

Karakterisering en evaluering van 'n hidrouliese enjinmonteerstuk

**A.J. Steyn
20040059**

Verhandeling ingehandig ter voldoening aan die
vereistes vir 'n Meestersgraad in Ingenieurswese aan
die Noordwes Universiteit, Potchefstroom-kampus

Studieleier: Dr. C.B. Nel

November 2011

OPSOMMING

Die enjinmonteerstelsel is 'n belangrike aspek om vibrasie-isolasie te verkry, en het 'n uiters belangrike invloed op die rygerief en geraas in die voertuig se kajuit.

In hierdie studie is 'n hidrouliese enjinmonteerstuk ontwerp en gebou en twee wiskundige modelle is ontwikkel. Die eerste wiskundige model is gebruik om die dinamiese eienskappe van die hidrouliese enjinmonteerstuk asook die rubberenjinmonteerstukke vir verskillende frekwensies en amplitudes te bepaal. Die dinamiese karakteristieke is bepaal in 'n toetsopstelling wat vir hierdie toepassing ontwerp en vervaardig is. Hierdie dinamiese eienskappe was belangrik om die vibrasie-isolasie te beoordeel.

Die tweede wiskundige model is 'n twee-vryheidsgraadmodel wat in 'n rekenaarprogram geïmplementeer is in 'n Matlab-omgewing. Hierdie program is gebruik om die natuurlike frekwensies by die vertikale hop- en rotasiemode te voorspel met behulp van die dinamiese eienskappe van die enjinmonteerstukke. Hierdie tweede wiskundige model is ook gebruik om die enjinrespons en dinamiese kragte oorgedra na die voertuigstruktuur met 'n rekenaarprogram te voorspel. Die enjin se onbalanskragte en fluktuierende momente is met behulp van sekere inset parameters bepaal. Die enjin se massa, traagheidsmoment, koördinate en dinamiese eienskappe van die drie enjinmonteerstukke, is ook as insetwaardes in die rekenaarprogram gebruik. Die voorspelde enjinrespons is vergelyk met die ooreenstemmende gemete waardes vir dieselfde operasionele toestande.

Die enjinmonteerstukke moet ook die statiese gewig van die enjin kan ondersteun, met toelaatbare verplasing by elke monteerstuk. Die statiese en dinamiese verplasing is vir verskeie operasionele toestande bepaal.

Twee enjinmonteerstelsels is onderskeidelik in 'n toetsvoertuig geëvalueer. Die standaardmonteerstelsel bestaan uit drie rubberenjinmonteerstukke, en die gemodifiseerde monteerstelsel is twee van die rubberenjinmonteerstukke met hidrouliese enjinmonteerstukke vervang. Responsmetings is geneem op elk van die enjinmonteerstukke in die vertikale rigting vir die twee monteerstelsels,

onderskeidelik. Die dinamiese kragte oorgedra na die voertuigstruktuur is ook bepaal en vergelyk vir die twee monterstelsels, deur hierdie gemete waardes sowel as die enjinmonterstukke se dinamiese karakteristieke vir verskillende operasionele toestande te gebruik.

Klankmetings binne die voertuigkajuit is ook vir die twee monterstelsels onderskeidelik geneem en met mekaar vergelyk.

Die studie toon dat hierdie hidrouliese enjinmonterstukke 'n baie groot verbetering op die isolasiestelsel is, met die grootste voordeel by padinsette as operasionele toestand.

ABSTRACT

The engine mount system is an important aspect to achieve vibration isolation, and has a very important effect on the ride standards and noise in a vehicle's compartment.

In this study a hydraulic engine mount was designed and built and two mathematical models were developed. The first mathematical model was used to determine the dynamic properties of the hydraulic engine mount as well as the rubber engine mountings for various frequencies and amplitudes. The dynamic properties were determined in a test assembly that was designed and built for this application. These dynamic properties were used to evaluate the vibration isolation.

The second mathematical model was a two degree of freedom model that was developed and implemented in a computer programme in a Matlab environment. This programme was used to predict the natural frequencies for the vertical bounce and rotational mode by using the dynamic properties of the engine mountings. This second model was also used to predict the engine response and dynamic forces transmitted to the vehicle structure with the help of a computer program. The engine unbalance forces and fluctuating moments were determined with the use of certain parameters. The engine mass and the moment of inertia, as well as the coordinates and dynamic properties of the three engine mountings, were also determined and used as input in the computer programme. The predicted engine response was compared with corresponding measured values for the same conditions.

The engine mountings must also be able to support the static weight of the engine, with allowable displacement at each mount. The static and dynamic displacement was determined for various operating conditions.

Two engine mounting systems were evaluated in the test vehicle. The standard engine mounting system consists of three rubber engine mountings. The modified mounting system has two rubber mounts that were replaced with hydraulic engine mounts. Response measurements were taken on each of the engine mounting systems in the vertical direction respectively. The dynamic forces transmitted to the

vehicle structure were determined and compared for the two mounting systems, by using this measured values as well as the mounting dynamic properties for different operational conditions.

Sound measurements inside the vehicle cabin were also measured separately for the two mounting systems and compared with each other.

This study shows that the hydraulic engine mount has a big improvement on the isolation system, and that the biggest benefit was at road inputs as operational conditions.

VERKLARING

Ek, Abraham Jacobus Steyn, verklaar hiermee dat die materiaal gebruik in dié studie my eie oorspronklike werk is, met uitsondering, waar spesifiek verwys word deur naam, of in die vorm 'n van verwysing. Hierdie werk is nie by 'n ander universiteit ingehandig nie.

Abraham Jacobus Steyn

Studentenommer: 20040059

Identiteitsnommer: 860908 5076 08 1

BEDANKINGS

- Dr. C.B. Nel vir sy leiding, raad en ondersteuning tydens hierdie studie.
- Mnr. Bartlo van der Merwe vir die vervaardiging en aanpas van komponente.
- Mnr. Jan Prinsloo vir die gratis verskaffing van sagteware wat gebruik is vir vervaardiging.
- Mnr. Gerrie Pretorius vir die gebruik van die tegniese onderwys se fasiliteite met betrekking tot die toetsvoertuig.
- Mnr. Sarel Naudé vir die gebruik van die laboratorium se fasiliteite.
- Instrumentmakers vir vervaardiging en ondersteuning.
- Familie en vriende vir hulle bystand en ondersteuning.
- Ons Hemelse Vader vir alles!

INHOUDSOPGAWE

OPSOMMING.....	i
VERKLARING.....	v
BEDANKINGS.....	vi
INHOUDSOPGAWE.....	vii
LYS VAN TABELLE	xi
LYS VAN FIGURE.....	xii
LYS VAN SIMBOLE EN AFKORINGS.....	xiv

1 INLEIDING EN LITERATUUROORSIG 1-1

1.1	INLEIDING	1-1
1.2	DIE GEBRUIK VAN ENJINMONTEERSTUKKE IN VOERTUIE	1-1
1.3	ENJINMONTEERSTELSELS	1-2
1.4	WERKING VAN DIE PASSIEWE HIDROULIESE ENJINMONTEERSTUK.....	1-3
1.5	VLOEISTOF.....	1-4
1.6	VERVAARDIGING	1-5
1.7	KARAKTERISERING	1-5
1.7.1	<i>SAE voorgestelde toets prosedure</i>	<i>1-5</i>
1.7.2	<i>Amplitude- en frekwensie-opwekking</i>	<i>1-5</i>
1.7.3	<i>Statiese massa.....</i>	<i>1-6</i>
1.7.4	<i>Rigting</i>	<i>1-6</i>
1.7.5	<i>Toets apparate</i>	<i>1-6</i>
1.7.6	<i>In situ karakterisering</i>	<i>1-7</i>
1.8	VIBRASIE-ISOLASIE	1-7
1.9	DINAMIESE STYFHEID	1-9
1.10	DEMPING	1-10
1.11	DUBBELE HEM.....	1-10
1.12	TRAAGHEIDSWEGKONFIGURASIES.....	1-10
1.13	AKTIEWE HEM.....	1-10
1.14	HIDROULIESE MONTEERSTUKKE BY BAKWERKE	1-11
1.15	TOEPASSINGS (MOTORS EN VliegTUIE)	1-11
1.16	EFFEKTE VAN VIBRASIE OP DIE MENSLIKE LIGGAAM	1-12
1.17	OMVANG VAN DIE STUDIE	1-12
1.18	OPSOMMING	1-13

2	WISKUNDIGE MODELLE.....	2-14
2.1	INLEIDING	2-14
2.2	KARAKTERISERING	2-14
2.3	REKENAARIMPLEMENTERING VIR KARAKTERISERING	2-16
2.4	ENJINMONTEERSTUKPOSISIE	2-16
2.5	TWEE-VRYHEIDSGRADESTELSEL VIR VIBRASIE-ISOLASIE.....	2-17
2.5.1	<i>Eksterne skuttende krag en moment</i>	2-20
2.6	WISKUNDIGE IMPLEMENTERING VAN VIBRASIE-ISOLASIE	2-22
2.7	NATUURLIKE FREKWENSIES EN MODEVORMS.....	2-22
2.8	OPSOMMING	2-22
3	EKSPERIMENTELE KARAKTERISERING.....	3-23
3.1	INLEIDING	3-23
3.2	HIDROULIESE ENJINMONTEERSTUK	3-24
3.2.1	<i>Basis</i>	3-25
3.2.2	<i>'n Rubberstuk</i>	3-25
3.2.3	<i>Ontkoppelaar, traagheidsweg en rubberdiafragma</i>	3-26
3.2.4	<i>Hidrouliese vloeistof</i>	3-27
3.2.5	<i>Vervaardiging</i>	3-28
3.3	DINAMIESE TOETS OPSTELLING	3-29
3.3.1	<i>Lineêre laers</i>	3-29
3.3.2	<i>Gidspenne</i>	3-29
3.3.3	<i>Veiligheidstoerusting</i>	3-30
3.4	INSRTUMENTASIE	3-30
3.4.1	<i>Versnellingsmeter</i>	3-30
3.4.2	<i>FFT-analiseerder</i>	3-31
3.4.3	<i>Eksperimentele opstelling</i>	3-32
3.4.4	<i>Skudapparaat</i>	3-33
3.5	DINAMIESE TOETSPROSEDURE	3-34
3.5.1	<i>Ekwivalente massa vir elke enjinmonteerstuk</i>	3-34
3.5.2	<i>Voorbeeld van karakterisering vanaf tydsein by 6.75 Hz</i>	3-35
3.5.3	<i>Voorbeeld van karakterisering vanaf tydsein by 12 Hz</i>	3-41
3.5.4	<i>Natuurlike frekwensie van 'n enjinmonteerstuk</i>	3-46
3.6	DINAMIESE TOETSE	3-47
3.6.1	<i>Rubberenjinmonteerstuk by posisie 1</i>	3-47
3.6.2	<i>Rubberenjinmonteerstuk by posisie 2</i>	3-49
3.6.3	<i>Rubberenjinmonteerstuk by posisie 3</i>	3-51
3.6.4	<i>Hidrouliese enjinmonteerstuk</i>	3-53
3.6.5	<i>Hidrouliese enjinmonteerstuk sonder vloeier</i>	3-57
3.6.6	<i>Hidrouliese enjinmonteerstuk in die horisontale rigting</i>	3-61
3.6.7	<i>Enjinmassa en traagheidsmoment</i>	3-62
3.7	STATIESE TOETSE	3-62
3.8	INSETPARAMETERS.....	3-64

4	EKSPERIMENTELE EVALUERING	4-65
4.1	INLEIDING	4-65
4.2	TWEE VERSKILLENDE MONTEERSTELSELS	4-65
4.2.1	<i>Standaardmonteerstelsel.....</i>	<i>4-65</i>
4.2.2	<i>Gemodifiseerde monteerstelsel</i>	<i>4-65</i>
4.3	TOETSVOERTUIG	4-66
4.4	INSTALLERING VAN HIDROULIESE ENJINMONTEERSTUKKE.....	4-67
4.5	EKSPERIMENTELE EVALUERING VAN DIE TWEE MONTEERSTELSELS 4-68	
4.5.1	<i>Natuurlike frekwensies.....</i>	<i>4-68</i>
4.5.2	<i>Standaardmonteerstelsel.....</i>	<i>4-69</i>
4.5.3	<i>Gemodifiseerde monteerstelsel</i>	<i>4-70</i>
4.5.4	<i>Wielinsetkragte</i>	<i>4-71</i>
4.5.5	<i>Wielinsetkragte vir die twee monteerstelsels</i>	<i>4-73</i>
4.5.6	<i>Standaardmonteerstelsel.....</i>	<i>4-74</i>
4.5.7	<i>Gemodifiseerde monteerstelsel</i>	<i>4-75</i>
4.6	VIBRASIE-ISOLASIE	4-76
4.6.1	<i>Enjinresponsmetings</i>	<i>4-76</i>
4.6.2	<i>Standaardmonteerstelsel.....</i>	<i>4-77</i>
4.6.3	<i>Enjinrespons teen luier spoed (711 opm)</i>	<i>4-77</i>
4.6.4	<i>Enjinrespons teen 2000 opm</i>	<i>4-79</i>
4.6.5	<i>Enjinrespons teen 3000 opm</i>	<i>4-81</i>
4.6.6	<i>Gemodifiseerde monteerstelsel</i>	<i>4-83</i>
4.6.7	<i>Enjinrespons teen luier spoed (711 opm)</i>	<i>4-83</i>
4.6.8	<i>Enjinrespons teen 2000 opm</i>	<i>4-85</i>
4.6.9	<i>Enjinrespons teen 3000 opm</i>	<i>4-87</i>
4.6.10	<i>Runge-Kutta numeriese integrasie</i>	<i>4-89</i>
4.6.11	<i>Vloediagram vir Runge-Kutta evaluering</i>	<i>4-89</i>
4.6.12	<i>Voorspelde en gemete verplasingsamplitude vir die gemodifiseerde monteerstelsel</i>	<i>4-90</i>
4.6.13	<i>Dinamiese kragte na die voertuig oorgedra.....</i>	<i>4-92</i>
4.6.14	<i>Standaardmonteerstelsel</i>	<i>4-93</i>
4.6.15	<i>Gemodifiseerde monteerstelsel.....</i>	<i>4-94</i>
4.6.16	<i>Dinamiese kragte oorgedra deur die wielinsetrespons vir padtoetse . 4- 95</i>	
4.7	KLANKVOLUME BINNE DIE TOETSVOERTUIG SE KAJUIT	4-96
5	Gevolgtrekkings	5-97
	VERWYSINGS.....	5-101
	BYLAAG A	5-104
	Rubberstuk.....	5-104
	Lineêre gidspenne, en laers	5-105
	BYLAAG B	5-106

Geraasfilter.....	5-106
Natuurlike frekwensies en modevorms.....	5-110
Runge-Kutta algoritme	5-111
Dinamiese karakterisering	5-113
BYLAAG C	5-114
Gedetailleerde tekeninge	5-114

LYS VAN TABELLE

Tabel 3.1: Massas van onderskeie komponente.	3-34
Tabel 3.2: Ekwivalente massa gebruik vir karakterisering.	3-35
Tabel 3.3: Fourier-koëffisiënte by 6.75 Hz.	3-39
Tabel 3.4: Dinamiese eienskappe.	3-39
Tabel 3.5: Dinamiese kragte.	3-39
Tabel 3.6: Fourier-koëffisiënte by 12 Hz.	3-44
Tabel 3.7: Dinamiese eienskappe.	3-44
Tabel 3.8: Dinamiese kragte.	3-44
Tabel 3.9: Dinamiese eienskappe van rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.	3-48
Tabel 3.10: Dinamiese eienskappe van rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.	3-50
Tabel 3.11: Dinamiese eienskappe van rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.	3-52
Tabel 3.12: Dinamiese eienskappe van hidrouliese enjinmonteerstuk (Horisontaal). 3-61	
Tabel 3.13: Statiese styfheid van die enjinmonteerstukke.	3-63
Tabel 3.14: Koördinate van die monteerstukke.	3-64
Tabel 3.15: Insetparameters.	3-64
Tabel 4.1: Voorspelde en gemete natuurlike frekwensies (Standaardmonteerstelsel).	4-69
Tabel 4.2: Voorspelde en gemete natuurlike frekwensies (Gemodifiseerde monteerstelsel).	4-70
Tabel 4.3: Verplasingsamplitude van standaardmonteerstelsel.	4-82
Tabel 4.4: Verplasingsamplitude van gemodifiseerde monteerstelsel.	4-88
Tabel 4.5: Voorspelde verplasingsamplitude (Gemodifiseerde monteerstelsel). ...	4-90
Tabel 4.6: Dinamiese kragte oorgedra (Standaardmonteerstelsel).	4-93
Tabel 4.7: Dinamiese kragte oorgedra (Gemodifiseerde monteerstelsel).	4-94
Tabel 4.8: Dinamiese kragte oorgedra deur enjinmonteerstuk 3 deur die wielinsetkragte by padtoetse.	4-95
Tabel 4.9: Klankvolume binne die voertuigkajuit.	4-96

LYS VAN FIGURE

Figuur 1.1: Snitaansig van 'n HEM.	1-3
Figuur 2.1: Basis opwekking.	2-14
Figuur 2.2: Bo-aansig van enjin.	2-17
Figuur 2.3: Enjinmonteerstelsel in twee-vryheidsgrade.	2-18
Figuur 2.4: Enkel roterende suiersamestelling.	2-20
Figuur 3.1: Aansig van HEM.	3-24
Figuur 3.2: Aluminiumbasis van HEM.	3-25
Figuur 3.3: Snitaansig van bokant van rubberstuk.	3-25
Figuur 3.4: Ontkoppelaar, traagheidsweg en sagte rubber diafragma.	3-26
Figuur 3.5: Aftap en hervul van vloeistof.	3-27
Figuur 3.6: Masjinerig van 'n komponent.	3-28
Figuur 3.7: Lineêre laer.	3-29
Figuur 3.8: Lineêre gidspen en CBN 150-snypunt.	3-30
Figuur 3.9: FFT-analiseerder.	3-31
Figuur 3.10: Eksperimentele opstelling.	3-32
Figuur 3.12: Toetsopstelling.	3-33
Figuur 3.11: Skudapparaat met beheerinstrumente.	3-33
Figuur 3.13: Bepaling van massa vir elke onderdeel.	3-34
Figuur 3.14: Tydseine met geraas.	3-36
Figuur 3.15: FFT en fasehoek van die sein op die massa.	3-37
Figuur 3.16: FFT en fasehoek van sein op die basis.	3-37
Figuur 3.17: Herkonstruksie met geraas en sonder geraas.	3-38
Figuur 3.18: Gemete tydsdomein versnellingseine.	3-38
Figuur 3.19: Vektordiagram vir die dinamiese kragte en fasehoek.	3-40
Figuur 3.20: Tydseine met geraas.	3-41
Figuur 3.21: FFT en fasehoek van die sein op die massa.	3-42
Figuur 3.22: FFT en fasehoek van die sein op die basis.	3-42
Figuur 3.23: Herkonstruksie met geraas en sonder geraas.	3-43
Figuur 3.24: Gemete tydsdomein versnellingseine.	3-43
Figuur 3.25: Vektordiagram vir die dinamiese kragte en fasehoek.	3-45
Figuur 3.26: Bepaling van natuurlike frekwensie van 'n enjinmonteerstuk.	3-46
Figuur 3.27: Rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.	3-47
Figuur 3.28: Rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.	3-49
Figuur 3.29: Rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.	3-51
Figuur 3.30: Dinamiese styfheid (Lae frekwensie).	3-53
Figuur 3.31: Dampingsverhouding (Lae frekwensie).	3-53
Figuur 3.32: Fasehoek (Lae frekwensie).	3-54
Figuur 3.33: Dinamiese styfheid (Hoër frekwensie).	3-55
Figuur 3.34: Dampingsverhouding (Hoër frekwensie).	3-55
Figuur 3.35: Fasehoek (Hoër frekwensie).	3-56
Figuur 3.36: Dinamiese styfheid (Lae frekwensie).	3-57
Figuur 3.37: Dampingsverhouding (Lae frekwensie).	3-57
Figuur 3.38: Fasehoek (Lae frekwensie).	3-58
Figuur 3.39: Dinamiese styfheid (Hoër frekwensie).	3-59
Figuur 3.40: Dampingsverhouding (Hoër frekwensie).	3-59
Figuur 3.41: Fasehoek (Hoër frekwensie).	3-60
Figuur 3.42: Dinamiese karakterisering in die horisontale rigting.	3-61

Figuur 3.43: Statiese massa van enjin.....	3-62
Figuur 3.44: Uitdruk van rubberenjinmonteerstukke.....	3-63
Figuur 3.45: Statiese toetse.....	3-63
Figuur 4.1: Toetsvoertuig.....	4-66
Figuur 4.3: Installering.....	4-67
Figuur 4.2 : Voertuig se basisplaat-aanhegting.....	4-67
Figuur 4.4: Natuurlike frekwensie-opwekking van enjin.....	4-68
Figuur 4.5: Natuurlike frekwensies van enjin (Standaardmonteerstelsel).....	4-69
Figuur 4.6: Natuurlike frekwensie van enjin (Gemodifiseerde stelsel).....	4-70
Figuur 4.7: Versnellingsmeter op bakwerk.....	4-71
Figuur 4.8: Wielinsettoetse op die voertuigbakwerk (boonste) en enjin (onderste) teen 79 km/h.....	4-72
Figuur 4.9: Wielinsetpadtoetse.....	4-73
Figuur 4.10: Standaardmonteerstelsel.....	4-74
Figuur 4.11: Gemodifiseerde monteerstelsel.....	4-75
Figuur 4.12: Respons metings op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-76
Figuur 4.13: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.....	4-77
Figuur 4.14: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-78
Figuur 4.15: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.....	4-78
Figuur 4.16: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.....	4-79
Figuur 4.17: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-79
Figuur 4.18: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.....	4-80
Figuur 4.19: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.....	4-81
Figuur 4.20: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-81
Figuur 4.21: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.....	4-82
Figuur 4.22: Respons op HEM by posisie 1.....	4-83
Figuur 4.23: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-84
Figuur 4.24: Respons op HEM by posisie 3.....	4-84
Figuur 4.25: Respons op HEM by posisie 1.....	4-85
Figuur 4.26: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-85
Figuur 4.27: Respons op HEM by posisie 3.....	4-86
Figuur 4.28: Respons op HEM by posisie 1.....	4-87
Figuur 4.29: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.....	4-87
Figuur 4.30: Respons op HEM by posisie 3.....	4-88
Figuur 4.31: Eksterne kragte en voorspelde verplasingsamplitude.....	4-91
Figuur 4.32: Klankmeetinstrument.....	4-96

LYS VAN SIMBOLE EN AFKORTINGS (NOMENKLATUUR)

Hoofletters

A	Harmoniese krag met amplitude A	N
F_e	Aangrypende vertikale onbalans krag van enjin	N
J_0	Traagheidsmoment van krukas	kgm ²
I_{xx}	Traagheidsmoment van enjin	kgm ²
M_e	Moment om krukas	Nm

Kleinletters

a	Afstand van punt A tot die suierstang se massamiddelpunt	m
c	Viskeuse demping	Ns/m
c_c	Kritiese dempingskoëffisiënt	Ns/m
c_1	Demping van monteerstuk by posisie 1	Ns/m
c_2	Demping van monteerstuk by posisie 2	Ns/m
c_3	Demping van monteerstuk by posisie 3	Ns/m
f_n	Natuurlike frekwensie	Hz
$j = 1,2..n$	Aantal monteerstukke	
k	Dinamiese styfheid	N/mm
k_1	Dinamiese styfheid van monteerstuk by posisie 1	N/mm
k_2	Dinamiese styfheid van monteerstuk by posisie 2	N/mm
k_3	Dinamiese styfheid van monteerstuk by posisie 3	N/mm
k_s	Statiese styfheid	N/mm
m	Ekwivalente massa gebruik vir karakterisering	kg
m_a	Ekwivalente suierstang-tipmassa	kg
m_c	Suierstangmassa	kg
m_p	Suiermassa	kg
m_{res}	Resiprokerende massa	kg
m_s	Statiese enjinmassa	kg
N	Krag	
r	Radius van krukas	m
t	Tyd	s

y_1	Afstand van massamiddelpunt van enjin tot monteerstuk by posisie 1	m
y_2	Afstand van massamiddelpunt van enjin tot monteerstuk by posisie 2	m
y_3	Afstand van massamiddelpunt van enjin tot monteerstuk by posisie 3	m
y_c	Afstand van massamiddelpunt tot aangrypende vertikale onbalanskrag	m
z	Vertikale verplasing	m

Griekse simbole

α	Fase hoek tussen viskeuse dempings- en styfheidsvektor	rad
ζ	Verhouding tussen werklike dempingswaarde en kritiese dempingskoëffisiënt	
θ	Hoekverplasing	rad
$\dot{\theta}$	Hoeksnelheid	rad/s
π	Radian	
ϕ	Fasehoek tussen Z_1 en Z_2 vektore of fasehoek tussen die insetkrag- en verplasingsvektore	rad
ω_n	Natuurlike frekwensie	rad/s
ω	Geforseerde frekwensie	rad/s

Afkortings

dB	Klankintensiteit in desibelwaarde
HEM	Hidrouliese enjinmonteerstuk
opm	Omwenteling per minuut

1 INLEIDING EN LITERATUUROORSIG

1.1 INLEIDING

'n Rubberenjinmonteerstuk is gemaak van vibrasie-isolasie materiaal. 'n Algemene toepassing is waar twee metaalkomponente geskei word deur die rubbermonteerstuk, maar tog toelaat dat daar relatiewe beweging kan plaasvind.

