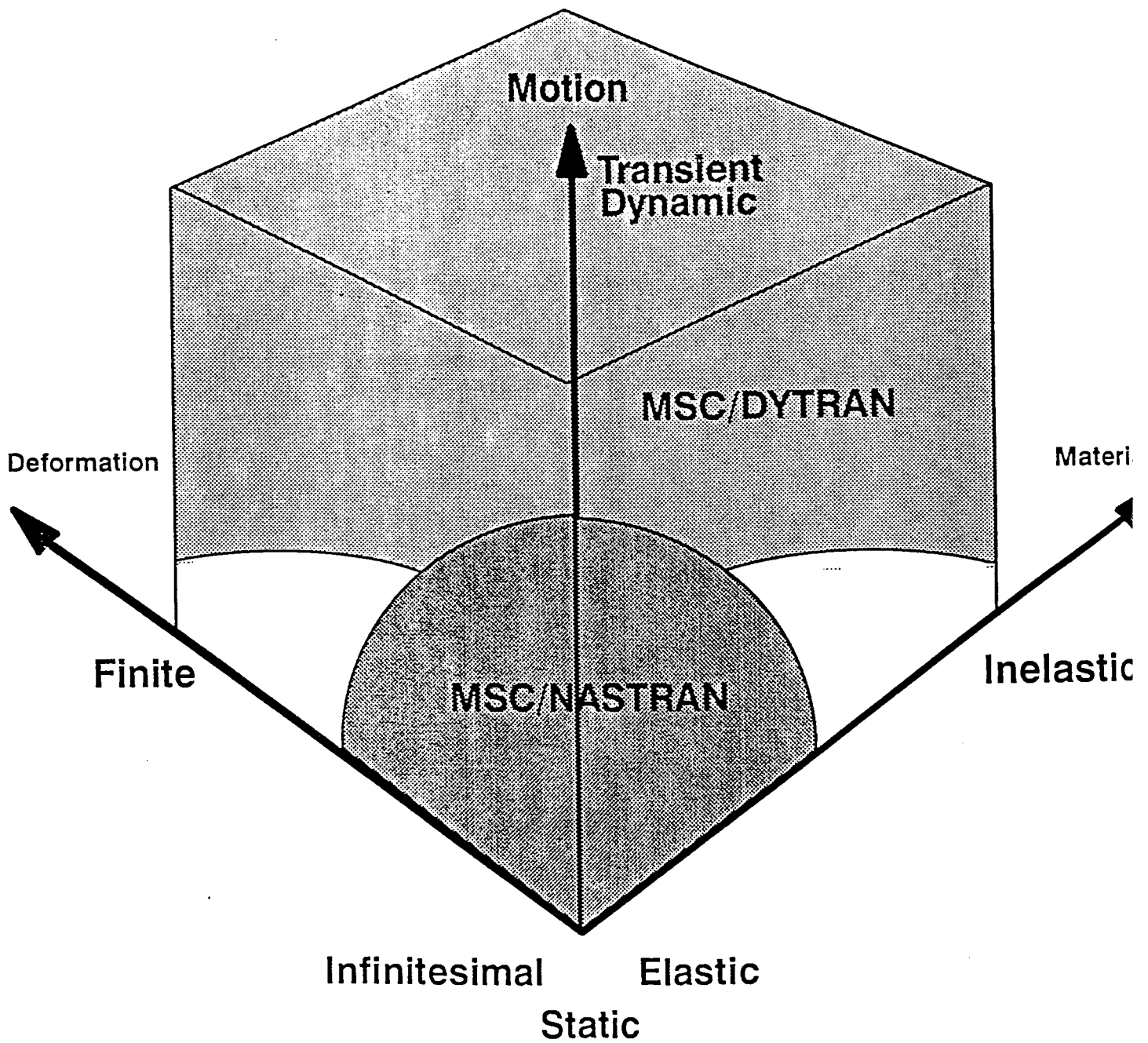
- **Large problem size**

Computational cost increases linear with problem size. CPU time increases by a factor of two when number of elements is doubled.

COMPUTATIONAL EFFICIENCY IMPLICIT VS. EXPLICIT



MSC/NASTRAN and MSC/DYTRAN



APPLICABILITY OF EXPLICIT TECHNIQUES

- **NONLINEAR**

- **Large Displacement**

The model can undergo large translations and rotations. There is no small displacement option in MSC/DYTRAN, but small displacement analysis is not precluded.

- **Contact and Coupling**

These interactions allow the simple modeling of complex interactions between two or more separately meshed bodies.

- **Plasticity**

A large number of material models are available to model a wide range of material behavior.

Materials as diverse as metals, alloys, plastics and composites can be simulated.

- **Large strain formulation**

Most elements have large strain formulation. An option allows the shell elements to get thinner due to membrane straining.

- **Failure**

- **Material flow**

In cases where extreme material deformation takes place Euler with strength can be used.

APPLICABILITY (continued)

- **TRANSIENT AND DYNAMIC**

MSC/DYTRAN is most suitable for short term events such as explosions and high speed impact.

It is intended for dynamic events. Static problems can be analyzed quasi-statically, but the technique is only cost effective if the problem incorporates significant nonlinearities.