'n Enjinmonteerstelsel bestaan gewoonlik uit 'n enjin en ratkas wat op drie of vier rubberenjinmonteerstukke gemonteer is. 'n Passiewe hidrouliese enjinmonteerstuk (HEM) het 'n verdere bydrae tot vibrasie-isolasie in voertuie gemaak. Hierdie hidrouliese enjinmonteerstuk verskaf 'n groter mate van demping as 'n gewone rubberenjinmonteerstuk onder sekere bedryfsomstandighede. Vibrasie- en geraasvermindering by voorwielaangedrewe enjinmonteerkonfigurasies is tans steeds 'n groot uitdaging vir hedendaagse motorvervaardigers.

Uit die literatuurstudie gedoen is dit duidelik dat die dinamiese eienskappe van 'n enjinmonteerstuk van uiterste belang is om vibrasie-isolasie te verkry. Hierdie dinamiese eienskappe is styfheid en demping, en beide is gewoonlik frekwensie en amplitude afhanklik. Om hierdie karakteristieke te verkry vir 'n bepaalde monteerstuk word spesiale toerusting gewoonlik benodig.

Die eienskappe van 'n enjinmonteerstuk beïnvloed dus die algemene rygerief direk soos ervaar word binne die motorvoertuig by verskillende bedryfs toestande.

1.2 DIE GEBRUIK VAN ENJINMONTEERSTUKKE IN VOERTUIE

In Maart 1932 het die eerste rubberenjinmonteerstukke verskyn in 'n nuwe Plymouth-model wat deur Chrysler vervaardig is. Drie rubbermonteerstukke het hierdie enjin ondersteun. Die gevolg was dat klank en vibrasie aansienlik verminder het. Vandag word rubberenjinmonteerstukke algemeen by die meeste motorvoertuie gebruik, maar die laaste paar jaar het hidrouliese enjinmonteerstukke verskyn by sommige voorwielaangedrewe voertuie.

1.3 ENJINMONTEERSTELSELS

'n Enjinmonteerstuk moet baie sag wees (lae styfheid verskaf) om goeie vibrasie-isolasie te verkry deur min dinamiese kragte na die voertuigbakwerk oor te dra. Die monteerstuk moet egter nie te sag wees nie, aangesien dit die enjin se verplasingsbeweging moet beperk (Nel, 2000; Nel & Heyns, 1996).

'n Groot mate van damping by enjinmonteerstelsels is nadelig vir vibrasie-isolasie toestande vir die meeste enjinbedryfstoeestande. By groot padinsetkragte mag baie damping egter by lae frekwensies voordelig wees om enjinbeweging te beperk, sowel as om vibrasie-isolasie vir die enjinmonteerstelsel te verskaf (Nel, 2000; Colgate *et al.*, 1995).

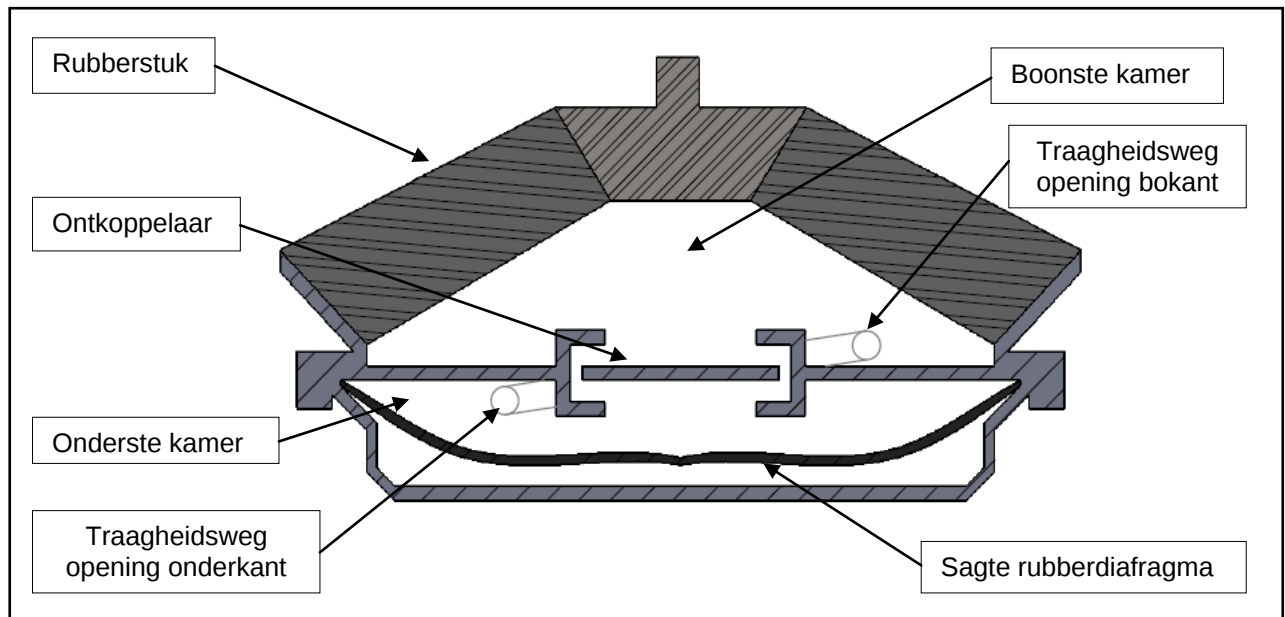
Daar is drie tipes dinamiese amplitude-opwekkings wat uitgeoefen word op die enjinmonteerstelsel, naamlik (Nel & Heyns, 1996; Singh *et al.*, 1992; West, 1987):

- Onbalanskragte en momente: In 'n vier-silinder enjin vind hierdie kragte plaas in dieselfde rigting as die suierbeweging. Dit gebeur teen twee keer die loopspoed van die enjin. Dit wissel tipies tussen 20 Hz tot 200 Hz.
- Drukpulskragte en momente: Drukverskille binne 'n enjin se silinders veroorsaak 'n dinamiese fluktuierende moment om die krukas.
- Padinsetkragte: 'n Bewegende voertuig se enjin word onderwerp aan dinamiese kragte vanaf die padoppervlakte. Hierdie insetkragte vind gewoonlik plaas in die omgewing van 10 Hz, en speel ook 'n belangrike rol in die kragte oorgedra van die wiele na die enjin (Nel, 2000; Ishihama *et al.*, 1995; Barak, 1991).

Die amplitude-opwekking by die monteerstukke in die vertikale rigting wissel ongeveer tussen 0.01 mm tot 0.25 mm as gevolg van die enjin se onbalanskragte. Vir groot padinsetkragte kan dit tot 3 mm wees (Colgate *et al.*, 1995; Singh *et al.*, 1992).

1.4 WERKING VAN DIE PASSIEWE HIDROULIESE ENJINMONTEERSTUK

Die primêre doel van 'n hidrouliese enjinmonteerstuk is om unieke dinamiese eienskappe te verskaf by verskillende amplitudes sowel as verskillende frekwensies. Dit word gewoonlik ontwerp om 'n groot hoeveelheid demping by lae frekwensie te verskaf (Singh *et al.*, 1992).



Figuur 1.1: Snitaansig van 'n HEM.

Figuur 1.1 toon die onderskeie komponente van 'n tipiese HEM. Een van die hoofkomponente is die boonste rubberstuk wat verskeie funksies verrig. Hierdie rubberstuk ondersteun die statiese massa van die enjin, en verskaf die primêre dinamiese en statiese styfheid van die HEM (Singh *et al.*, 1992). Hierdie rubberstuk verskaf slegs 'n klein bydrae tot demping.

Die HEM is gevul met 'n spesiale etileen-glikool-vloeistof. Hierdie vloeistof is 'n mengsel van gedistilleerde water en antivries. Die onderste kamer word geseël met 'n sagte rubberdiafragma soos getoon in Figuur 1.1 (Kim & Singh, 1992). Die rubberdiafragma sorg dat die volume vloeistof deurgepomp na die onderste kamer opgeneem kan word. Hierdie rubberdiafragma is baie sag en lewer geen noemenswaardige bydrae tot die dinamiese eienskappe van hierdie enjinmonteerstuk nie.

Die traagheidsweg is 'n spiraalvormige weg wat weerstand bied teen die vloeistofbeweging van die boonste kamer na die onderste kamer en terug.

Wanneer die boonste enjin se vashegting relatief tot die basis beweeg, veroorsaak dit 'n pomp aksie binne die enjinmonteerstuk. Die vloeistof van die boonste kamer word na die onderste kamer gepomp en weer terug na die boonste kamer. As die enjinverplasingsamplitude groot is (0.25~3 mm), sluit die ontkoppelaar, en die vloeistof beweeg deur die traagheidsweg, soos getoon in Figuur 1.1. Hierdie toestand veroorsaak dat die energie opgeneem word deurdat die traagheidsweg hoë damping bied vir die stelsel. Enjin resonansie toestande (7 ~ 13 Hz) kan dus hierdeur ingeperk word (Colgate *et al.*, 1995; Singh *et al.*, 1992).

Indien die stelsel klein verplasingsamplitude ondervind (0.01~0.1mm) maak die ontkoppelaar voorsiening vir die vloeiër sodat geen vloeistof deur die traagheidsweg beweeg nie. Dus sal die enjinmonteerstuk min damping bied (Singh *et al.*, 1992).

Die onderskeie hidrouliese enjinmonteerstukke se interne samestelling verskil baie. Die meeste van die uiteenlopende konfigurasies word in die opeenvolgende gedeelte bespreek.

1.5 VLOEISTOF

Die vloeistof (etileen-glikool) wat normaalweg gebruik word in hidrouliese enjinmonteerstukke is goedkoop. Hierdie vloeistof sal nie vries by uiters koue omgewing toestande nie. Groot veranderinge van tipiese omgewing temperatuur het 'n klein effek op hierdie vloeiër se vloeigedrag, wat ideaal is. Hierdie vloeistof reageer egter nie met die rubber komponente van die hidrouliese enjinmonteerstuk nie (Singh *et al.*, 1992).

Daar bestaan ook 'n vloeistof waarvan die viskositeit gemanipuleer kan word indien 'n elektriese veld toegepas word op hierdie vloeistof. Die viskositeit vir hierdie vloeiër kan verander met 'n 50:1-verhouding. Dus sal die dinamiese eienskappe willekeurig verander kan word in toepassings soos enjinmonteerstukke en skokabsorbeerders. Dit maak so 'n monteerstuk egter baie duur (Morishita, 1993).

1.6 VERVAARDIGING

Dit is baie belangrik dat geen lug binne die hidrouliese enjinmonteerstuk vasgevang word met die vervaardiging van die HEM nie (Singh *et al.*, 1992). Die lug wat vasgevang word, het 'n groot invloed op die dinamiese eienskappe.

1.7 KARAKTERISERING

1.7.1 SAE voorgestelde toets prosedure

Sekere prosedures kan gevolg word vir die dinamiese karakterisering van elastomere. Dit behels die maatreëls wat gevolg kan word vir die dinamiese en statiese karakterisering van elastomere (Test for dynamic properties of elastomeric isolators, 1995).

1.7.2 Amplitude- en frekwensie-opwekking

Die hidrouliese enjinmonteerstuk se dinamiese eienskappe is afhanklik van die frekwensie-opwekking en verplasingsamplitude wat die monteerstuk ervaar. Hierdie frekwensie-opwekkings en verplasingsamplitude varieer vir verskillende toepassings (Colgate *et al.*, 1995; Swanson, 1993).

Die dinamiese karakteristieke is bepaal vir 'n HEM teen 'n verplasingsamplitude van 1.0 mm en 1 tot 50 Hz frekwensiebandwydte en vir 'n kleiner verplasingsamplitude is daar getoets by 0.1 mm en 50 tot 250 Hz (Singh *et al.*, 1992). Die karakterisering van 'n rubberenjinmonteerstuk behels 'n verplasingsamplitude van 0.0075 mm tot 0.5 mm en 'n frekwensie bandwydte van 15 tot 150 Hz (Nel & Heyns, 1996).

'n Vloeistof waarvan die viskositeitseienskappe op 'n elektriese magneetveld reageer, kan unieke dinamiese eienskappe bied indien dit onder dinamiese toestande beheer word. 'n Monteerstuk met hierdie tipe vloeier se dinamiese eienskappe is bepaal vir 0.5 mm by 5 Hz asook 0.1 mm by 35 Hz onderskeidelik.

1.7.3 Statiese massa

By dinamiese toetse is dit noodsaaklik om die statiese belading na te boots wat 'n enjinmonteerstuk ervaar in werklike toepassings, aangesien die dinamiese eienskappe beïnvloed word deur hierdie statiese belading. Statiese toetse is ook op 'n hidrouliese enjinmonteerstuk uitgevoer met behulp van 'n las-defleksie instrument (Mallik *et al.*, 1997).

1.7.4 Rigting

Die dinamiese karakteristieke van 'n hidrouliese enjinmonteerstuk sal afhang van die rigting waarin die verplasingsamplitude opwekking plaasvind. Vir die meeste studies word die dinamiese eienskappe in die vertikale rigting bepaal (Fan & Lu, 2007; Fitzsimons & Palazzolo, 1996; Colgate *et al.*, 1995; Demic, 1990). Sommige navorsers het wel gekyk na die vertikale en horisontale beweging (Nel & Heyns, 1996; West, 1987). Die versnelling is op 'n voertuig se vloer gemeet teen 60, 80 en 100 km/h onderskeidelik in die vertikale rigting om vibrasie-isolasie te beoordeel (Demic, 1990).

1.7.5 Toets apparate

Daar is twee soorte karakteriseringstoetsapparate wat gebruik word om die dinamiese eienskappe van enjinmonteerstukke te bepaal. Die eerste tipe is 'n hidrouliese aktueertoetsapparaat, wat gebruik kan word vir dinamiese en statiese karakterisering. Hierdie toetsapparaat word met behulp van 'n geslote lus beheer. Die monteerstuk word staties saamgedruk, en daarna word dit aan dinamiese harmoniese opwekkings onderwerp. Die dinamiese kragte oorgedra na die basis word dan met 'n lassel gemeet. Met behulp van hierdie parameters en 'n verteenwoordige wiskundige model kan die dinamiese karakteristieke bepaal word (Wang *et al.*, 2010; Nakahara *et al.*, 2008; Holt *et al.*, 2007; Fan & Lu, 2007; Zhang & Shangguan, 2006; Nel & Heyns, 1996; Colgate *et al.*, 1995; Singh *et al.*, 1992).

Die tweede soort karakteriseringstoetsapparaat en prosedure word beskryf in Hoofstuk 3 (Mallik *et al.*, 1997; Morishita, 1993; Kim & Singh, 1993; Seto *et al.*, 1991).

In sekere lugvaarttoepassings kan 'n monteerstuk aan baie hoë frekwensie dinamiese kragte blootgestel word (Vahdati & Saunders, 2002). Vir hierdie studie is 'n hoëfrekwensie-toetsapparaat gebou. Hierdie toetsapparaat is suksesvol gebruik om die hoëfrekwensie dinamiese eienskappe tot by 5000 Hz te bepaal.

1.7.6 *In situ* karakterisering

'n *In situ* karakteriseringsbenadering is voorgestel vir 'n enjin met drie rubbermonteerstukke (Nel & Heyns, 1995). Die benadering waar dinamiese karakterisering van monteerstukke *in situ* uitgevoer word, kan belangrike voordele hê. Dit sluit die laer koste-implikasie in om nie die monteerstukke te verwyder nie, en dat spesiale vashegtings nie vervaardig hoef te word nie. Hierdie benadering het ook geen invloed op operasionele monteerstukkondisies nie. Die studie stel 'n metode voor vir *in situ* karakterisering sonder 'n volle modale ontleding, en waar die frekwensierespons-funksie nie gemeet hoef te word nie. Hierdie metode benodig 'n wiskundige model van die stelsel (wat buitendien nodig is vir verdere ontledings) en bepaal die onbekende karakteristieke deur die beste moontlike passing met gemete dinamiese verplasinge en natuurlike frekwensies te maak. Dit is gedoen deur die vermindering van 'n doelfunksie, wat 'n funksie van die gemete en bepaalde respons (deur gebruik te maak van aangeneemde waardes) is.

1.8 VIBRASIE-ISOLASIE

Vibrasie-isolasie is belangrik vir monteerstelsels en behels dat die minimum dinamiese kragte oorgedra word van die enjin na die voertuigstruktuur.

'n Direkte benadering vir die optimering van enjinmonteerstukke is al voorheen voorgestel (Nel & Heyns, 1996). Dit behels die formulering van bewegings-vergelykings vir 'n rigiede liggaam wat ondersteun word deur 'n arbitrêre aantal monteerstukke en wat opgewek word deur 'n eksterne kragfunksie. 'n Doelfunksie waarde, gebaseer op die dinamiese kragte oorgedra na die ondersteuning struktuur, is bereken. Deur optimeringstegnieke te gebruik, is die isolator styfheidskarakteristieke sistematies gevarieer om die dinamiese kragte te verminder. Laasgenoemde is onderhewig aan sekere beperkings vir toelaatbare enjinverplasinge. Hierdie navorsing het die geldigheid van die wiskundige model

eksperimenteel geëvalueer. Die parameters wat die fluktuierende kragte en momente genereer, asook dié wat in die bewegingsvergelykings gebruik, is gemeet. Die gemete natuurlike frekwensies van die stelsel asook die versnelling in die drie ortogonale rigtings by elke monteerstuk, is vergelyk met die voorspelde waardes vir twee enjin-loopspoedtoestande. Hierdie studie toon dat die voorspelde en gemete waardes baie goed ooreenstem.

'n Ander studie het getoon dat die krag oordrag funksie na die voertuigstruktuur verminder het tot ongeveer een vyfde van die oorspronklike by 8 Hz met die gebruik van 'n HEM (Gau & Cotton, 1995).

Die dinamiese kragte wat oorgedra word van die enjin na die struktuur veroorsaak struktuurgedrag geraas van die voertuig se bakwerkpanele (van der Linden & Fun, 1994). Hierdie struktuur-gedraggeraas veroorsaak klankdruk binne die voertuig se kajuit wat die lugmolekules versteur. Die gevolglike geraas kan lei tot swak rygerief wat ervaar word deur mense binne die voertuig (Muller & Siebler, 1994). Met die installering van hidrouliese enjinmonteerstukke, kan daar 'n verbetering van 5 dB klankvermindering binne die voertuigkajuit verkry word (Kim & Singh, 1992).

By die hoëfrekwensie-karakterisering is daar gevind dat die hidrouliese enjinmonteerstuk se dinamiese styfheid baie hoog word by ongeveer 120 Hz (Singh *et al.*, 1992). Dit het 'n negatiewe invloed op die vibrasie-isolasie eienskappe van die hidrouliese enjinmonteerstuk. Hierdie verskynsel kan toegeskryf word aan die monteerstuk se vloeistof traagheidskragte wat oorgedra word na die vaste basis.

'n Tipiese enjinmonteerstuk konfigurasie in motorvoertuie het 'n vertikale natuurlike frekwensie, en is in die omgewing van 6 tot 12 Hz (Ishihama *et al.*, 1995; Kim *et al.*, 1994; Swanson, 1993; Demic, 1990). By hierdie natuurlike frekwensie moet die viskeuse dempingskoëffisiënt hoog wees vir die monteerstukke. Hierdie hoë dempingswaarde is ook noodsaaklik om die oorgangsgedrag (veroorzaak deur vinnige versnelling, rem, ratwisseling en ongelyke padtoestande) van die enjin te beheer. Die vibrasie-isolasie eienskappe sal verbeter indien hierdie laefrekwensie amplitude-opwekking van die enjin deur voldoende demping beheer word.

Dieselenjins produseer groter dinamiese kragte as petrolenjins met soortgelyke silinderinhoud, aangesien die bewegende onderdele swaarder is om die hoër silindergasdrukke te kan hanteer (Hwang *et al.*, 2009).

Dit is dus duidelik uit die literatuur dat, deur die dinamiese eienskappe van die enjinmonteerstukke te verbeter, die negatiewe effekte wat deur die dinamiese kragte veroorsaak word, verminder kan word. So kan die klankeffek binne die voertuig se kajuit ook verbeter word, aangesien die struktuur oorgedrade geraas 'n funksie van dinamiese kragte oorgedra na die voertuig struktuur is (van der Linden & Fun, 1994).

1.9 DINAMIESE STYFHEID

Die dinamiese styfheid van 'n HEM is afhanklik van die amplitude- en frekwensie-opwekking. Hierdie dinamiese styfheid kan ook gemanipuleer word deur aanpassings met betrekking tot die geometrie te maak, of die vloeistoftipe te verander (Zhang & Shanguan, 2006). Die dinamiese styfheid van rubbermonteerstukke is egter heelwat groter as die statiese styfheid (Wang *et al.*, 2010).

Die traagheidskrag van die vloeistof binne die traagheidsweg veroorsaak dat die dinamiese styfheid varieer in die frekwensiegebied net bo en onder resonansie. Bo 30 Hz stabiliseer die dinamiese styfheid tot by 120 Hz, waar die dinamiese styfheid drasties toeneem (Kim & Singh, 1993).

'n Studie is gemaak van 'n hidrouliese enjinmonteerstuk met 'n addisionele interne distribueerplaat (Fan & Lu, 2007). Hierdie studie het getoon dat die dinamiese styfheid aansienlik minder was as 'n soortgelyke hidrouliese enjinmonteerstuk sonder 'n distribueerplaat in die hoë frekwensiegebied (40 ~ 200 Hz).

Aktiewe hidrouliese enjinmonteerstukke bied beter isolasie-eienskappe in die hoë frekwensiegebied as passiewe hidrouliese enjinmonteerstukke, aangesien die enjinmonteerstuk se dinamiese styfheid laer is (Kim & Singh, 1993).

1.10 DEMPING

Padinsetkragte is dinamiese kragte wat deur die voertuigsuspensie oorgedra word na die enjinmonteerstelsel. Indien die frekwensie vanaf die suspensie ooreenstem met die vertikale natuurlike frekwensie van die enjinmonteerstelsel, vind resonansie plaas. 'n HEM verskaf meer demping in die laefrekwensiegebied as 'n vergelykbare rubbermonteerstuk. Dit is hierdie dinamiese eienskap wat die enjin se verplasingsamplitude verminder.

'n Dampingsverhouding van 0.24 is bepaal vir 'n HEM wat gebruik is in 'n V-6 enjin (Kadomatsu, 1989). 'n Ander studie het getoon dat 'n dampingsverhouding van 0.6 by 8 Hz by resonansie voldoende was om skokimpulse te verminder (Singh *et al.*, 1992).

1.11 DUBBELE HEM

'n Dubbel-tipe HEM wat gebruik maak van 'n klein HEM binne 'n groter een is ontwerp en voorgestel (Tikani *et al.*, 2010). Hier word gebruik gemaak van twee tipes vloeistowwe binne 'n geïntegreerde monteerstuk wat ontwerp is en met unieke dinamiese eienskappe.

1.12 TRAAGHEIDSWEGKONFIGURASIES

Om meer as een traagheidsweg te gebruik, gee unieke eienskappe aan 'n hidrouliese enjinmonteerstuk (Zhang & Shanguan, 2006). Om hierdie tipe hidrouliese enjinmonteerstukke te toets, is drie verskillende enjinmonteerstukke vervaardig. Die een enjinmonteerstuk beskik oor een standaardtraagheidsweg. 'n Tweede enjinmonteerstuk het twee identiese traagheidsweë, en 'n derde enjinmonteerstuk het twee nie-identiese traagheidsweë. Hierdie studie toon dat die traagheidsweg van 'n hidrouliese enjinmonteerstuk 'n groot invloed het op die dinamiese eienskappe in die laefrekwensiegebied (0 ~ 30 Hz).

1.13 AKTIEWE HEM

'n Aktiewe HEM bied beter isolasie-eienskappe as 'n passiewe hidrouliese enjinmonteerstuk (Swanson, 1993). Hierdie aktiewe stelsel maak gebruik van 'n passiewe hidrouliese enjinmonteerstuk, aktueerders, sensors, en elektroniese

beheerders. 'n Elektromagnetiese aktueerder word gebruik om die verplasingsamplitude te verminder deur dinamiese kragte teen die vibrerende enjin te bied.

'n Ander tipe aktiewe stelsel kan willekeurig aan- of afgeskakel word (Kim & Singh, 1993). Hierdie stelsel bestaan uit 'n meganiese aktueerder wat elektronies beheer word. Die inlaatspruitstuk van 'n petrolenjin word gebruik om die aktueer stelsel met behulp van solenoïedkleppe te beheer. In dieselenjins word egter 'n aparte vakuum pomp gebruik, aangesien daar nie 'n vakuumbron is nie. Met behulp van hierdie stelsel is die HEM se dinamiese eienskappe verbeter en hoëfrekwensie-geraas binne die voertuig kajuit is drasties verminder.

1.14 HIDROULIESE MONTEERSTUKKE BY BAKWERKE

Hidrouliese monteerstukke is gebruik vir die bakwerkmontering aan die bakkie se raam (Lee *et al.*, 2009). Indien 'n bakkie oor die lasstukke van 'n snelweg ry, veroorsaak dit dat die voertuig wip. Die ergste wip word ondervind indien die padinsetkragte die hop modevorm van die voertuig opwek. Drie verskillende eksperimentele hidrouliese monteerstukke is geïnstalleer en geëvalueer in die plek van die standaard rubberbakwerkmonteerstukke. Daar is gevind dat 'n hidrouliese bakwerkmonteerstuk die vertikale wip-toestand van die snelweg verminder.

1.15 TOEPASSINGS (MOTORS EN VliegTUIE)

Hidrouliese enjinmonteerstukke word in verskeie motorenjintoepassings gebruik. Die meeste toepassings vir hidrouliese enjinmonteerstukke is by vier-silinder enjins om die vibrasie-isolasie te verbeter (Hwang *et al.*, 2009; Nakahara *et al.*, 2008; West, 1987). Die monteerstukke kan egter geïmplementeer word by 'n voorwiel-aangedrewe 2.0 liter V 6 enjin (Kadomatsu, 1989).

Hidrouliese enjinmonteerstukke in vliegtuie word só ontwerp dat die dinamiese styfheid by enjinloopspoed laag is (Tikani *et al.*, 2010).

Die hidrouliese enjinmonteerstuk is ook by ander toepassings soos vragmotors en busse geïmplementeer (Swanson, 1993).

1.16 EFFEKTE VAN VIBRASIE OP DIE MENSlike LIGGAAM

'n Mens se liggaamsdele bestaan uit 'n wye reeks natuurlike frekwensies (Rao, 2011). So byvoorbeeld, is die rugstring se natuurlike frekwensie gewoonlik tussen 10 Hz en 12 Hz (Rao, 2011). Die natuurlike frekwensie van die voertuigsuspensie is ook in die omgewing van 10 Hz. Die enjinmonteerstelsel se natuurlike vertikale frekwensie vind ook plaas tussen 7 Hz en 13 Hz (Ishihama *et al.*, 1995). Die moontlikheid bestaan dat resonansie sal plaasvind indien die insetfrekwensie van die suspensie en die natuurlike frekwensie van die enjin ooreenstem. Hierdie toestand sal ook 'n resonansietoestand in die rugstring veroorsaak. Die keuse van die dinamiese eienskappe van 'n HEM kan dus 'n enorme bydrae maak om hierdie resonansietoestand wat by die enjinmonteerstelsel plaasvind, en gelyktydig oorgedra word na die menslike rugstring, te verminder wanneer ongelyke padinsette voorkom.

Die effek wat vibrasie op die menslike liggaam het, is afhanklik van die frekwensie en rigting daarvan (Griffin, 2004). Die toleransie wat elke persoon kan hanteer, wissel egter van persoon tot persoon. 'n Verhoogde sensitiwiteit word egter ervaar in die gebied van 2 tot 10 Hz blootstelling (Barak, 1991). Duiseligheid en naarheid word veroorsaak deur 0.5 tot 0.75 Hz vibrasieblootstelling. 'n Aantal studies oor die gesondheid en veiligheid van operateurs en bestuurders toon dat lang blootstelling aan laefrekwensie-vibrasie irritasie en vermoeidheid kan veroorsaak (Prasad *et al.*, 1995). Vibrasieblootstelling aan die menslike liggaam veroorsaak ongewenste nuwe effekte, en daarom is dit belangrik dat die menslike liggaam die minimum blootstelling ervaar (Griffin, 1981).

1.17 OMVANG VAN DIE STUDIE

Die omvang van die studie behels dat 'n hidrouliese enjinmonteerstuk ontwerp en gebou word om die dinamiese eienskappe eksperimenteel by verskillende frekwensies en amplitudes te ondersoek. Hierna is die hidrouliese enjinmonteerstuk in 'n voertuig geïnstalleer om die vibrasie-isolasie van die hidrouliese enjinmonteerstukke te evalueer.

Die hoof fokusareas van die studie is soos volg geïdentifiseer:

- Die literatuur is eers goed bestudeer.
- Die ontwerp en vervaardig van 'n toetsopstelling sodat die rubber- en hidrouliese enjinmonteerstukke se dinamiese eienskappe ondersoek kon word.
- Die ontwerp en vervaardig van 'n HEM.
- Die ondersoek van die frekwensie- en amplitude-afhanklikheid van die enjinmonteerstukke se dinamiese styfheid en dempingsverhouding.
- Die ontwikkeling van 'n wiskundige twee-vryheidsgradestelsel met behulp van 'n rekenaar program in 'n Matlab-omgewing.
- Twee enjinmonteerstelsels word vir die toetsvoertuig onderskeidelik ondersoek, soos beskryf in paragraaf 4.2 (rubber en hidrouliese enjinmonteerstelsel).
- Die twee natuurlike frekwensies vir twee monteerstelsels te voorspel en vergelyk met die werklike gemete frekwensies.
- Die bepaling van die dinamiese kragte oorgedra na die voertuigstruktuur en te vergelyk vir twee enjinmonteerstelsels.
- Die meeting van klankvolume binne die voertuigkajuit en te vergelyk vir twee enjinmonteerstelsels.

1.18 OPSOMMING

Hidrouliese enjinmonteerstukke se unieke dinamiese eienskappe is voordelig vir die vibrasie-isolasie in baie verskillende toepassings soos voertuie, busse en vliegtuie (Tikani *et al.*, 2010, Muller & Siebler, 1994, Swanson, 1993). Die verskillende tipes konfigurasies is ondersoek om die invloed op die monteerstelsel te bepaal. Dit is belangrik dat die menslike liggaam aan die minimum hoeveelheid vibrasievlakke blootgestel word om die ongewenste effek daarvan te verhoed.

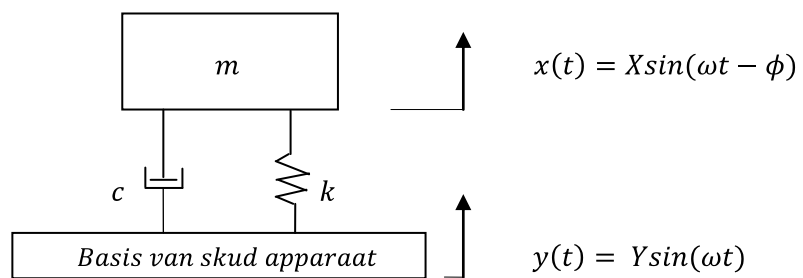
2 WISKUNDIGE MODELLE

2.1 INLEIDING

Vir hierdie studie is twee wiskundige modelle gebruik. Die eerste wiskundige model word gebruik vir die karakterisering van die rubber- en hidrouliese enjinmonteerstukke. Hierdie model is noodsaaklik om die dinamiese eienskappe van die onderskeie enjinmonteerstukke te bepaal.

2.2 KARAKTERISERING

Veronderstel 'n massa, m , wat die ekwivalente massa van die enjin verteenwoordig, word ondersteun deur 'n veerelement, k , en viskeuse dempingselement, c , wat die dinamiese eienskappe van 'n monteerstuk verteenwoordig (Rao, 2011). Die veer- en dempingselement verteenwoordig die enjinmonteerstuk wat gemonteer is op die basis van die skudapparaat, soos getoon in Figuur 2.1.



Figuur 2.1: Basis opwekking.

Laat $y(t)$ die verplasing van die skudapparaat se basis voorstel, en $x(t)$ die massaverplasing vanaf 'n statiese ewilibrum posisie by tyd t .

Die relatiewe verplasing van die veerelement sal dan $(x - y)$ wees, en die relatiewe snelheid van die dempingselement $(\dot{x} - \dot{y})$.

Die respons van die viskeuse-gedempte stelsel onder harmoniese beweging van die basis word verkry deur die volgende bewegingsvergelyking:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.1)$$

Met Y die verplasingamplitude van die basis en ω die geforseerde frekwensie is

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

en kan vergelyking (2.1) soos volg beskryf word

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} = kY \sin(\omega t) + c\omega Y \cos(\omega t) \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.3)$$

waar die opwekking van die basis ekwivalent is aan 'n harmoniese krag met amplitude A toegepas op die massa, en word soos volg voorgestel:

$$A = Z_2 \sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \quad (2.4)$$

Die fasehoek α word gedefinieer as die hoek tussen die viskeusedempings- en styfheidsvektor, en word soos volg voorgestel:

$$\alpha = \tan^{-1} \left[-\frac{c\omega}{k} \right] \quad (2.5)$$

Daar kan getoon word dat

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.6)$$

waar X gegee word deur

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

en die fasehoek

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \quad (2.8)$$

Die respons X verteenwoordig die amplitude-opwekking, en ϕ verteenwoordig die fasehoek tussen die X en Y verplasingsektore.

Die verplasingamplitudes X en Y kan ook geskryf word as

$$X = \frac{\ddot{x}}{\omega^2} \quad (2.9)$$

en

$$Y = \frac{\ddot{Y}}{\omega^2} \quad (2.10)$$

waar $\ddot{X}$ en $\ddot{Y}$ die ooreenstemmende versnellingsamplitudes is.

Die kritiese dempingskoëffisiënt is

$$c_c = 2\sqrt{km} \quad (2.11)$$

waar die dempingsverhouding ζ die verhouding tussen die werklike dempingskoëffisiënt c en die kritiese dempingskoëffisiënt c_c is:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.12)$$

Die natuurlike frekwensie van 'n stelsel is soos volg:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.13)$$

en

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (2.14)$$

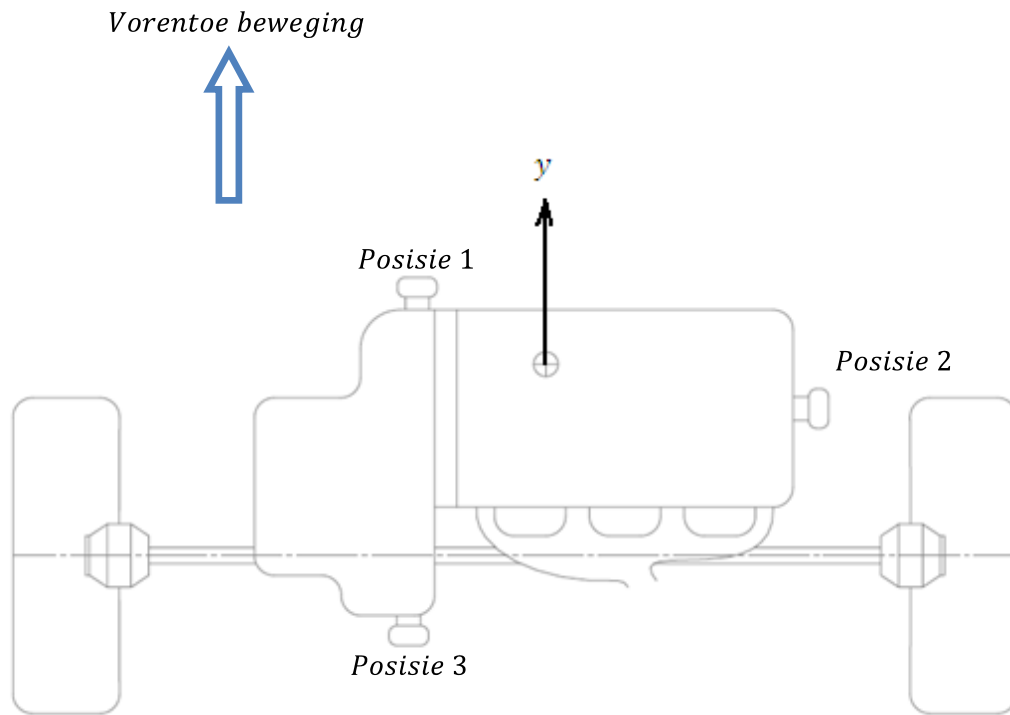
2.3 REKENAARIMPLEMENTERING VIR KARAKTERISERING

Die wiskundige model in paragraaf 2.2 is geïmplementeer in 'n rekenaarprogram in 'n Matlab-omgewing, en die data wat gemeet is met 'n FFT-analiseerder is gebruik as insetdata. Die dinamiese styfheid- en dempingseienskappe is bereken met die gemete amplitudes van die twee versnellingseine asook die faseverskil tussen die twee tydseine by 'n sekere geforseerde frekwensie. Hierdie berekening behels hoofsaaklik dat vergelyking (2.7) en (2.8) gelyktydig opgelos word. Die prosedure word in Hoofstuk 3 uiteengesit.

2.4 ENJINMONTEERSTUKPOSISIE

Figuur 2.2 toon 'n skematiese bo-aansig van die enjin wat in hierdie studie gebruik is met die posisie van die drie monteerstukke.

Die koördinate word in paragraaf 2.5 gebruik en die waardes daarvan word in Hoofstuk 3 vermeld.

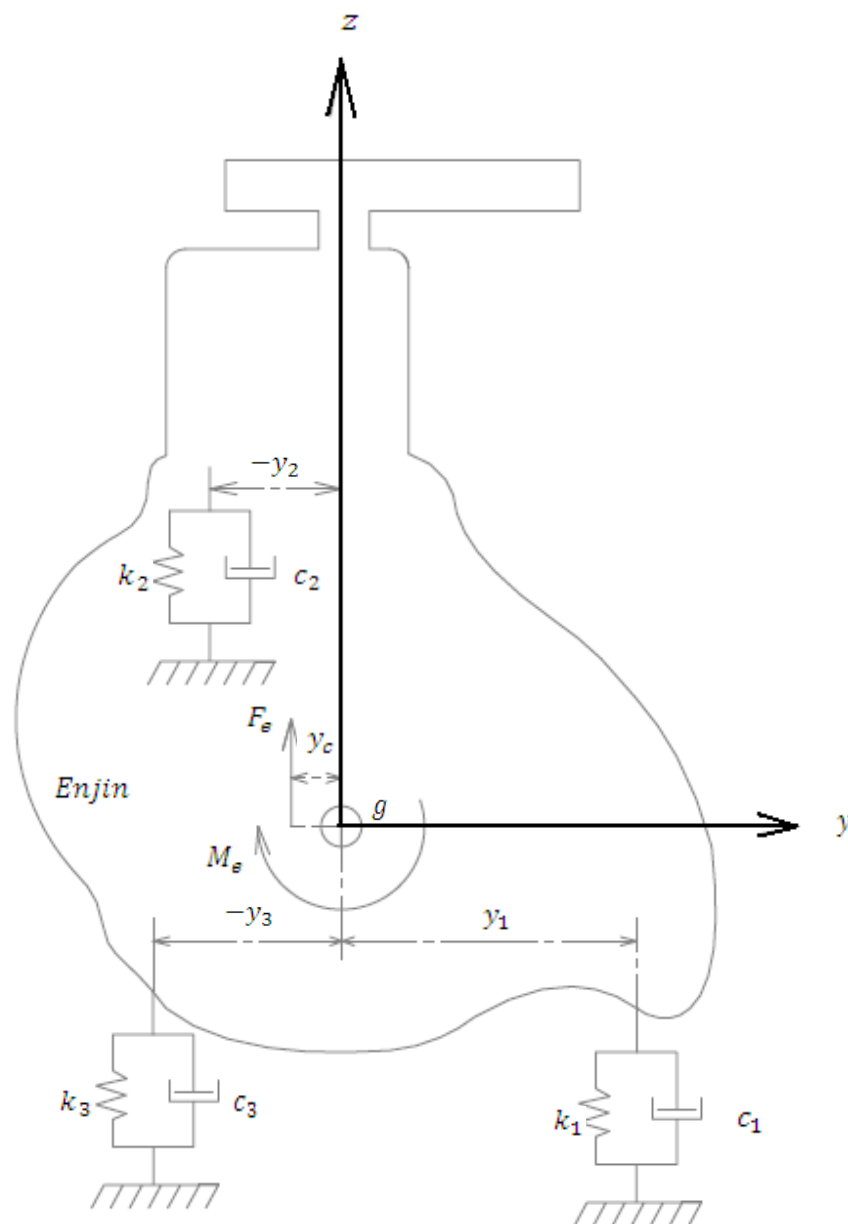


Figuur 2.2: Bo-aansig van enjin.

2.5 TWEE-VRYHEIDSGRADESTELSEL VIR VIBRASIE-ISOLASIE

Die tweede wiskundige model is vir die bepaling van die enjin se dinamiese verplasing en kragte by sekere operasionele toestande. Dit behels die formulering van bewegingsvergelykings wat met behulp van Runge-Kutta opgelos word. Runge-Kutta is 'n numeriese integrasie-tegniek waar teoretiese voorspellings gemaak word. Hierdie prosedure behels dat 'n tweede-orde wiskundige differensiaalvergelyking in twee eerste-orde vergelykings opgebreek word, en dan opgelos word. In hierdie geval is twee tweede-orde differensiaalvergelykings in vier eerste-orde vergelykings, wat gelyktydig numeries geïntegreer word, opgebreek (sien vergelyking (2.15) en vergelyking (2.16)). Die modulering van hierdie bewegingsvergelykings is gebruik om die monteerstukke se eienskappe te beoordeel deurdat enjin respons hierdeur bepaal kan word, soos getoon in paragraaf 4.6.10.

'n Enjin as 'n star-liggaam gemonteer op elastomeriese monteerstukke, is ondersoek, waar 'n wiskundige model die dinamiese gedrag van die enjin beskryf met behulp van 'n ses-vryheidsgradestelsel (Nel & Heyns, 1996). Daar is egter vir hierdie studie 'n twee-vryheidsgradestelsel gebruik om die vertikale z -beweging en rotasiebeweging om die x -as te simuleer, soos getoon in Figuur 2.3. In hierdie geval word die enjin met 'n massa m_s ondersteun deur drie monteerstukke met styfheidskoëffisiënte k_1 , k_2 en k_3 asook dempingskoëffisiënte c_1 , c_2 en c_3 . Die oorsprong van die ortogonale koördinaat stelsel x, y, z word aangetref by g .



Figuur 2.3: Enjinmonteerstelsel in twee-vryheidsgrade.

Die vertikale en rotasieverplasing kan voorspel word met die volgende bewegingsvergelykings (Rao, 2011). Met die positiewe bewegingsrigting aangedui, kan die ewewigsvergelykings soos volg afgelei word.

Die kragte in die vertikale z -rigting kan soos volg beskryf word.

$$F_e(t) = m_s \ddot{z} + k_1(z + y_1\theta) + k_2(z - y_2\theta) + k_3(z - y_3\theta) + c_1(\dot{z} + y_1\dot{\theta}) + c_2(\dot{z} - y_2\dot{\theta}) + c_3(\dot{z} - y_3\dot{\theta}) \quad (2.15)$$

In vergelyking (2.15) verteenwoordig z die vertikale verplasing, θ die rotasieverplasing, k die dinamiese styfheid van die enjinmonteerstuk, c die viskeuse dempingswaarde, y die afstand vanaf die enjin se massamiddelpunt by punt g tot die spesifieke enjinmonteerstukposisie. Die statiese massa van die enjin word aangedui deur m_s , en $F_e(t)$ is die aangrypende vertikale onbalanskrag deur die resiproke enjinkomponente, en y_c is die afstand vanaf die massamiddelpunt tot die aangrypende vertikale onbalanskrag.

Die moment om die x -as kan soos volg beskryf word.

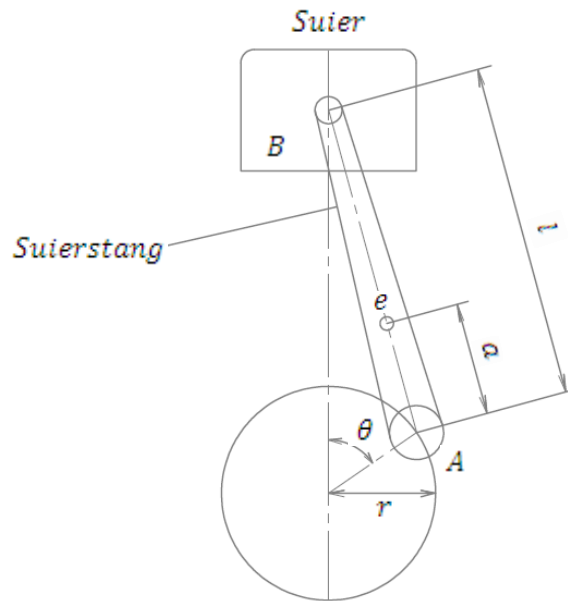
$$(F_e(t) \times y_c) + M_e(t) = I_{xx} \ddot{\theta} + k_1(z + y_1\theta)y_1 - k_2(z - y_2\theta)y_2 - k_3(z - y_3\theta)y_3 + c_1(\dot{z} + y_1\dot{\theta})y_1 - c_2(\dot{z} - y_2\dot{\theta})y_2 - c_3(\dot{z} - y_3\dot{\theta})y_3 \quad (2.16)$$

In vergelyking (2.16) verteenwoordig $M_e(t)$ die moment wat gegenereer word deur die roterende enjinonderdele, en I_{xx} is die traagheidsmoment van die enjin. Deur die bostaande vergelykings op te los, kan die vertikale en rotasierespons voorspel word. Die voorspelde respons vir verskeie operasionele toestande word aangedui in Hoofstuk 4.

2.5.1 Eksterne skuttende krag en moment

'n Vier-silinder, vierslag-enjin met 'n 180° simmetriese krukas word beskou. Die dinamiese skuttende kragte word deur die bewegende enjinkomponente gegenereer.

Figuur 2.4 toon 'n skematiese roterende suiersamestelling.



Figuur 2.4: Enkel roterende suiersamestelling.

Die aangrypende tweede-orde vertikale onbalanskrag wat deur die resiproke enjinkomponente gegenereer word, kan soos volg beskryf word (Nel & Heyns, 1996):

$$F_e = 4 * m_{res} * r * \dot{\theta}^2 * A_2 \cos 2\theta \quad (2.17)$$

$$m_{res} = m_p + m_B \quad (2.18)$$

$$m_B = m_c \left(\frac{l}{a} \right) \quad (2.19)$$

$$m_A = m_c \left(\frac{(l-a)}{l} \right) \quad (2.20)$$

$$A_2 = r/l \quad (2.21)$$

In vergelykings (2.17) tot (2.21) verteenwoordig m_{res} die resiprokerende massa, θ is die krukashoek, $\dot{\theta}$ is die hoeksnelheid van die krukas en r is die radius van die krukas. Die afstand a is vanaf die massamiddelpunt van suierstang by punt e tot by

punt A , soos getoon in Figuur 2.4. Die suiermassa word aangedui as m_p en die suierstangmassa word aangedui as m_c .

Die moment om die x -as word deur die volgende vergelyking weergegee (Nel & Heyns, 1996):

$$M_e = -J_0\ddot{\theta} - M_r + F_e y_c - 4m_A r^2 \ddot{\theta} \quad (2.22)$$

Dit is vereenvoudig deur nie harmonieke in ag te neem nie. In vergelyking (2.22) verteenwoordig M_r die weerstandsmoment, J_0 is die traagheidsmoment van die kurksamestelling om die rotasielyn, m_A is ekwivalente suierstang-tipmassa om die krukas punt.

As kriteria vir vibrasie-isolasie is 'n komplekse doelfunksie geformuleer waar vibrasie-isolasie beoordeel is deur die totale dinamiese kragte wat oorgedra word na die voertuigstruktuur (Nel & Heyns, 1996). Gebaseer hierop kan 'n vereenvoudigde kragtefunksie soos volg voorgestel word, waar n die aantal monteerstukke verteenwoordig:

$$F_T = \sum_{j=1}^n \sqrt{(k_j Z_j)^2 + (c_j \omega Z_j)^2} \quad (2.23)$$

In vergelyking (2.23) verteenwoordig F_T die totale dinamiese kragte wat oorgedra word van die enjin na die voertuigstruktuur deur die drie enjinmonteerstukke. Die styfheidskoëffisiënt vir monteerstuk j word deur k_j voorgestel, en die dempingskoëffisiënt word deur c_j . Die verplasingsamplitude word deur Z_j voorgestel en die geforseerde frekwensie deur ω , wat verband hou met die tweede-orde enjinloopspoed.

2.6 WISKUNDIGE IMPLEMENTERING VAN VIBRASIE-ISOLASIE

Hierdie wiskundige program vir die bepaling van die enjin se dinamiese verplasing en kragte by sekere operasionele toestande, word in Hoofstuk 5 geïmplementeer. Die dinamiese verplasing is gebruik om die kragte wat oorgedra word na die voertuig, teoreties te bepaal.

2.7 NATUURLIKE FREKWENSIES EN MODEVORMS

'n Wiskundige model om eiewaardes en eievektore te bepaal, word beskryf in (Rao, 2011). Dit behels dat die massamatriks en styfheidsmatriks bekend moet wees. In paragraaf 2.5 word twee differensiaalvergelykings gegee waar eksterne krag en moment ook ingesluit is. Deur hierdie eksterne krag en moment weg te laat asook damping uit te sluit, is die styfheids- en massamatriks vir die stelsel bekend. Deur gebruik te maak "eig.m" in 'n Matlab-omgewing, is hierdie eiewaardes (natuurlike frekwensies) en eie vektore (modevorms) bepaal. Die wiskundige model is geïmplementeer in 'n rekenaarprogram in 'n Matlab-omgewing en word uiteengesit in Bylaag B.

2.8 OPSOMMING

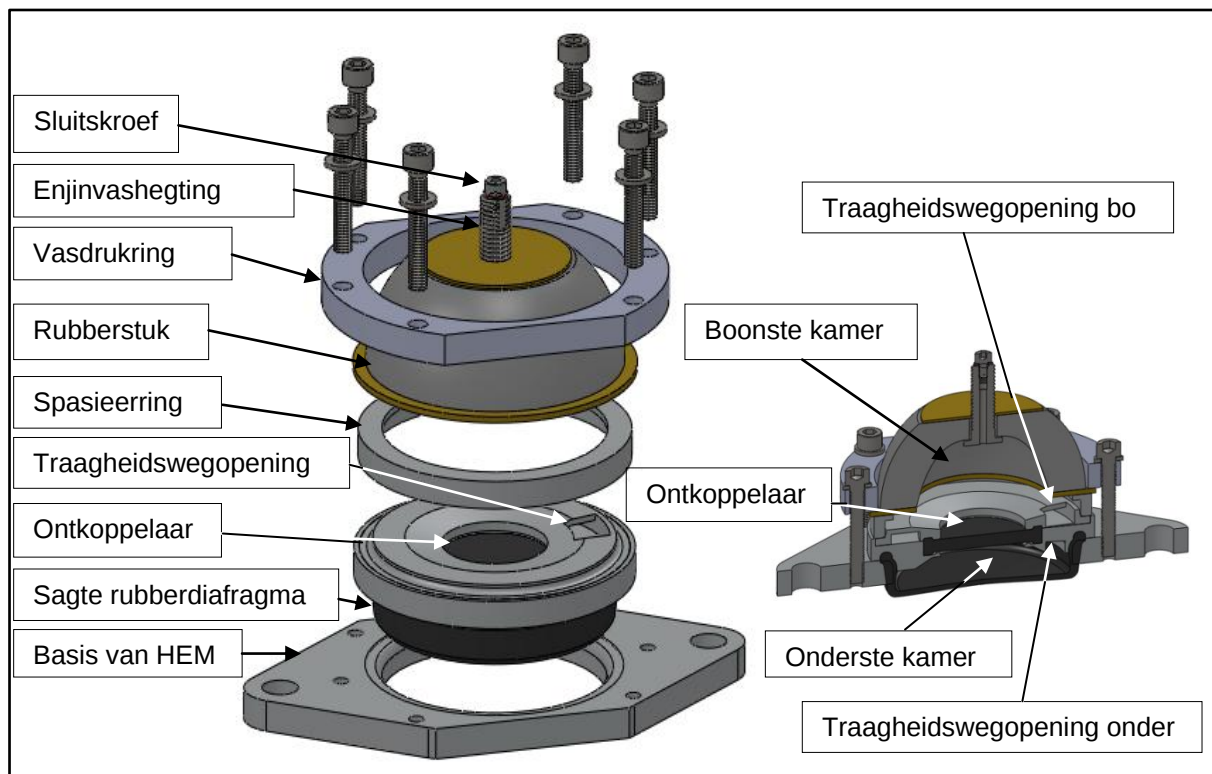
Die twee wiskundige modelle is suksesvol in 'n Matlab-omgewing geïmplementeer om die dinamiese eienskappe van die monterstukke te bepaal, asook die bepaling van die enjin se dinamiese verplasing en kragte by sekere operasionele toestande. Die twee natuurlike frekwensies en modevorm is ook bepaal met behulp van die tweede wiskundige model.

3 EKSPERIMENTELE KARAKTERISERING

3.1 INLEIDING

Die dinamiese eienskappe van die enjinmonteerstukke speel 'n belangrike rol in die vibrasie-isolasie van die enjin asook die rygerief binne 'n voertuig. Die rubber- en hidrouliese enjinmonteerstukke is gekarakteriseer deur gebruik te maak van 'n elektrodinamiese skudapparaat met 'n versterker en seinbeheerder. Die toetsstelling en die skudapparaat word in Figuur 3.10 getoon. Lineêre laers, tesame met vier gidspenne, het 'n ekwivalente massa in posisie gehou tydens die op- en afbeweging. Die enjinmonteerstukke is tussen die basis van die toetsopstelling en die ekwivalente massa vasgebout. Die ekwivalente massa is bo-op die enjinmonteerstuk geplaas. Twee versnellingsmeters gekoppel aan 'n FFT-analiseerder is gebruik om die twee versnellingstydseine op die basis en massa gelyktydig te meet. Hierdie seine se data is gebruik in die wiskundige program in Hoofstuk 2 om die wiskundige vergelyking soos beskryf in paragraaf 2.2 op te los. Dit is uitgevoer in 'n Matlab-omgewing waar die dinamiese eienskappe van die verskeie enjinmonteerstukke te bepaal is.

3.2 HIDROULIESE ENJINMONTEERSTUK

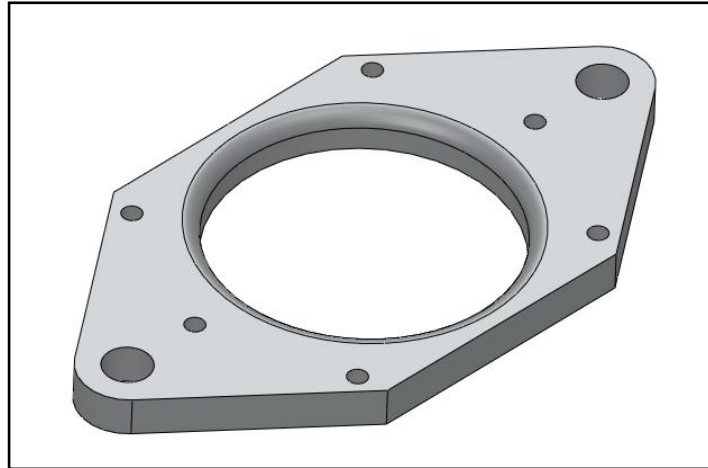


Figuur 3.1: Aansig van HEM.

'n Basiese skematiese uitleg vir 'n HEM word getoon in Figuur 1.1. Vir hierdie studie is twee hidrouliese enjinmonteerstukke ontwerp en gebou volgens sekere spesifikasies, soos getoon in Figuur 3.1. Hierdie enjinmonteerstukke is in 'n toetsopstelling vir eksperimentele karakterisering gebruik. Die komponente van hierdie HEM word onderskeidelik bespreek.

3.2.1 Basis

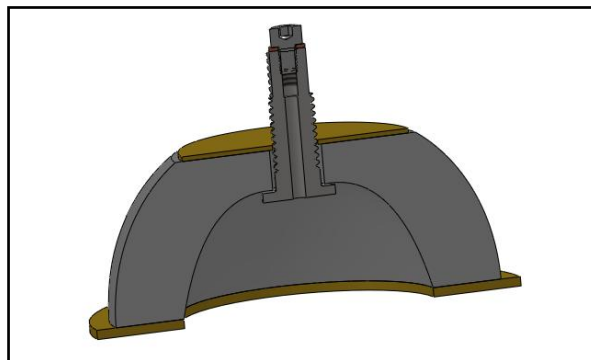
Die basis van die HEM is uit 10 mm aluminiumplaat gemasjineer soos getoon in Figuur 3.2. 'n Spesifieke geometrie is gebruik sodat dieselfde basis gebruik kan word in die toetsopstelling asook die enjinkompartement waar dit in 'n later stadium geïnstalleer sou word. 'n Gedetailleerde tekening word getoon in Bylaag C.



Figuur 3.2: Aluminiumbasis van HEM.

3.2.2 'n Rubberstuk

Die boonste gedeelte van die HEM bestaan uit 'n rubberstuk. 'n Industriële standaard-rubbermonteerstuk is geselekteer en aangepas vir hierdie doel, soos getoon in Figuur 3.3.

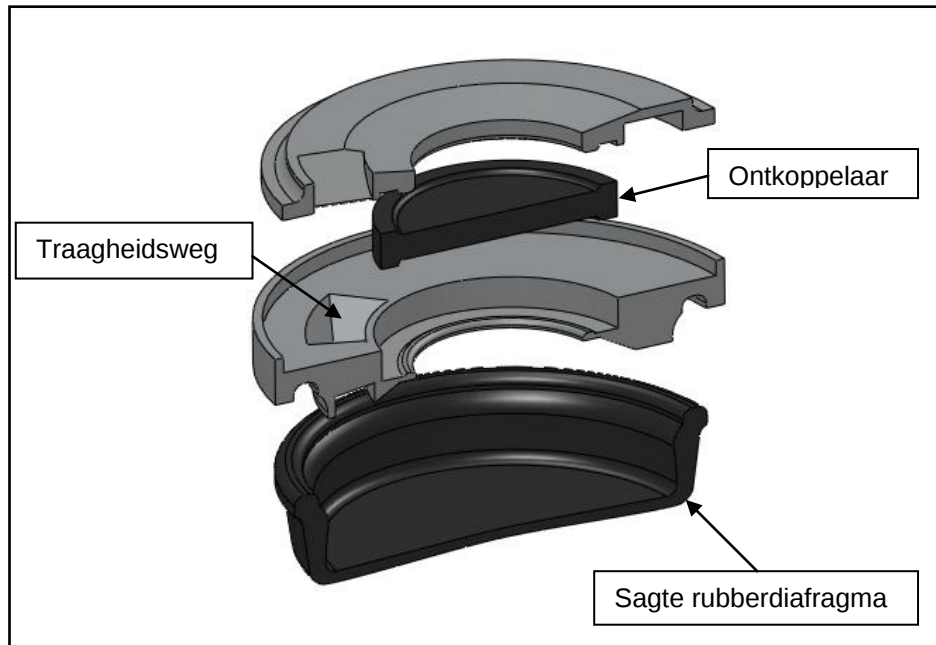


Figuur 3.3: Snitaansig van bokant van rubberstuk.

Aanpassings is aangebring sodat die rubberstuk vasgebout kon word as 'n eenheid. Meer inligting met betrekking tot die industriële rubber stuk word getoon in Bylaag A.

3.2.3 Ontkoppelaar, traagheidsweg en rubberdiafragma

Figuur 3.4 toon die onderskeie komponente waar die ontkoppelaar, traagheidsweg en sagte rubberdiafragma getoon word. Die gedetailleerde tekening word aangetref in Bylaag C.

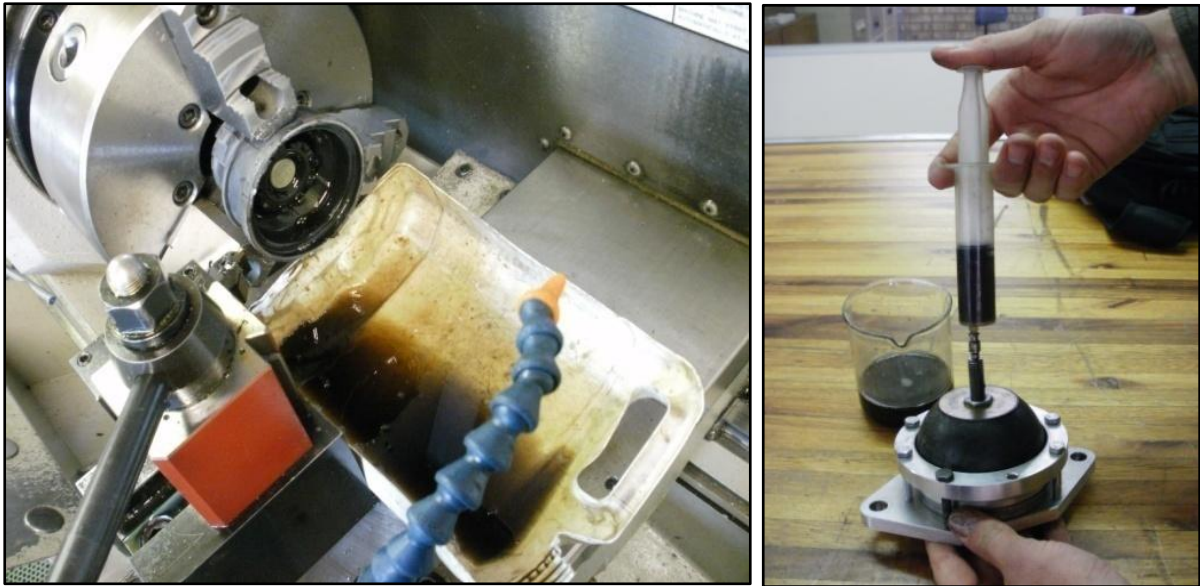


Figuur 3.4: Ontkoppelaar, traagheidsweg en sagte rubber diafragma.

Die dwarsdeursnit area van die traagheidsweg is verskeie kere aangepas met verhardbare klei totdat die gewenste demping uit hierdie stelsel verkry is. Die boonste en onderste kamer word geskei deur 'n aluminiumhuls. Die traagheidsweg en ontkoppelaar word hier gehuisves, soos getoon in Figuur 3.1. 'n Spasieërring is tussen die komponente gehuisves, en hierdie hidrouliese enjinmonteerstuk se komponente word egter vasgetrek deur 'n vasdrukkring, soos getoon in Figuur 3.1.

3.2.4 Hidrouliese vloeistof

Hidrouliese vloeistof is afgetap deur 'n bestaande HEM met behulp van 'n draaibank oop te maak. Hierdie vloeistof is opgevang om gebruik te word vir hierdie studie, soos getoon in Figuur 3.5.



Figuur 3.5: Aftap en hervul van vloeistof.

Voorsiening is gemaak om die HEM met behulp van 'n spuit te vul, soos getoon in Figuur 3.5. Die presiese vloeistofsamestelling is onbekend, maar volgens literatuurbronne bestaan die vloeistof uit 'n mengsel van gedistilleerde water en antivries (Kim & Singh, 1992). Die vloeistof het egter 'n klein effek op die dinamiese eienskappe, afhangende van die temperatuur, maar het nie 'n chemiese reaksie op die rubber nie. Sorg moet gedra word dat al die lug verplaas is deur vloeistof, aangesien die dinamiese eienskappe beïnvloed sal word indien daar lug vasgevang is binne die HEM (Singh *et al.*, 1992). Die enjinmonteerstuk is geseël met 'n spesiale sluitskroef nadat dit hervul is, soos getoon in Figuur 3.1.

3.2.5 Vervaardiging

Sommige komponente is slegs aangepas om die hidrouliese enjinmonteerstukke in die enjinkompartement te huisves. Die masjinerie van die HEM-basis word getoon in Figuur 3.6. Die spasieerring en die vasdrukkring is op 'n soortgelyke wyse gemasjineer, soos getoon in Figuur 3.1.

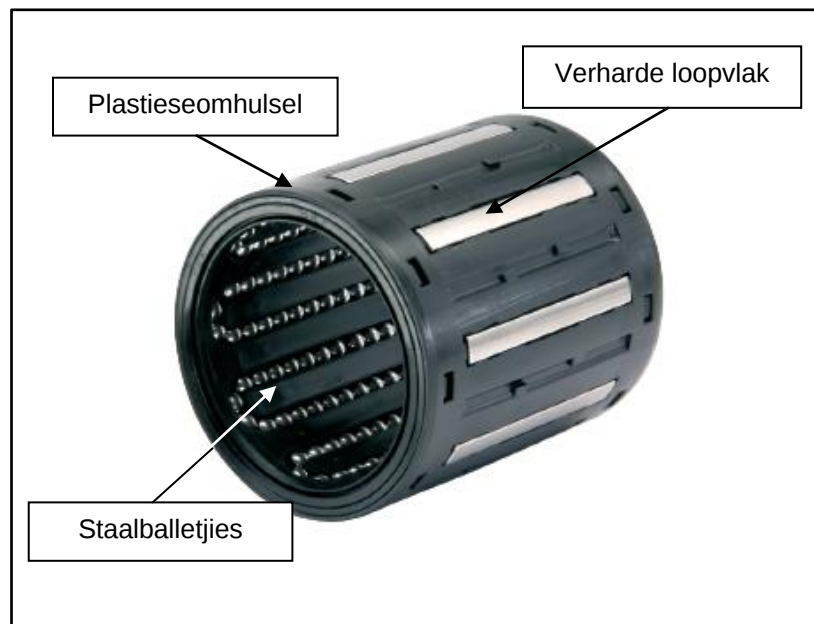


Figuur 3.6: Masjinerie van 'n komponent.

3.3 DINAMIESE TOETS OPSTELLING

3.3.1 Lineêre laers

Lineêre laers is gebruik in die toetsopstelling soos getoon in Figuur 3.7. Die laers bestaan uit 'n plastiekomhulsel met 'n verharde loopvlaksegment om die staalballetjies te rig. Hierdie laers ondersteun die op- en afbeweging van die bewegende massa by die skudapparaat soos getoon in Figuur 3.11, en is standaard aangekoop by SKF.



Figuur 3.7: Lineêre laer.

3.3.2 Gidspenne

Die buitediameter van die gidspenne stem ooreen met die binne diameter van die lineêre laers. Hierdie penne is induksieverhard en die oppervlakte is geslyp tot die regte diameter, soos getoon in Figuur 3.8, en is ook aangekoop by SKF.

Die harde oppervlakte van die gidspen is met 'n CBN 150-snytpunt gesny. 'n CBN - snytpunt (Kubiese Boron Nitried) is die tweede hardste snytpunt wat beskikbaar is. Die snytpunt word vinnig oor die materiaaloppervlakte beweeg sodat dit wegsmelt.

Nadat die verharde oppervlak deurdring is, kon die res van die materiaal en skroefdraad met 'n gewone snypunt gesny word.



Figuur 3.8: Lineêre gidspen en CBN 150-snypunt.

3.3.3 Veiligheidstoerusting

Ten alle tye van die skudapparaattoetse in die laboratorium is veiligheidskoene en gehoorbeskerming gedra. Twee persone was altyd teenwoordig indien enige noodsituasie moontlik sou ontstaan.

3.4 INSRTUMENTASIE

3.4.1 Versnellingsmeter

'n Versnellingsmeter maak gebruik van 'n pizo-kristal om die meganiese beweging na elektriese sein oor skakel. Twee 100 mV/g PCB-versnellingsmeters is gebruik. Die gemete versnelling is herlei na die ooreenstemmende verplasings met behulp van vergelykings (2.9) en (2.10).

3.4.2 FFT-analiseerder

'n FFT-analiseerder is gebruik om die tydsvariërende seine op te neem en die frekwensiespektrum daarvan te bepaal. Die FFT-analiseerder gebruik is 'n tweekanaal Diagnostics Instruments 2200, soos getoon in Figuur 3.9. Tyd- en frekwensieseine van die twee versnellingsmeters is deur die FFT-analiseerder gestoor. Daarna is dit afgelaai na 'n rekenaar om verwerk te word.



Figuur 3.9: FFT-analiseerder.

3.4.3 Eksperimentele opstelling

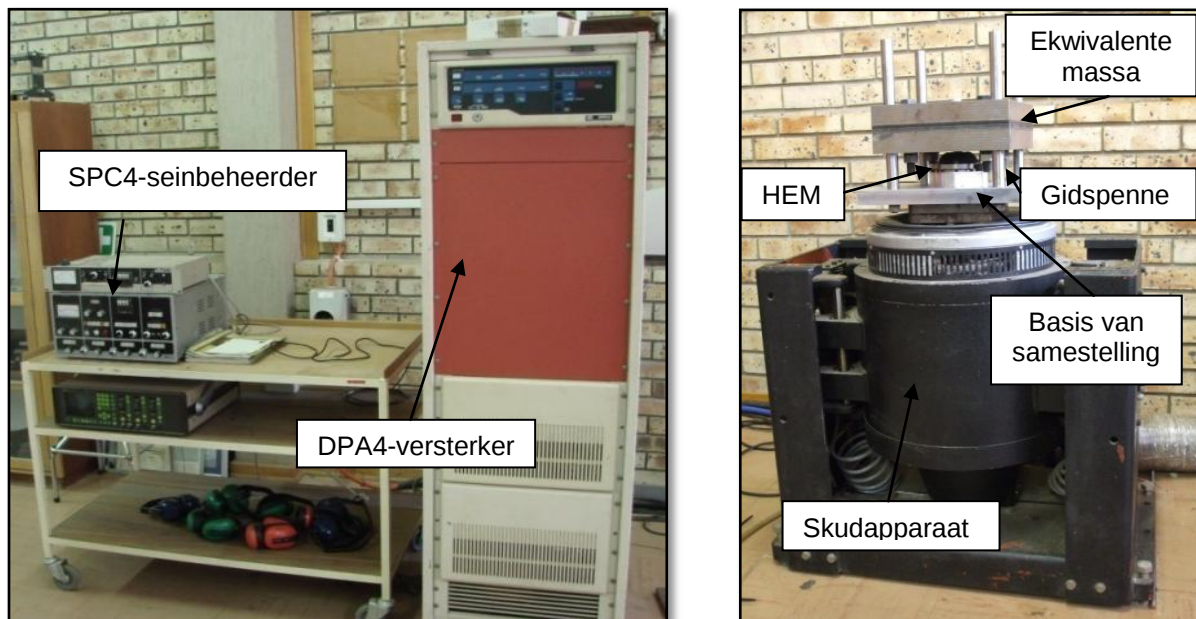


Figuur 3.10: Eksperimentele opstelling.

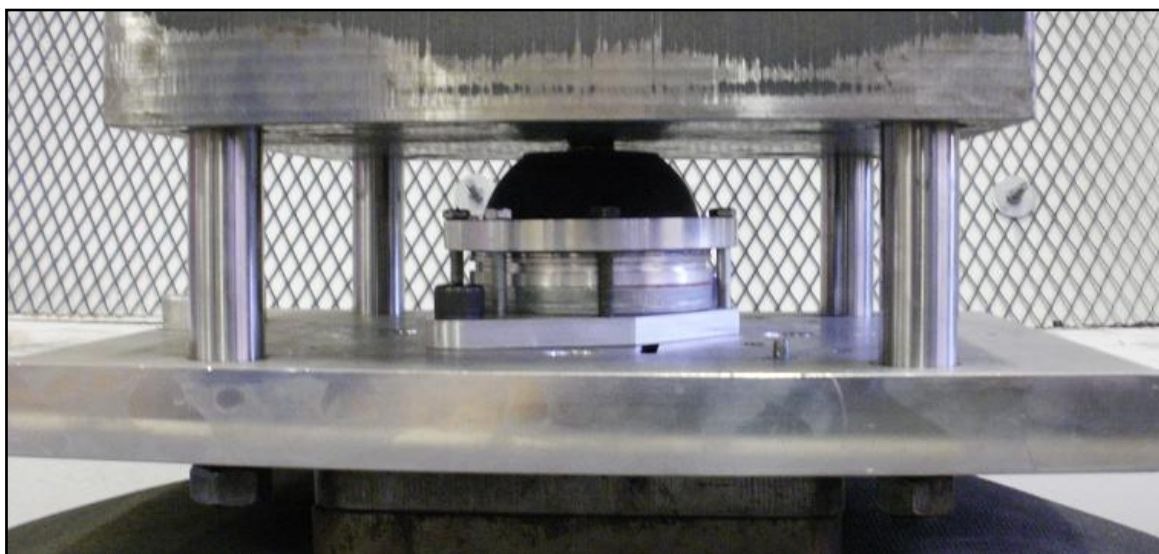
Die toetsopstelling vir karakterisering van die monteerstukke word in Figuur 3.10 getoon. Enjinmonteerstukke is tussen die basis en die ekwivalente massa vasgeklem, soos getoon in Figuur 3.12. Lineêre laers en gidspenne ondersteun die ekwivalente massa sodat beweging slegs in die vertikale rigting moontlik is.

3.4.4 Skudapparaat

Die toetsopstelling is bo-op 'n Ling Dynamic Systems V724 skudapparaat gemonteer. Die apparaat bestaan uit drie hoofkomponente, naamlik: 'n skudapparaat, seinversterker en -beheerder. Die nodige amplitude- en frekwensieverstellings word met die SPC4-seinbeheerder verstel. Die sein word deur 'n DPA4-versterker na die skudapparaat gestuur om die frekwensie en amplitude te beheer, soos getoon in Figuur 3.11.



Figuur 3.11: Skudapparaat met beheerinstrumente.



Figuur 3.12: Toetsopstelling.

3.5 DINAMIESE TOETSPROSEDURE

3.5.1 Ekwivalente massa vir elke enjinmonteerstuk

'n Ekwivalente massa is afgemeet vir elke enjinmonteerstuk sodat die statiese massa vir die dinamiese karakterisering nageboots kon word. Figuur 3.13 toon die skaal vir die bepaling van massa vir elke onderdeel wat bo-op die enjinmonteerstuk vasgebout is.



Figuur 3.13: Bepaling van massa vir elke onderdeel.

Tabel 3.1 toon die massa van die onderskeie komponente wat gebruik is om die ekwivalente massa na te boots. Die komponente word in Bylaag C aangetref.

Tabel 3.1: Massas van onderskeie komponente.

Massa van komponente		
Komponent	Aantal	Massa [kg]
1 mm plaat	1	0.5
2 mm plaat	1	1.1
5 mm plaat	1	2.9
10 mm plaat	1	5.8
40 mm plaat	1	22.5
Bout	4	1.1
Moer	4	0.6
Staal montering	1	8.2

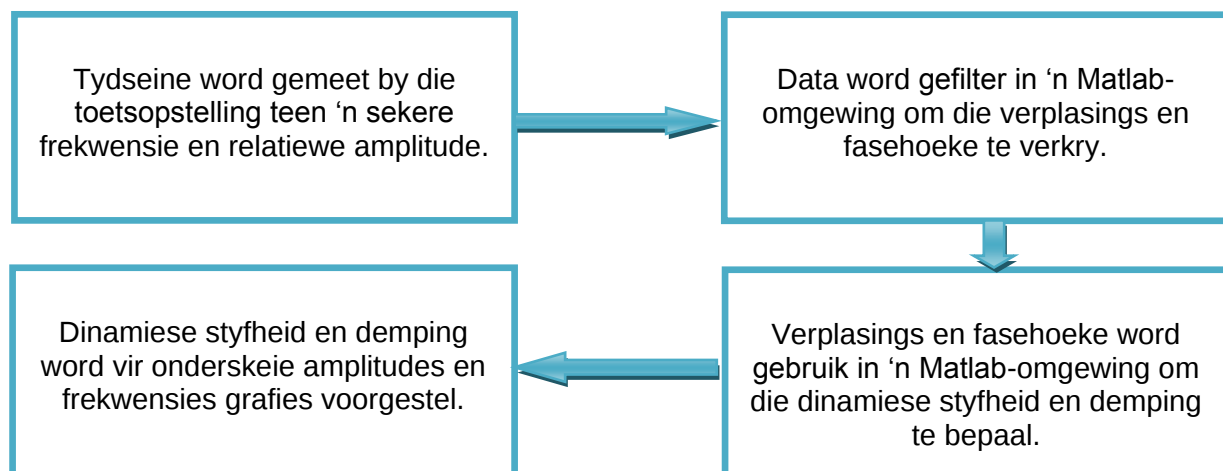
Tabel 3.2 toon die ekwivalente massa wat vir elke enjinmonteerstuk gebruik is vir dinamiese karakterisering.

Tabel 3.2: Ekwivalente massa gebruik vir karakterisering.

Ekwivalente massa gebruik		
Enjinmonteerstuk	Toets rigting	Massa [kg]
Hidrouliese enjinmonteerstuk	<i>z</i>	56.5
Hidrouliese enjinmonteerstuk sonder olie	<i>z</i>	56.5
Hidrouliese enjinmonteerstuk sonder olie	<i>y</i>	22.5
Rubberenjinmonteerstuk by posisie 1	<i>z</i>	63.5
Rubberenjinmonteerstuk by posisie 2	<i>z</i>	63.5
Rubberenjinmonteerstuk by posisie 3	<i>z</i>	56.5

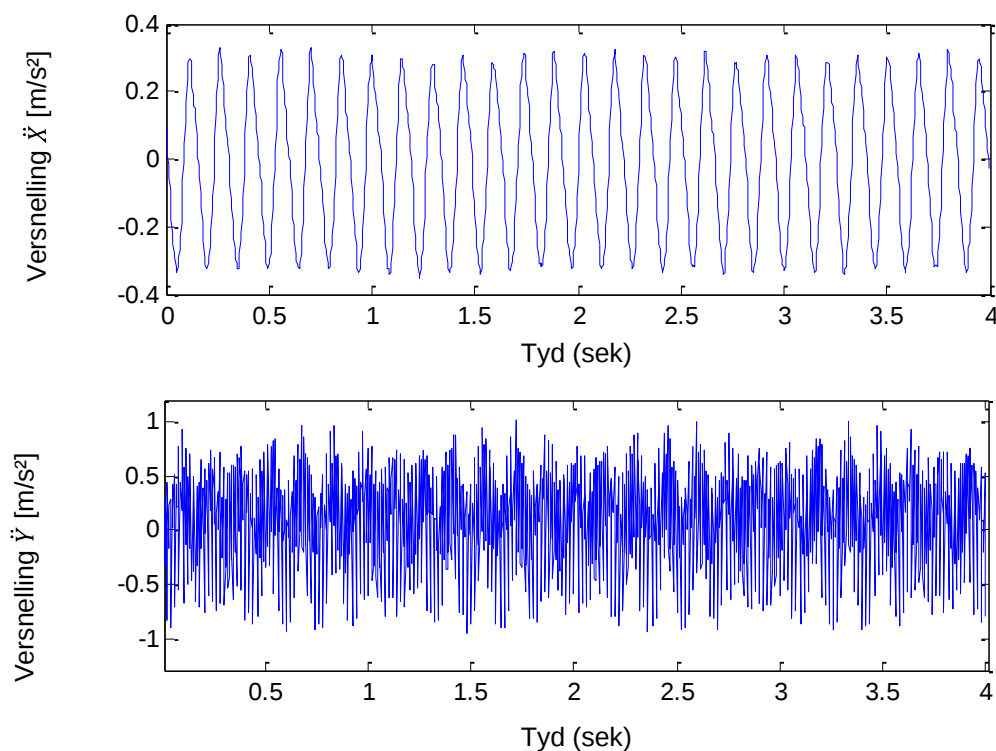
3.5.2 Voorbeeld van karakterisering vanaf tydsein by 6.75 Hz

Die wiskundige model is geïmplementeer in 'n rekenaarprogram in 'n Matlab-omgewing, en die data wat deur die FFT-analiseerder gemeet is, is gebruik as insetdata. Die dinamiese styfheids- en dempingseienskappe is bepaal met die gemete amplitudes van die twee versnellingsseine asook die faseverskil tussen die twee seine by 'n sekere geforseerde frekwensie, deur vergelykings (2.7) en (2.8) gelyktydig op te los. Hierdie basiese karakteriseringsprosedure is ook gerapporteer by 'n konferensie (Nel & Steyn, 2010). Die onderstaande vloeiagram toon die karakteriseringsprosedure.

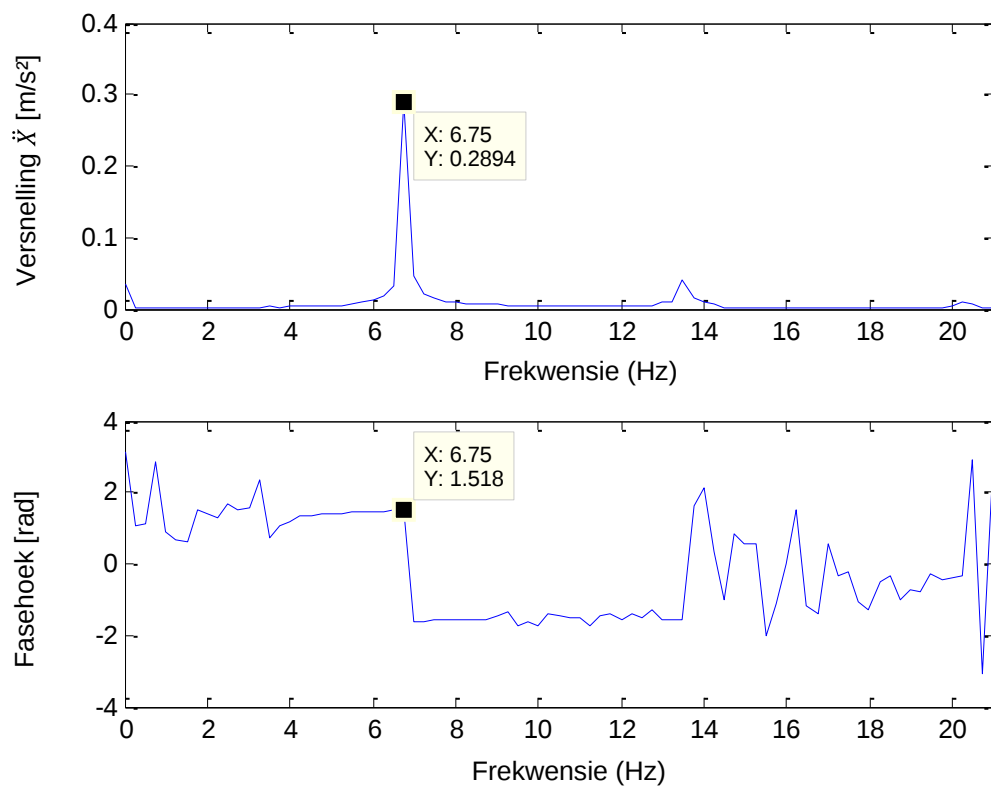


Twee versnellingsmeters is gekoppel aan 'n FFT-analiseerder om twee tydseine gelyktydig te meet by die basis en die massa bo-op die monteerstuk. As voorbeeld toon Figuur 3.14 hierdie twee gemete tydsdomein versnellingseine wat gebruik is om die versnellingsamplitude $\ddot{X}$ en $\ddot{Y}$ te verkry, asook die fasehoek ϕ by 6.75 Hz.

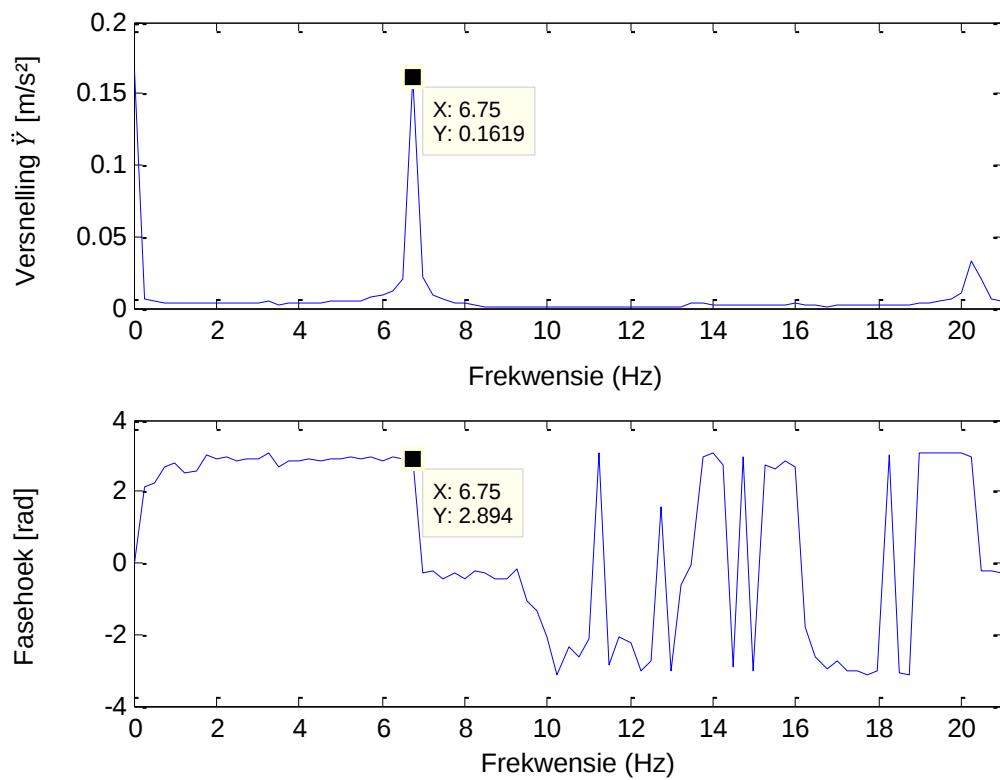
Figuur 3.14 toon die tydseine wat gemeet is by die toetsopstelling. Die onderste tydsein toon geraas afkomstig van die skudapparaat. Hierdie geraas is uitgefilter in 'n Matlab-omgewing deur 'n spesiale rekenaarprogram daarvoor te ontwikkel. Die ergste invloed op die tydseine was afkomstig van die basis. Daar was egter heelwat gemete seine waar geraas slegs 'n klein effek gehad het. Deur die tydseine om te skakel in die frekwensiedomein, kan die ooreenstemmende versnellingsamplitudes en fasehoeke onderskeidelik bepaal word, soos getoon in Figuur 3.15 en Figuur 3.16. Deur gebruik te maak van die Fourier-koëffisiënte, kon die oorspronklike steuringsfrekwensie afgesonder word. Die Fourier-koëffisiënte bestaan uit amplitude, frekwensie en fasehoek. Hierdie steuringsfrekwensie is weer herskep in 'n tydsein sonder geraas, soos getoon in Figuur 4.18. Die bronkode word in Bylaag B getoon.



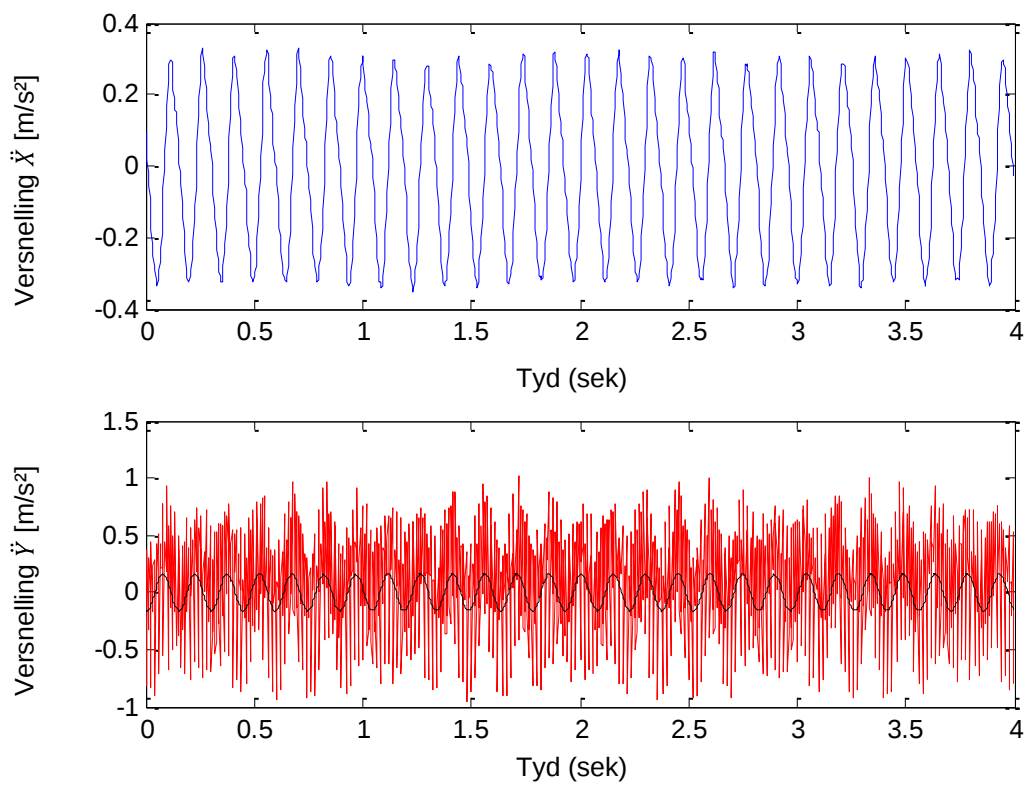
Figuur 3.14: Tydseine met geraas.



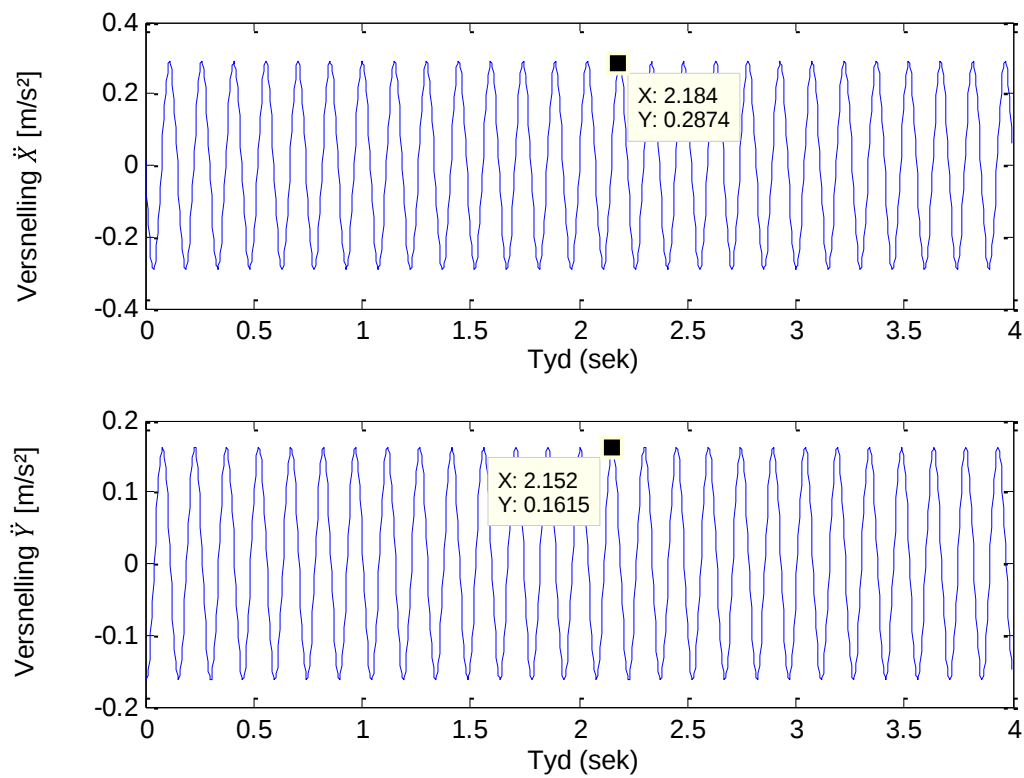
Figuur 3.15: FFT en fasehoek van die sein op die massa.



Figuur 3.16: FFT en fasehoek van sein op die basis.



Figuur 3.17: Herkonstruksie met geraas en sonder geraas.



Figuur 3.18: Gemete tydsdomein versnellingseine.

Figuur 3.17 stel grafies voor waar die tydsein afkomstig is van die basis, met en sonder geraas. Figuur 3.18 toon die tydsein met geen geraas nie.

Die waardes afgelees vanaf die seine word getoon in Tabel 3.3.

Tabel 3.3: Fourier-koëffisiënte by 6.75 Hz.

	Massa	Basis
Versnelling [m/s^2]	0.289	0.161
Fasehoek [rad]	1.518	2.894

Die verskil in fasehoek kan afgelees word by Figuur 3.15 en 3.16 onderskeidelik. Die verskil in fasehoek is $\phi = 1.375$ rad. Aangesien die verplasingsamplitudes by die massa X en basis Y bekend is, asook die fasehoek ϕ tussen die twee tydseine, is vergelykings (2.7) en (2.8) gebruik om die dinamiese styfheid k en viskeusedamping c te bepaal soos getoon in Tabel 3.4. Die waardes is met behulp van 'n Matlab-program bepaal. Die bronkode word getoon in Bylaag B. Die vertikale karakterisering is gedoen met 'n ekwivalente massa van 56.5 kg. Die dinamiese eienskappe word in Tabel 4.4 getoon.

Tabel 3.4: Dinamiese eienskappe.

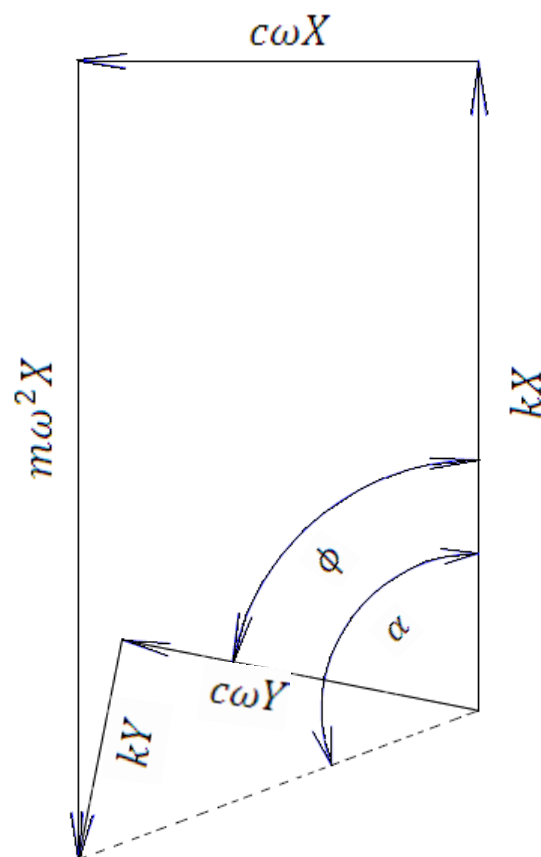
Vertikale toets teen 6.75 Hz Hidrouliese enjinmonteerstuk				
Amplitude-opwekking [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Viskeuse-damping c [Ns/m]	Kritiese damping C_c [Ns/m]	Dempings-verhouding ζ
0.25	82.6	1199.9	4322.4	0.28

Die rekenaarprogram is ook gebruik om die dempingsverhouding ζ , asook die dinamiese vektore, te bepaal. Die onderskeie dinamiese kragte is bereken en word in Tabel 3.5 getoon:

Tabel 3.5: Dinamiese kragte.

kX [N]	$c\omega X$ [N]	$m\omega^2 X$ [N]	kY [N]	$c\omega Y$ [N]	ϕ [Grade]	α [Grade]
13.30	8.19	16.35	7.44	4.58	78.82	110.43

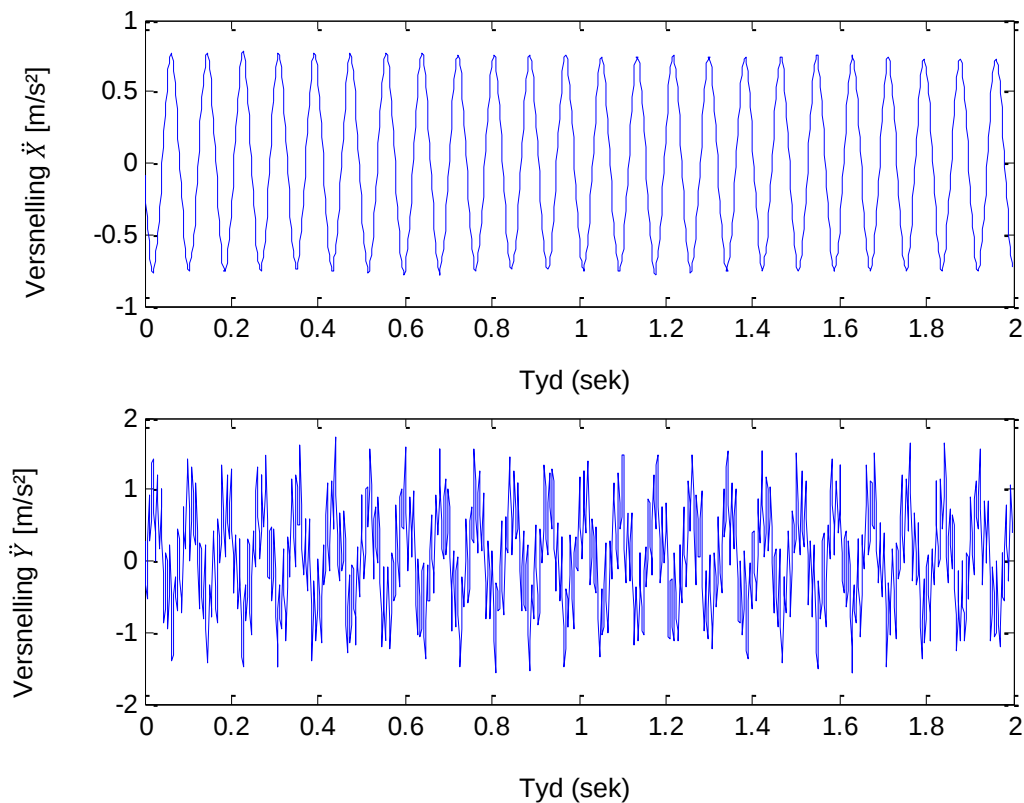
Die inligting in Tabel 3.5 is gebruik om die vektordiagram te teken soos getoon in Figuur 3.19. Hierdie karakteriseringsprosedure verskil van die standaardmetode vir elastomere, waar daar normaalweg van 'n fasehoek α gebruik gemaak word. Meeste literatuur gebruik die fasehoek α , wat verwant is aan ϕ , soos wiskunding beskryf in paragraaf 2.2 (Kim & Singh, 1992). Die fasehoeke ϕ en α verskil dus deurdat dit hoeke is tussen verskillende vektore. Die karakteriseringsopstelling en instrumentasie verskil van dit wat ander navorsers vir karakterisering gebruik, en daarom is die fasehoek α nie van toepassing nie.



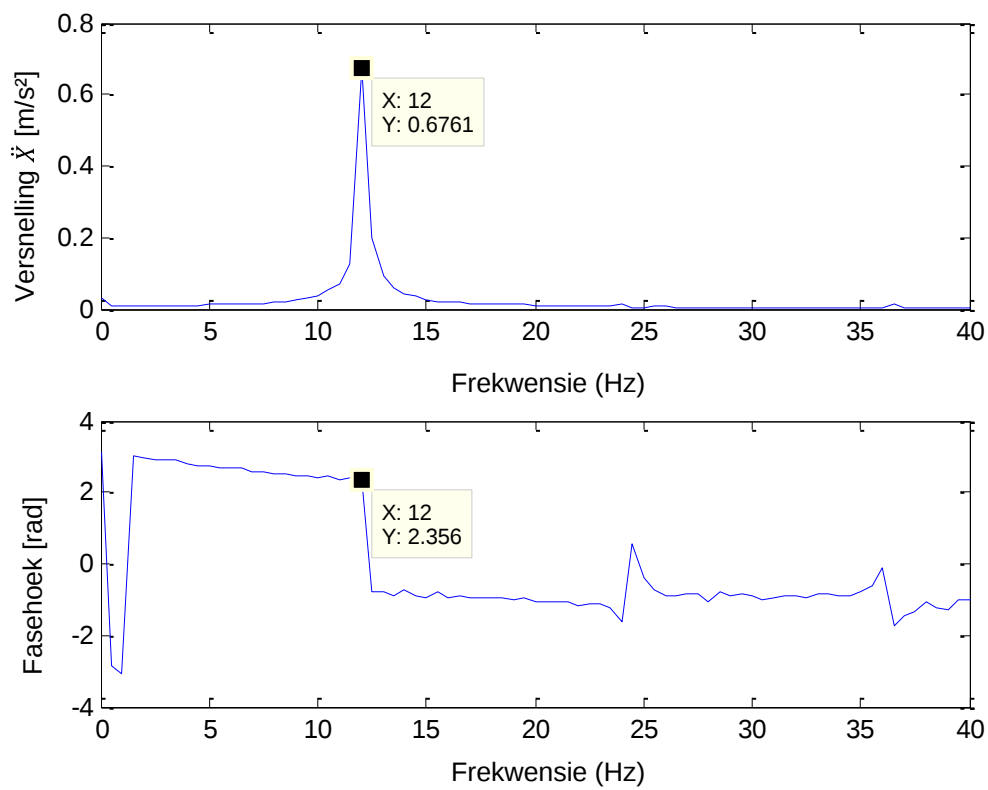
Figuur 3.19: Vektordiagram vir die dinamiese kragte en fasehoek.

3.5.3 Voorbeeld van karakterisering vanaf tydsein by 12 Hz

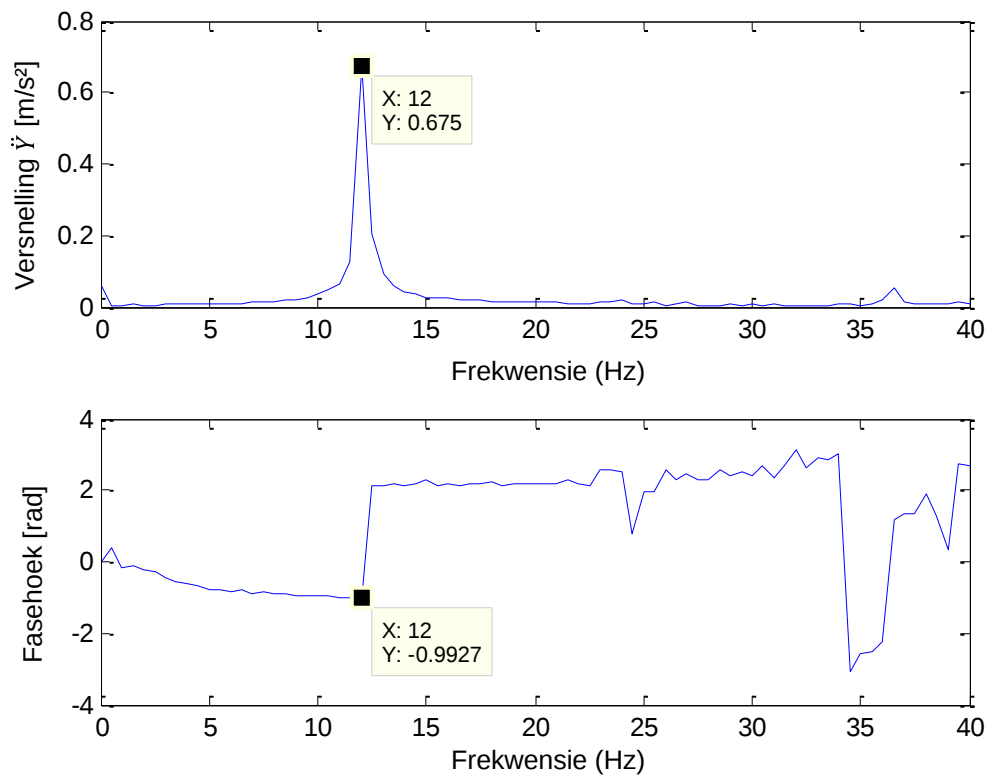
Dieselfde prosedure as in paragraaf 3.5.2 word hier getoon, maar hierdie karakterisering vind egter plaas by 'n hoër frekwensie. Figuur 3.20 toon die tydseine gemeet by die basis en massa afsonderlik. Deur die tydseine in die frekwensie domein om te skakel, kan die ooreenstemmende versnellingsamplitudes en fasehoeke onderskeidelik bepaal word, soos getoon in Figuur 3.21 en Figuur 3.22. Deur gebruik te maak van die Fourier-koëffisiënte, kon die oorspronklike steuringsfrekwensie afgesonder word. Hierdie steuringsfrekwensie is weer herskep in 'n tydsein sonder geraas, soos getoon in Figuur 3.24.



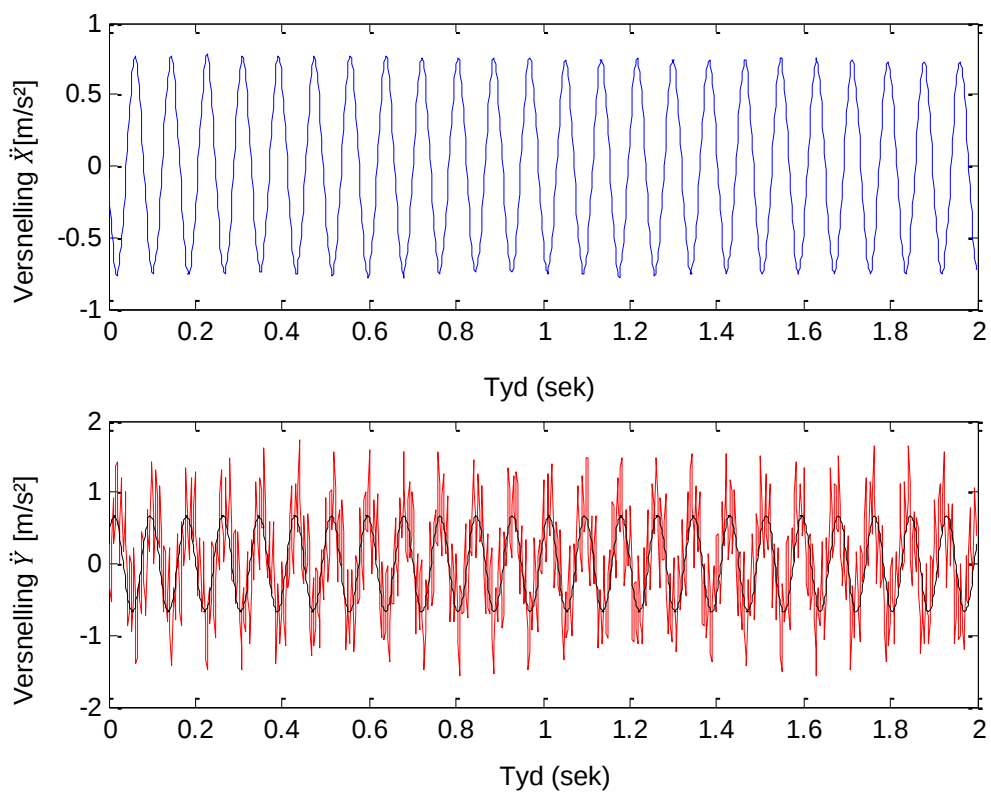
Figuur 3.20: Tydseine met geraas.



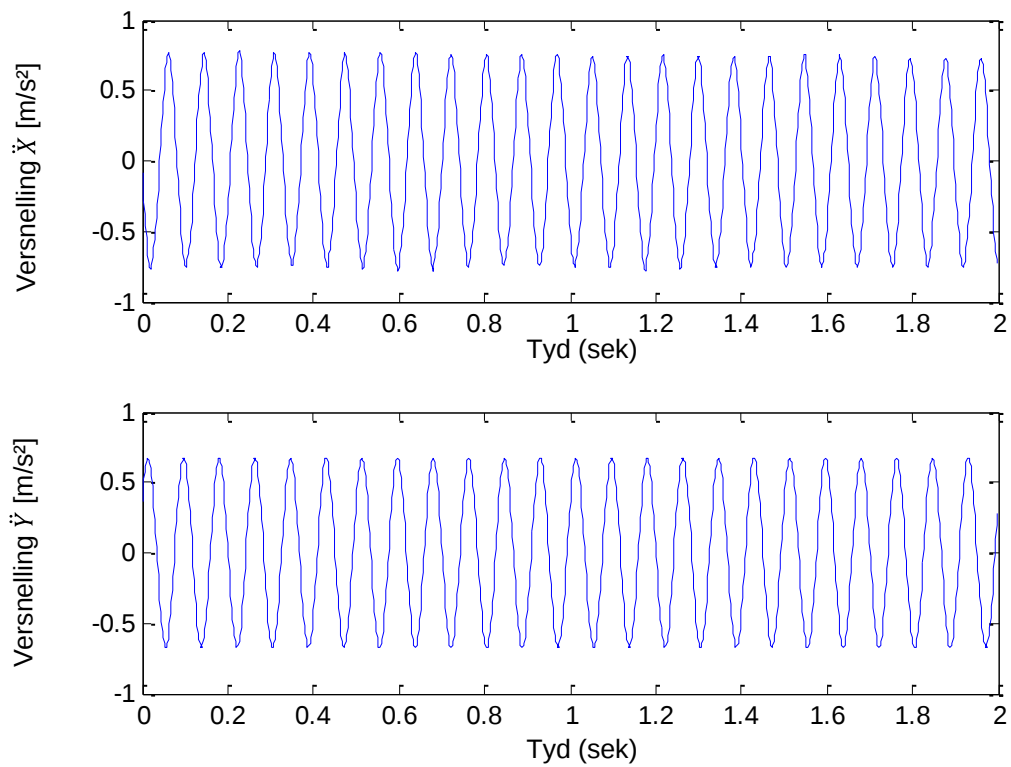
Figuur 3.21: FFT en fasehoek van die sein op die massa.



Figuur 3.22: FFT en fasehoek van die sein op die basis.



Figuur 3.23: Herkonstruksie met geraas en sonder geraas.



Figuur 3.24: Gemete tydsdomein versnellingseine.

Figuur 3.23 toon grafies aan waar die tydsein afkomstig is van die basis, met en sonder geraas. Figuur 3.24 toon die tydseine sonder geraas.

Die waardes afgelees vanaf die seine word in Tabel 3.6 getoon.

Tabel 3.6: Fourier-koëffisiënte by 12 Hz.

	Massa	Basis
Versnelling [m/s^2]	0.676	0.675
Fasehoek [rad]	2.356	-0.9927

Die verskil in fasehoek kan afgelees word by Figuur 3.21 en 3.22 onderskeidelik. Die verskil in fasehoek is $\phi = 2.93$ rad. Aangesien die verplasingsamplitudes by die massa X en basis Y bekend is, asook die fasehoek ϕ tussen die twee tydseine, is vergelykings (2.7) en (2.8) gebruik om die dinamiese styfheid k en die viskeusedemping c te bepaal soos getoon in Tabel 3.7. Die vertikale karakterisering is gedoen met 'n ekwivalente massa van 56.5 kg. Die dinamiese eienskappe word in Tabel 3.7 getoon.

Tabel 3.7: Dinamiese eienskappe.

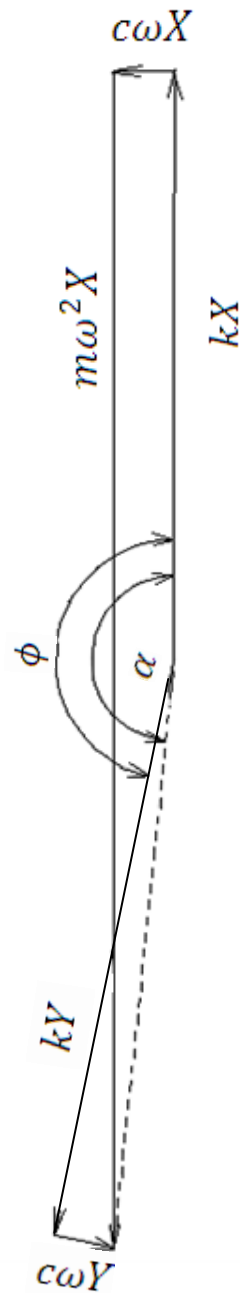
Vertikale toets teen 12 Hz Hidrouliese enjinmonteerstuk				
Amplitude-opwekking [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Viskeusedemping c [Ns/m]	Kritiese demping C_c [Ns/m]	Dempingsverhouding ζ
0.25	159.99	220.91	6013.22	0.04

Die rekenaarprogram is ook gebruik om die dempingsverhouding ζ , asook die dinamiese vektore te bepaal. Die onderskeie dinamiese kragte is bereken en word in Tabel 3.8 getoon:

Tabel 3.8: Dinamiese kragte.

kX [N]	$c\omega X$ [N]	$m\omega^2 X$ [N]	kY [N]	$c\omega Y$ [N]	ϕ [Grade]	α [Grade]
19.11	1.98	38.19	19.08	1.98	168.16	174.08

Die inligting in Tabel 3.8 is gebruik om die vektor diagram te teken, soos getoon in Figuur 3.25.



Figuur 3.25: Vektordiagram vir die dinamiese kragte en fasehoek.

3.5.4 Natuurlike frekwensie van 'n enjinmonteerstuk



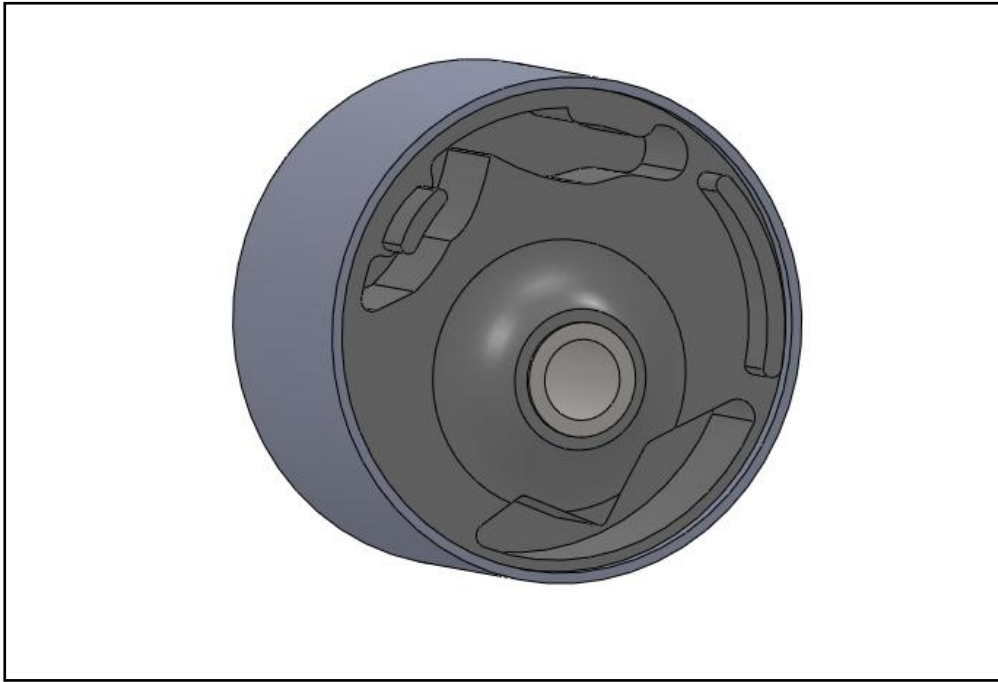
Figuur 3.26: Bepaling van natuurlike frekwensie van 'n enjinmonteerstuk.

Die natuurlike frekwensie is opgewek met 'n rubberhamer, en gemeet met 'n FFT-analiseerder en 'n versnellingsmeter, soos getoon in Figuur 3.26. Die dinamiese styfheid is bepaal met behulp van vergelyking (2.13). Die ekwivalente massa vir die enjinmonteerstukke word in Tabel 3.1 getoon.

3.6 DINAMIESE TOETSE

Die dinamiese toetse van verskeie enjinmonteerstukke is uitgevoer by verskillende amplitude- en frekwensieopwekkings. Die drie rubbermonteerstukke van die oorspronklike monteerstelsel se dinamiese eienskappe is ook ondersoek.

3.6.1 Rubberenjinmonteerstuk by posisie 1



Figuur 3.27: Rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.

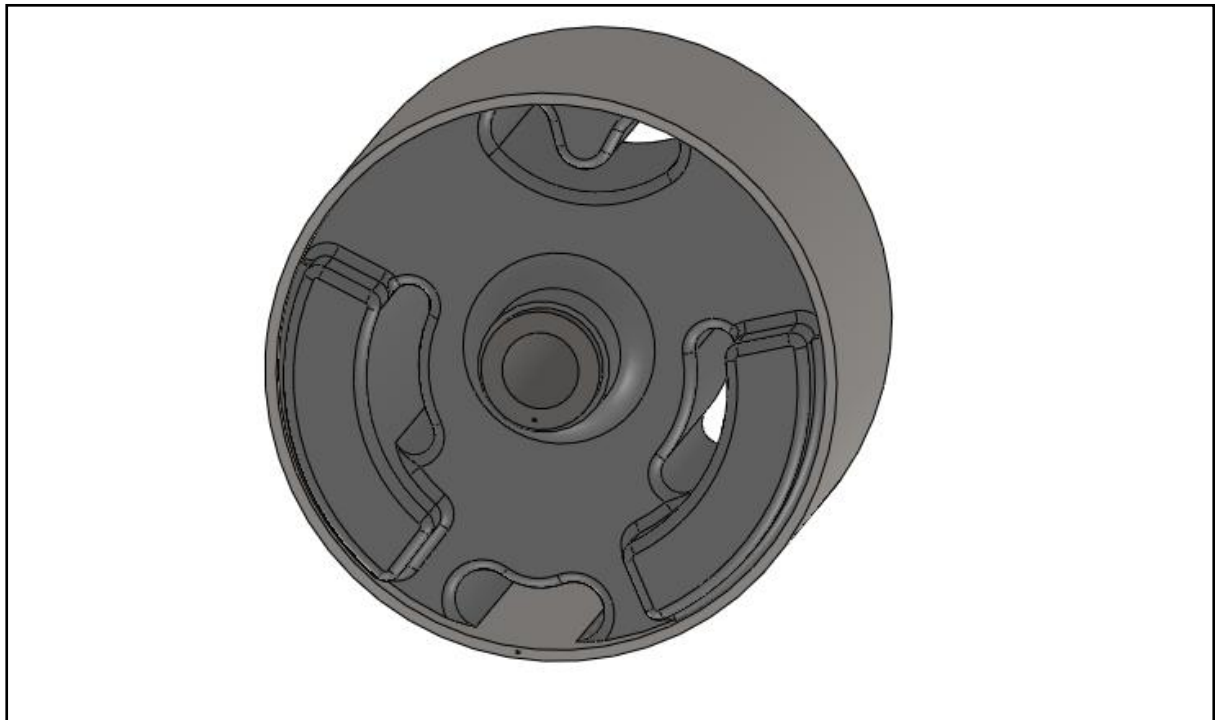
Tabel 3.9 toon die dinamiese eienskappe verkry teen verskeie frekwensies en amplitudes, soos aangedui vir die rubberenjinmonteerstuk getoon in Figuur 3.27.

Die dinamiese styfheid k varieer slegs geleidelik by 10 en 22 Hz vir die verskillende amplitudeopwekkings, maar vermeerder drasties by 75 Hz. Die dempingsverhouding ζ se waardes varieer, maar is baie laag soos wat verwag kan word vir elastomere.

Tabel 3.9: Dinamiese eienskappe van rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.

Statiese massa [kg]	Natuurlike frekwensie [Hz]	Dinamiese styfheid k [N/mm]
63.5	10.25	263.25
Vertikale toetse teen 10 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	283.77	0.053
0.05	276.70	0.047
0.1	264.88	0.042
0.25	260.03	0.047
0.5	300.93	0.042
Vertikale toetse teen 22 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	279.80	0.051
0.05	279.34	0.039
0.1	274.27	0.034
0.25	260.27	0.020
0.5	234.77	0.025
Vertikale toetse teen 75 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	845.54	0.061
0.05	916.97	0.063
0.1	799.56	0.059
0.25	571.57	0.039
0.5	500.25	0.026

3.6.2 Rubberenjinmonteerstuk by posisie 2



Figuur 3.28: Rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

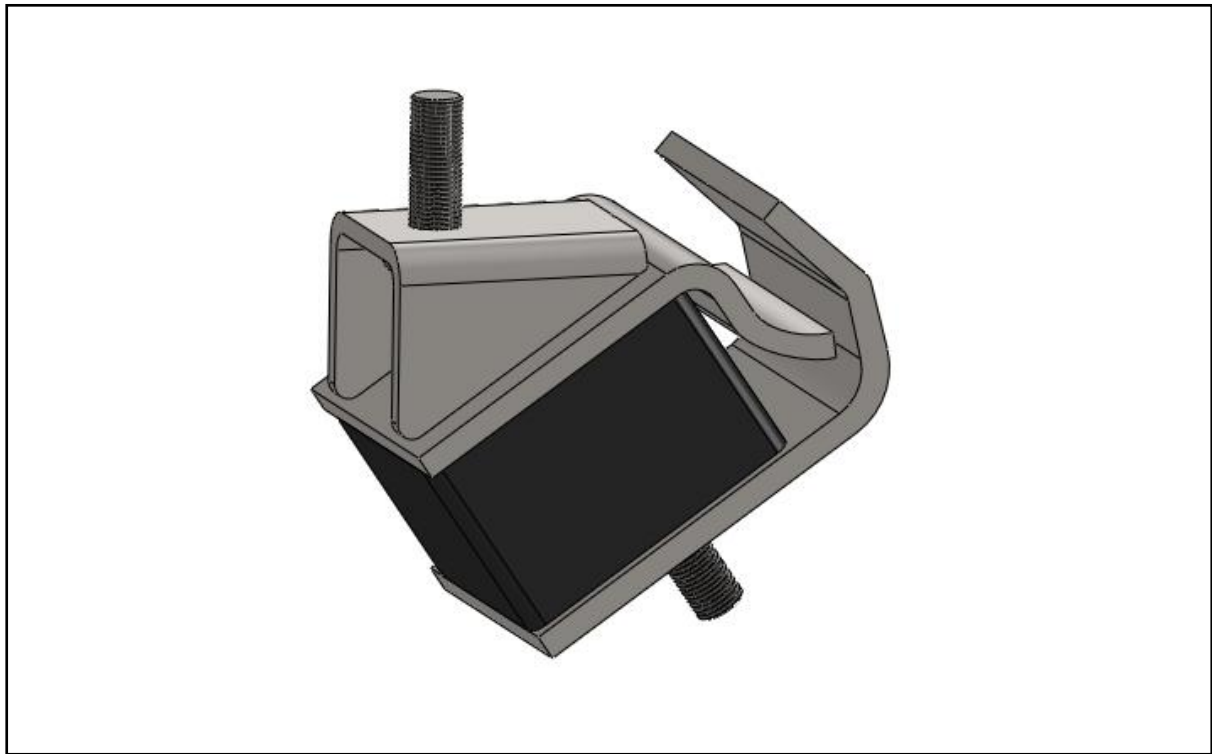
Tabel 3.10 toon die dinamiese eienskappe verkry teen verskeie frekwensies en amplitudes soos aangedui vir die rubberenjinmonteerstuk getoon in Figuur 3.28.

Die dinamiese styfheid k varieer ook geleidelik by 10 en 22 Hz vir die verskillende amplitudeopwekkings, en vermeerder drasties by 75 Hz. Die dempingsverhouding ζ se waardes varieer, maar is ook baie laag.

Tabel 3.10: Dinamiese eienskappe van rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

Statiese massa [kg]	Natuurlike frekwensie [Hz]	Dinamiese styfheid k [N/mm]
63.5	11.75	345.94
Vertikale toetse teen 10 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	361.25	0.050
0.05	361.55	0.035
0.1	360.10	0.032
0.25	329.84	0.035
0.5	319.18	0.039
Vertikale toetse teen 22 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	394.49	0.049
0.05	388.14	0.031
0.1	362.66	0.051
0.25	382.78	0.046
0.5	365.16	0.033
Vertikale toetse teen 75 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	516.53	0.021
0.05	530.98	0.023
0.1	571.39	0.024
0.25	583.16	0.015
0.5	499.44	0.013

3.6.3 Rubberenjinmonteerstuk by posisie 3



Figuur 3.29: Rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.

Die rubberenjinmonteerstuk by posisie 3 het 'n ander vorm as die vorige twee ronde enjinmonteerstukke, soos getoon in Figuur 3.29. Die dinamiese eienskappe word in Tabel 3.11 getoon.

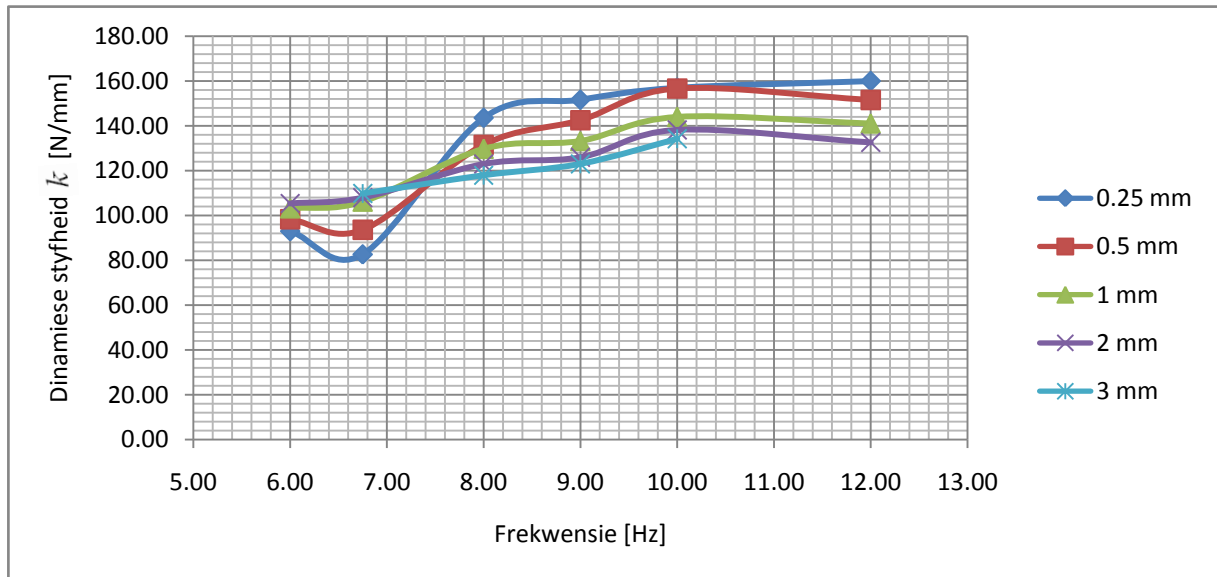
Die dinamiese styfheid k varieer ook geleidelik van 10 Hz tot 75 Hz vir die verskillende amplitudeopwekkings. Die dempingsverhouding ζ se waardes varieer, maar is ook laag.

Tabel 3.11: Dinamiese eienskappe van rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.

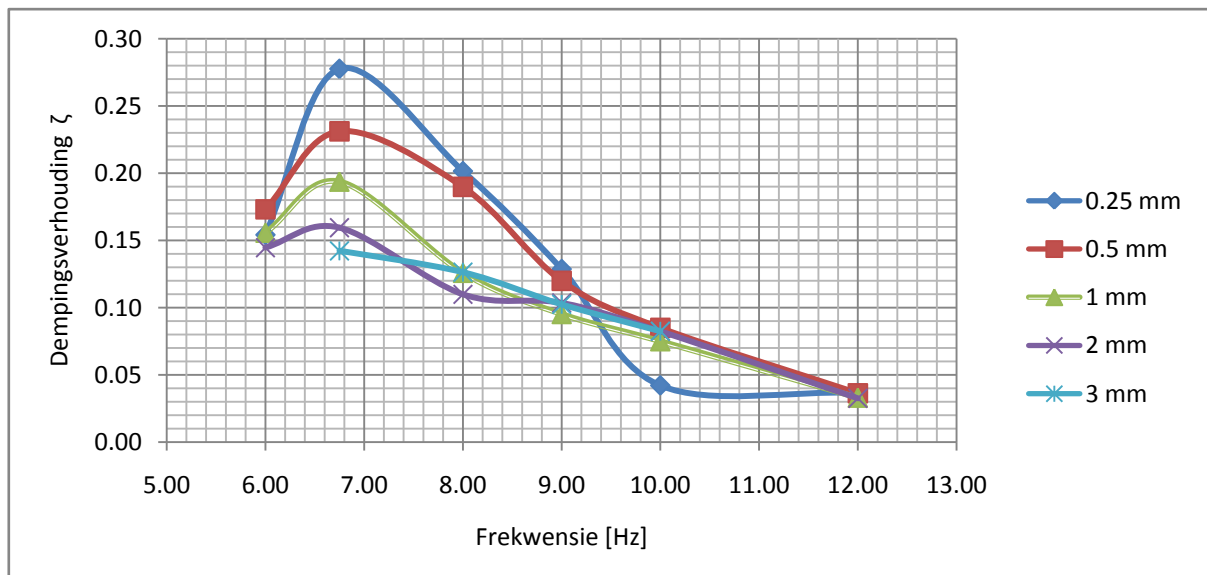
Statiese massa [kg]	Natuurlike frekwensie [Hz]	Dinamiese styfheid k [N/mm]
56.5	11.5	294.98
Vertikale toetse teen 10 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	427.26	0.043
0.05	423.02	0.038
0.1	421.99	0.041
0.25	414.03	0.033
0.5	385.62	0.035
Vertikale toetse teen 22 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	423.49	0.051
0.05	452.32	0.005
0.1	448.99	0.004
0.25	368.83	0.002
0.5	369.14	0.005
Vertikale toetse teen 75 Hz		
Amplitudeopwekkings [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.02	475.42	0.014
0.05	441.01	0.007
0.1	460.81	0.001
0.25	443.12	0.009
0.5	395.57	0.004

3.6.4 Hidrouliese enjinmonteerstuk

Die gevorderde karakteriseringsprosedure is duidelik in die literatuur uiteengesit (Nel & Steyn, aanvaar vir publikasie Februarie 2012). Hierdie prosedure behels die karakterisering soos in paragraaf 3.5 beskryf. Die lae frekwensie dinamiese karakteristieke word getoon in Figuur 3.30 tot Figuur 3.32.



Figuur 3.30: Dinamiese styfheid (Lae frekwensie).

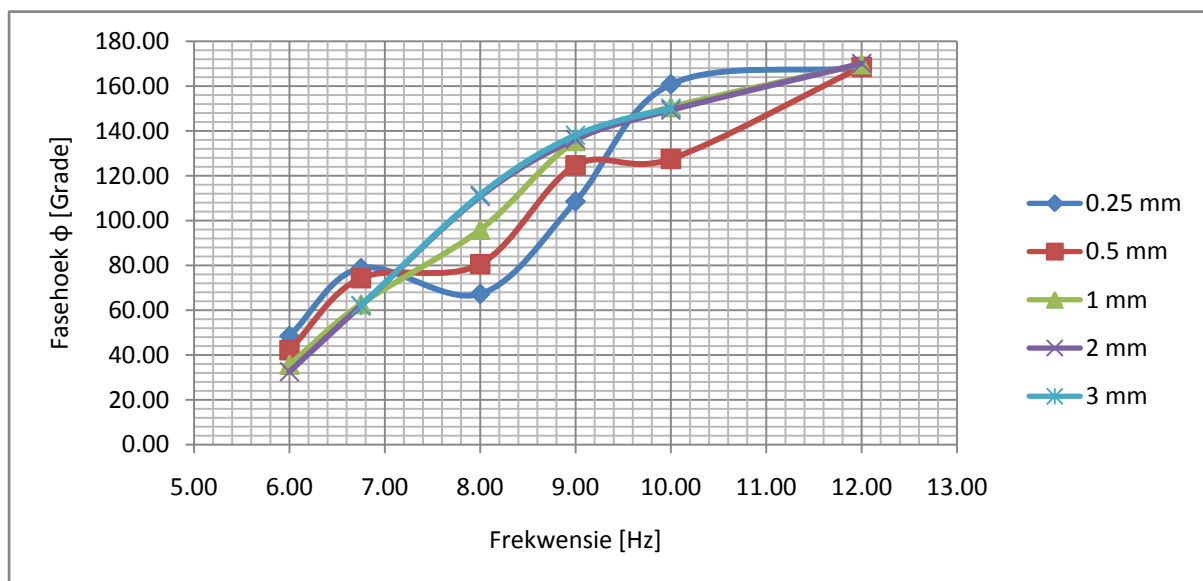


Figuur 3.31: Dempingsverhouding (Lae frekwensie).

Die waardes vir die dinamiese styfheid k is relatief laag by 6.75 Hz, maar het vermeerder bo resonansie tot 12 Hz vir al die verskillende amplitudes wat gekies is, soos getoon in Figuur 3.30. Hierdie lae dinamiese styfheid bied goeie vibrasie-isolasie vir enjin luiertoestand..

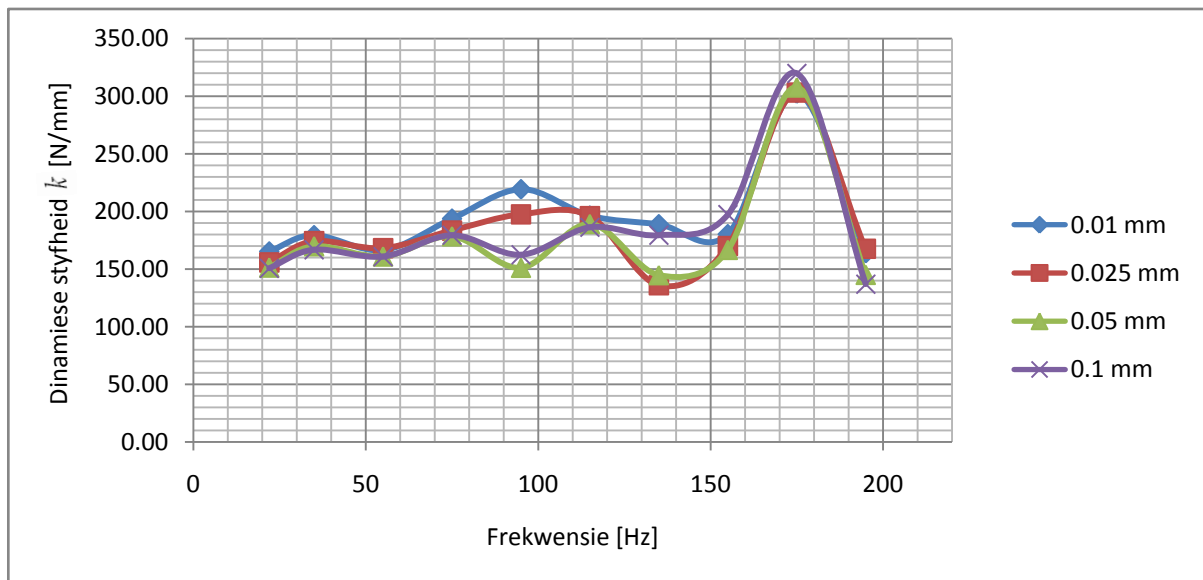
Die waarde van 0.28 vir die dempingsverhouding ζ is 'n maksimum vir die kleinste amplitude-opwekking van 0.25 mm by resonansie (6.75 Hz). Die waardes vir die dempingsverhouding het kleiner geword namate die amplitudes groter geword het by 6.75 Hz. Die waardes vir die dempingsverhouding het afgeneem bo resonansie tot 12 Hz vir die verskillende amplitudes wat gekies is, soos getoon in Figuur 3.31. Hierdie groot dempingsverhouding waarde is voordelig om die resonansie-toestand van die enjin te beheer.

Die fasehoek ϕ toon vermeerdering van 6 Hz tot 12 Hz vir die verskillende amplitudes, soos getoon in Figuur 3.32.

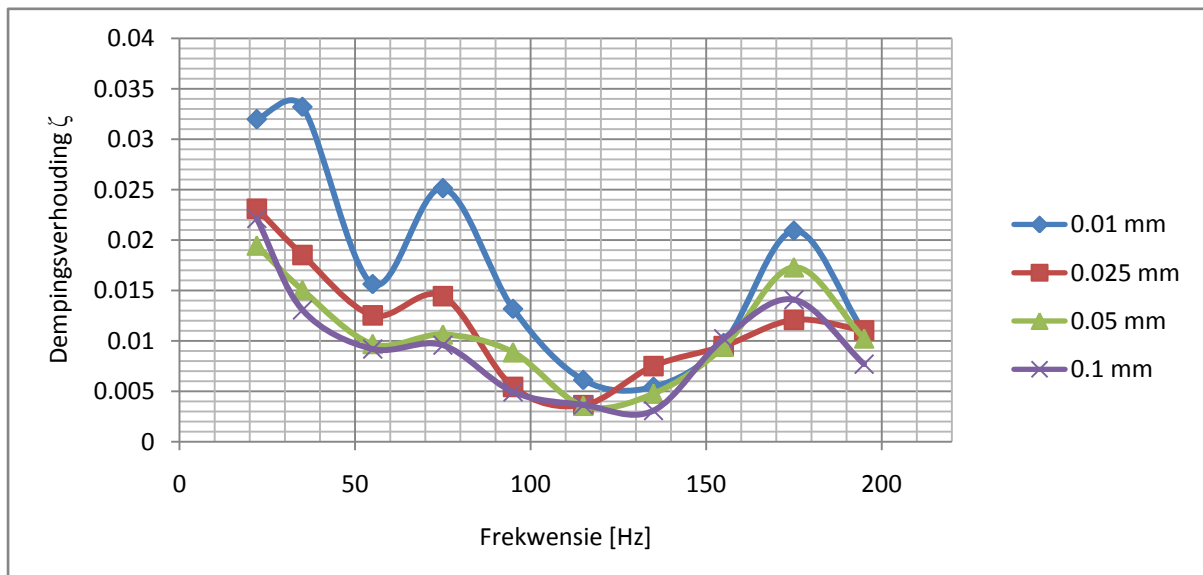


Figuur 3.32: Fasehoek (Lae frekwensie).

Figuur 3.33 tot Figuur 3.35 toon die hoër frekwensieresultate met betrekking tot karakterisering wat verkry is van die HEM. Die dinamiese styfheid k varieer met frekwensie vir die amplitudes gekies, maar bereik maksimum waardes by 175 Hz soos getoon in Figuur 3.33. Hierdie hoër dinamiese styfheid kan egter redelik nadelig vir vibrasie-isolasie in die hoër frekwensiegebied wees.



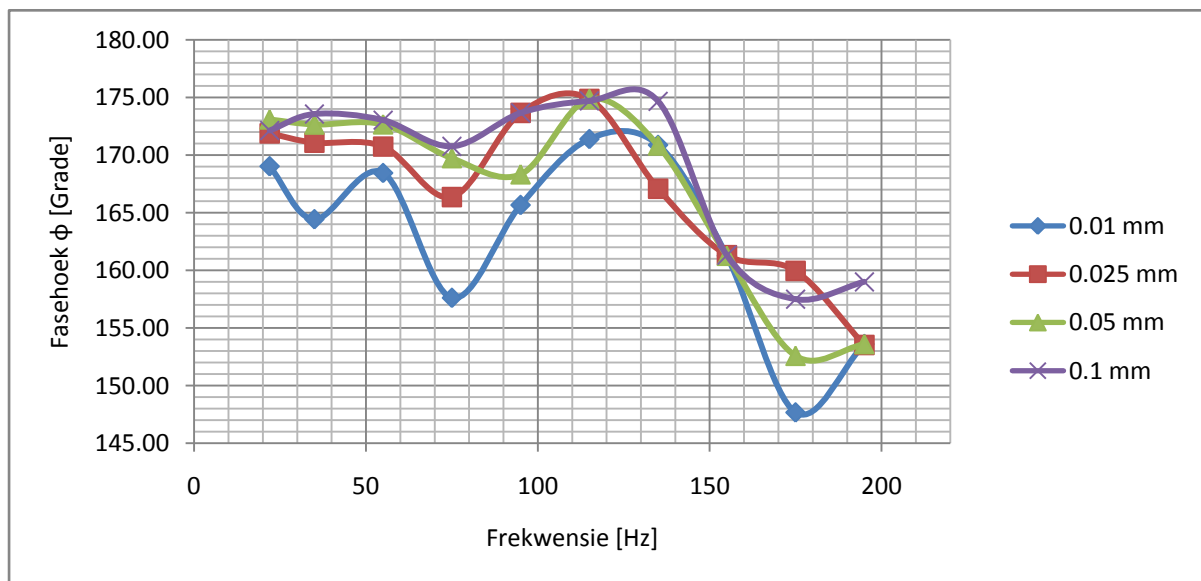
Figuur 3.33: Dinamiese styfheid (Hoër frekwensie).



Figuur 3.34: Dempingsverhouding (Hoër frekwensie).

Die waardes van die dempingsverhouding ζ varieer met frekwensie vir die verskillende amplitudes wat gekies is, terwyl almal 'n minimum bereik rondom 125 Hz. Almal het weer by 175 Hz vermeerder en afgeneem by 195 Hz, soos getoon in Figuur 3.34. Die dempingsverhouding waarde is aansienlik laer in die hoë frekwensie gebied, wat voordelig vir vibrasie-isolasie is.

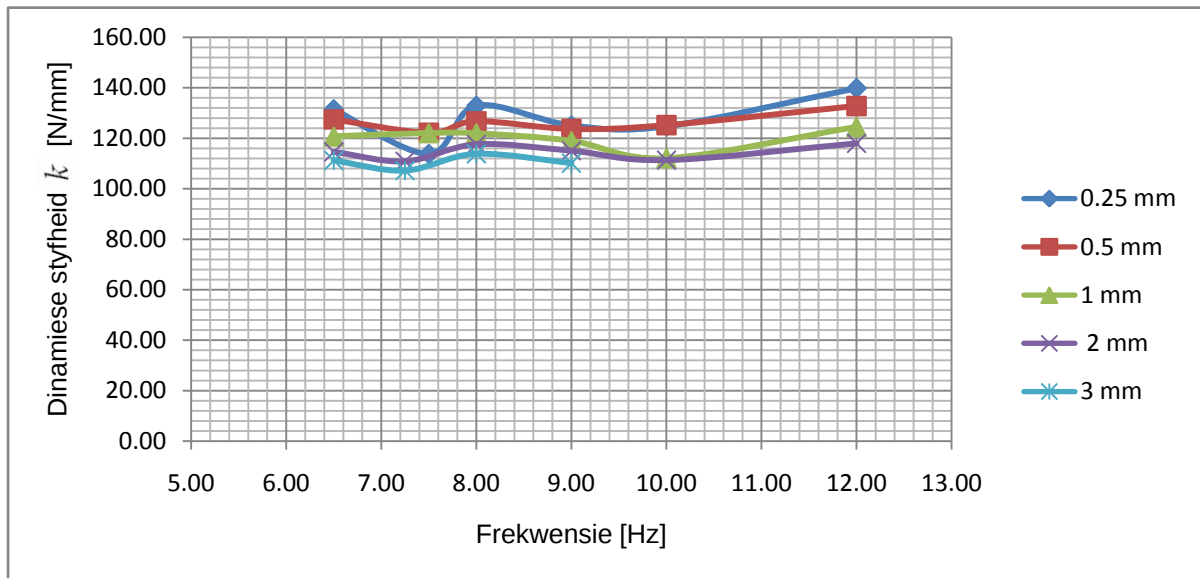
Die fasehoek ϕ is groot en varieer geleidelik van 6 Hz tot 120 Hz, waarna dit drasties afneem by 175 Hz, soos getoon in Figuur 3.35



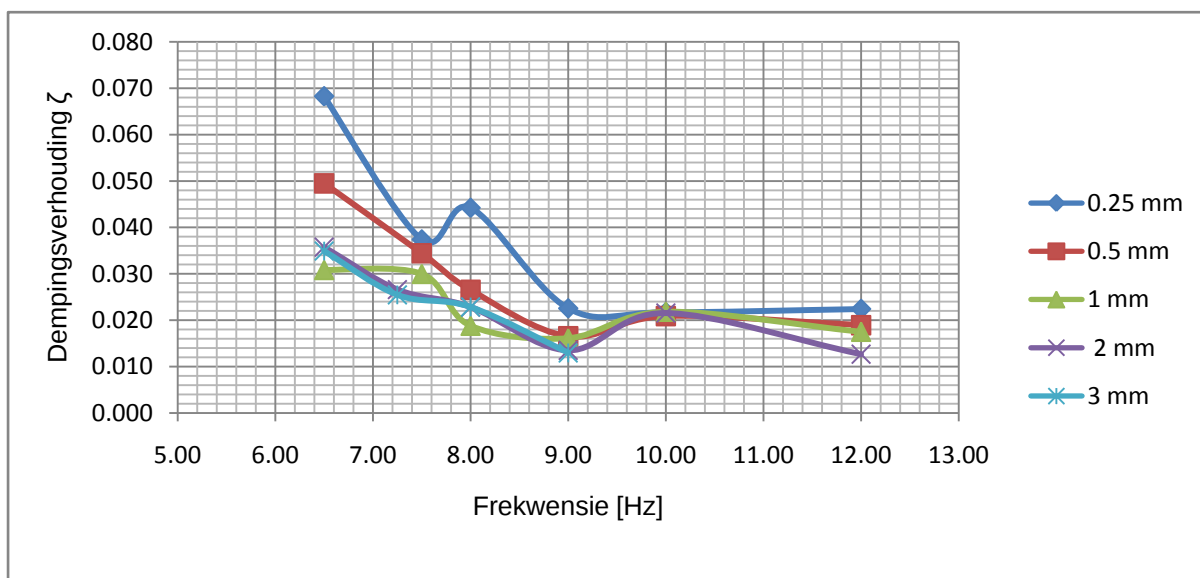
Figuur 3.35: Fasehoek (Hoër frekwensie).

3.6.5 Hidrouliese enjinmonteerstuk sonder vloeier

Die HEM se vloeistof is afgetap om die dinamiese karakteristieke sonder hidrouliese vloeistof te verkry. Die lae frekwensie karakteristieke word getoon van Figuur 3.36 tot Figuur 3.38.



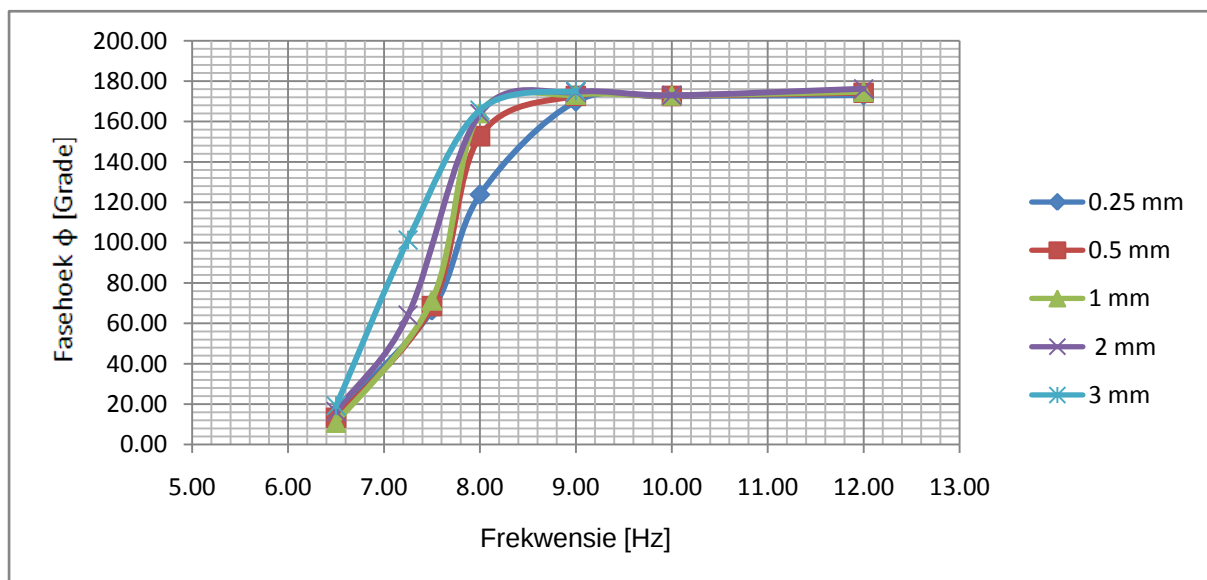
Figuur 3.36: Dinamiese styfheid (Lae frekwensie).



Figuur 3.37: Dempingsverhouding (Lae frekwensie).

Die dinamiese styfheid k toon redelik konstant vir die onderskeie amplitude-opwekkings tussen 6.5 Hz en 12 Hz soos getoon in Figuur 3.36. Hierdie dinamiese styfheid eienskap varieer nie soos vir die hidrouliese enjinmonteerstuk met vloeiër nie, en toon die tipiese dinamiese gedrag van 'n elastomeriese materiaal (Nel, 2000).

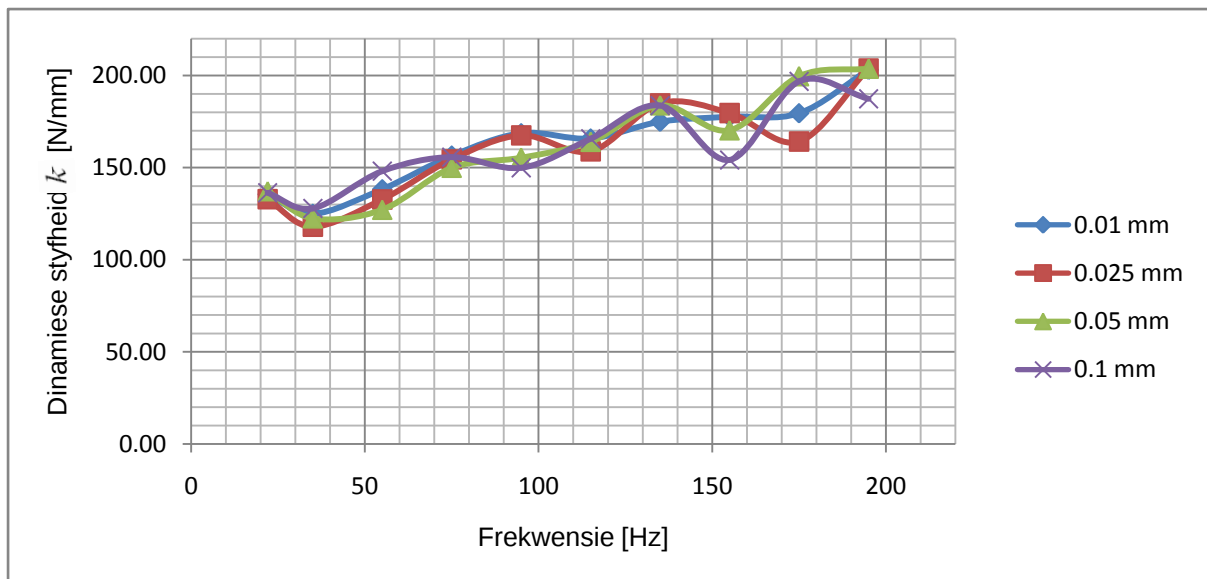
Die dempingsverhouding ζ toon 'n afname namate die frekwensie vermeerder vir die meeste amplitude-opwekkings, soos getoon in Figuur 3.37. Hierdie dempingsverhouding is aansienlik minder as vir die hidrouliese monteerstuk met vloeiër. Dus kan verwag word dat die respons van die enjin baie meer onder resonansie toestande sal wees.



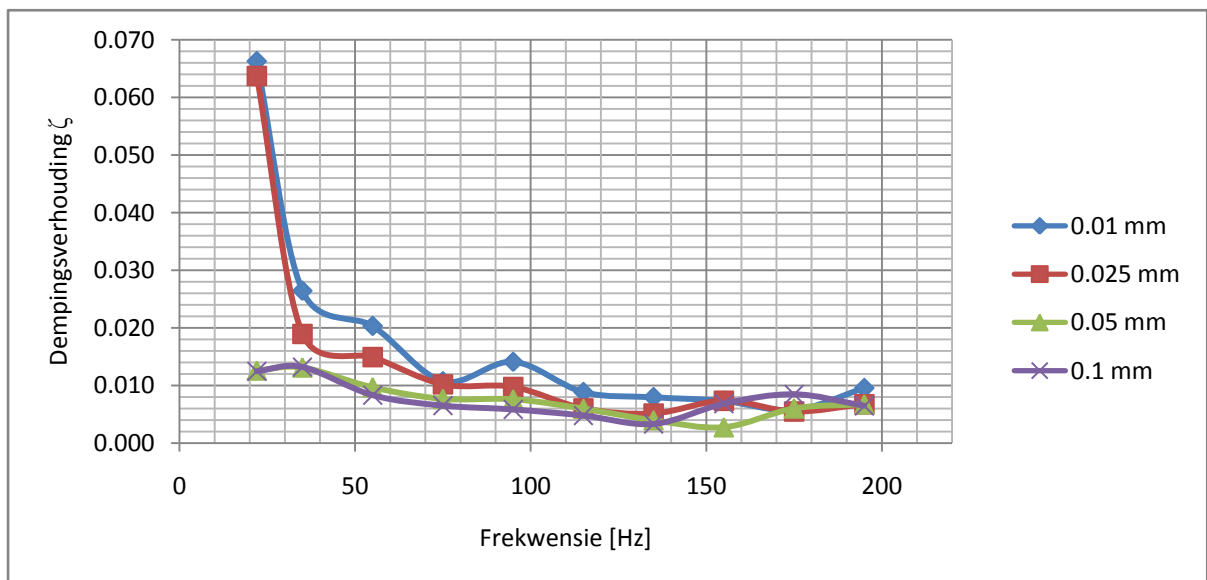
Figuur 3.38: Fasehoek (Lae frekwensie).

Die fasehoek ϕ is 'n minimum by 6.5 Hz en vermeerder dan tot 9 Hz, waarna dit redelik konstant bly tot by 12 Hz, soos getoon in Figuur 3.38.

Die dinamiese eienskappe vir die hoër frekwensie word getoon in Figuur 3.39 tot Figuur 3.41.



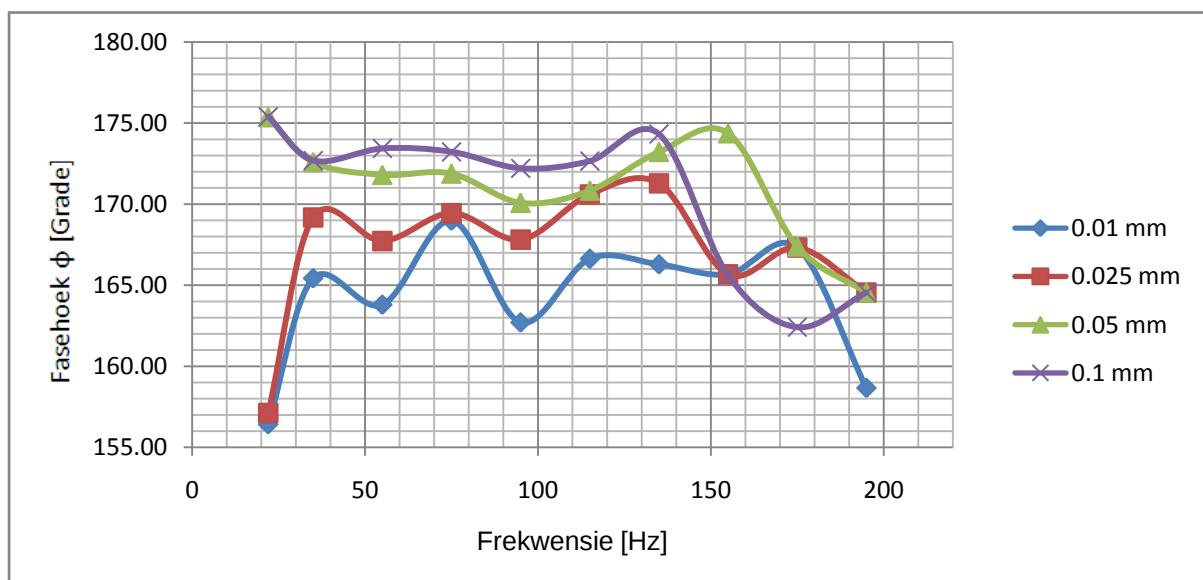
Figuur 3.39: Dinamiese styfheid (Hoër frekwensie).



Figuur 3.40: Dempingsverhouding (Hoër frekwensie).

Die dinamiese styfheid k toon 'n geleidelike vermeerdering van 22 Hz tot waar die maksimum bereik word by 195 Hz vir alle amplitudes, soos getoon in Figuur 3.39. Die dinamiese styfheid is nie so hoog soos vir die HEM by 175 Hz nie (sien Figuur 3.33 en Figuur 3.39). Dus sal hierdie monteerstuk beter vibrasie-isolasie by hierdie frekwensie teenoor die hidrouliese enjinmonteerstuk met vloer bied.

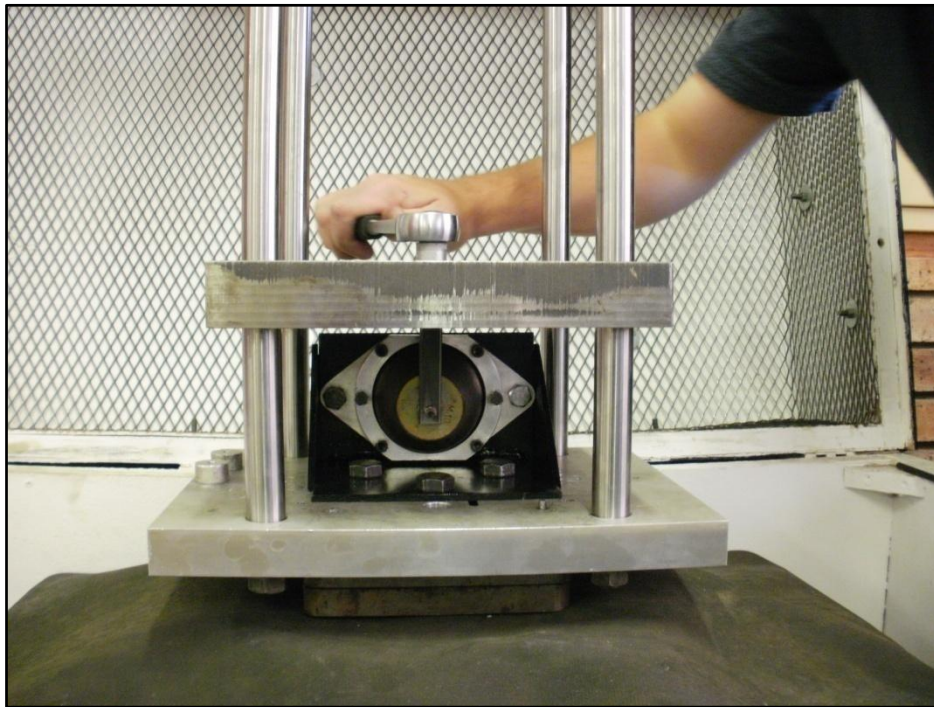
Dempingsverhouding ζ se waardes toon 'n vermindering van 22 Hz tot 155 Hz. Daarna varieer die waardes tot 195 Hz, soos getoon in Figuur 3.40. Die dempingverhouding waardes is baie klein, en sal dus bydra tot goeie vibrasie-isolasie in die hoë frekwensiegebied.



Figuur 3.41: Fasehoek (Hoër frekwensie).

Die fasehoek ϕ se waardes varieer vir die verskillende amplitudes van 22 Hz tot 195 Hz, soos getoon in Figuur 3.41.

3.6.6 Hidrouliese enjinmonteerstuk in die horisontale rigting



Figuur 3.42: Dinamiese karakterisering in die horisontale rigting.

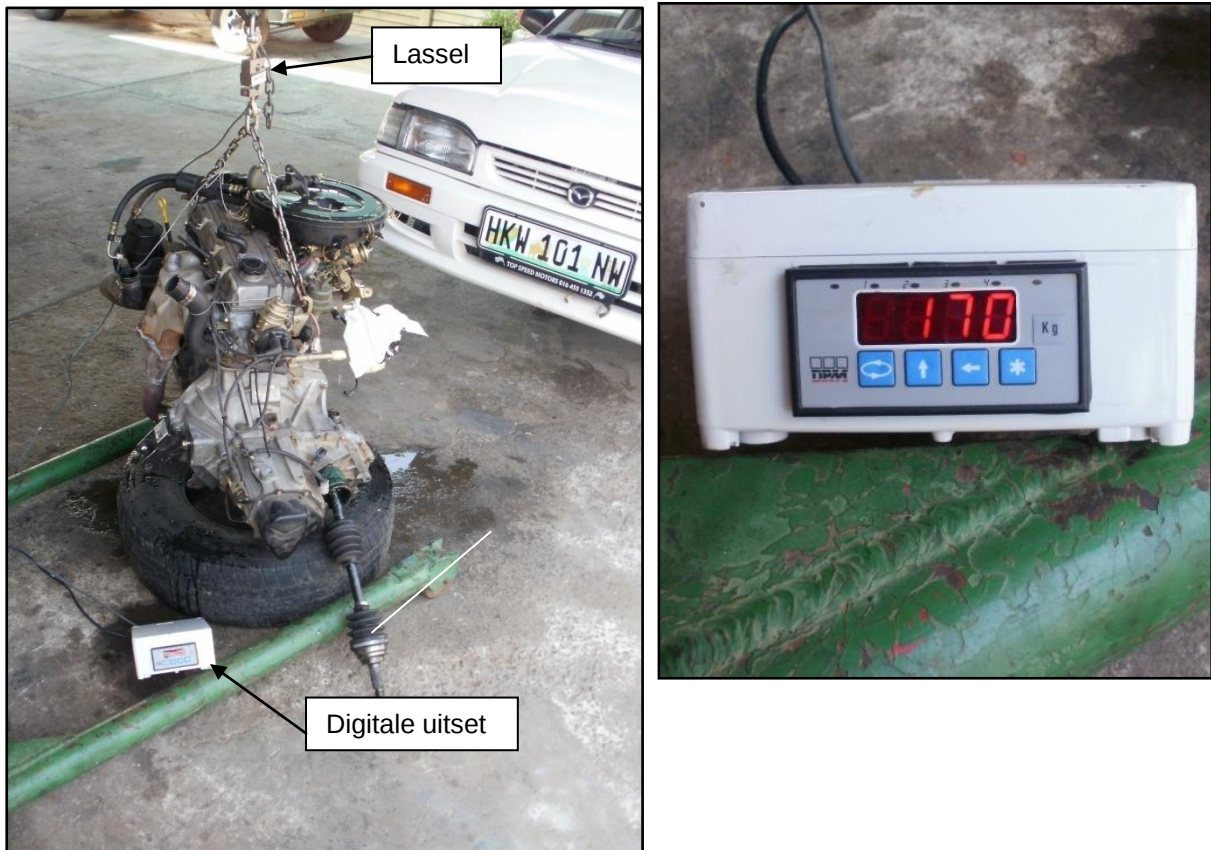
Die enjinmonteerstuk is by 22 Hz in die horisontale rigting getoets, soos getoon in Figuur 3.42. Tabel 3.12 toon die dinamiese styfheid en dempingsverhouding vir verskillende amplitudes. Die horisontale dinamiese styfheid k het vermeerder namate die amplitude vergroot het. Die dempingsverhouding ζ toon nie konstant by die verskillende amplitudes nie.

Tabel 3.12: Dinamiese eienskappe van hidrouliese enjinmonteerstuk (Horisontaal).

Horisontale toetse teen 22 Hz Hidrouliese enjinmonteerstuk		
Verplasingsamplitude [mm]	Dinamiese styfheid k [N/mm]	Dempingsverhouding ζ
0.25	54.59	0.064
0.05	68.84	0.042
0.1	81.95	0.020
0.5	89.56	0.027

3.6.7 Enjinmassa en traagheidsmoment

Figuur 3.43 toon die massa van die enjin gemeet met behulp van 'n gekalibreerde lassel. Die waterpype is toegebind en die enjin is vol water gegooi om die korrekte statiese massa te verkry. Die statiese massa van die enjin is 170 kg. Die traagheidsmoment om die x -as is 4.474 kgm^2 (Nel & Heyns, 1996).



Figuur 3.43: Statische massa van enjin.

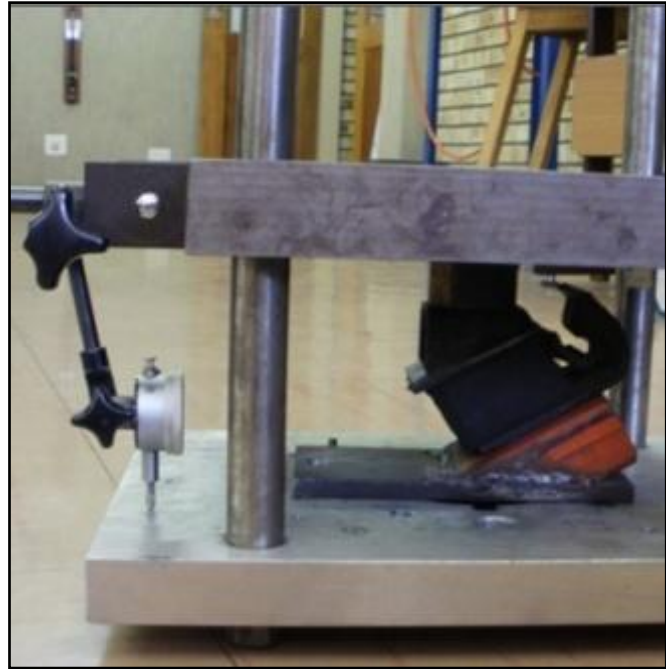
3.7 STATIESE TOETSE

Die rubberenjinmonteerstuk se vashegtingstukke is uit die voertuig verwyder en uitgedruk met 'n hidrouliese pers, soos getoon in Figuur 3.44. Die statiese styfheid van al die enjinmonteerstukke is gemeet met behulp van die gidspentoetsopstelling. Die enjinmonteerstukke is vasmag in die opstelling, en een gewig is bo-op geplaas. Daarna is nog massa bo-op geplaas.

'n Horlosie tipe verplasing-meter is gebruik om die verplasing te meet, soos getoon in Figuur 3.45. Met hierdie inligting is die las-defleksie waardes van die enjinmonteerstukke verkry.



Figuur 3.44: Uitdruk van rubberenjinmonteerstukke.



Figuur 3.45: Statiese toetse.

Tabel 3.13 toon die statiese styfheid vir die onderskeie enjinmonteerstukke. 'n Gemiddelde styfheidswaarde is verkry en word hieronder getoon.

Tabel 3.13: Statiese styfheid van die enjinmonteerstukke.

Statische toetse		
Enjinmonteerstuk	Rigting	Statische styfheid k_s [N/mm]
Hidrouliese enjinmonteerstuk	z	73.57
Hidrouliese enjinmonteerstuk sonder olie	z	73.57
Hidrouliese enjinmonteerstuk	y	42.65
Rubberenjinmonteerstuk by posisie 1	z	147.15
Rubberenjinmonteerstuk by posisie 2	z	200.65
Rubberenjinmonteerstuk by posisie 3	z	142.63

3.8 INSETPARAMETERS

Die koördinate van elke enjinmonteerstuk word getoon in Tabel 3.14 (Nel & Heyns, 1996). Hierdie koördinate is gebruik as insetwaardes in 'n rekenaarprogram om die verplasingamplitude by elke monteerstuk te bepaal vir verskeie enjinloopspoed toestande met behulp van vergelyking (2.15) en (2.16) in Hoofstuk 2.

Tabel 3.14: Koördinate van die monteerstukke.

Koördinate	
	y [m]
Posisie 1	0.2645
Posisie 2	-0.0520
Posisie 3	-0.3210

Tabel 3.15 toon die parameters gebruik as insetwaardes om die vertikale onbalanskrag met behulp van vergelykings (3.17) tot (3.21) te bepaal.

Tabel 3.15: Insetparameters.

y_c [m]	l [m]	r [m]	a [m]	m_a [kg]	m_p [kg]	m_B [kg]	m_c [kg]
0.02	0.136	0.0418	0.046	0.307	0.288	1.371	0.464

Die dinamiese fluktuerende moment by 2000 opm (66.6 Hz) is bepaal as 75 Nm om die x -as van die enjin (Nel & Heyns, 1996). Hierdie moment is gebruik in paragraaf 2.5 as insetwaardes om die verplasingamplitude by elke monteerstuk te bepaal.

4 EKSPERIMENTELE EVALUERING

4.1 INLEIDING

Die eksperimentele evaluering behels die installering en toets van die enjinmonteerstukke in die toetsvoertuig. Die standaardmonteerstelsel bestaan uit drie rubberenjinmonteerstukke. Vir die gemodifiseerde monteerstelsel is aanpassings gemaak sodat twee van die drie rubberenjinmonteerstukke vervang kon word met hidrouliese enjinmonteerstukke. Versnellingsmeters is op elk van die drie enjinmonteerstukke geplaas om die respons in die vertikale rigting te meet. Die gedrag van die enjin is ondersoek by verskeie operasionele toestande. Dinamiese kragte oorgedra na die voertuigstruktuur is ook bepaal. Die standaardmonteerstelsel is vergelyk met die gemodifiseerde monteerstelsel. Enjinrespons en natuurlike frekwensies is ook bepaal en vergelyk met eksperimentele data vir die beide monteerstelsels onderskeidelik.

4.2 TWEE VERSKILLENDE MONTEERSTELSELS

Responsmetings is geneem op twee verskillende monteerstelsels soos hieronder uiteengesit.

4.2.1 Standaardmonteerstelsel

Die standaardmonteerstelsel bestaan uit drie rubberenjinmonteerstukke soos die voertuig ontvang is van die verskaffer. Figuur 2.2 in Hoofstuk 2 toon 'n bo-aansig van die enjinmonteerstelseluitleg. Die dinamiese eienskappe van die rubberenjinmonteerstukke is beskryf in Hoofstuk 3

4.2.2 Gemodifiseerde monteerstelsel

Vir die gemodifiseerde monteerstelsel is die rubberenjinmonteerstukke by posisie 1 en posisie 3 vervang met hidrouliese enjinmonteerstukke (sien ook Figuur 2.2). Die rubberenjinmonteerstuk by posisie 2 is dieselfde as die standaardmonteerstelsel. Die hidrouliese enjinmonteerstukke se dinamiese eienskappe word ook in Hoofstuk 3 beskryf.

4.3 TOETSVOERTUIG

Figuur 4.1 toon die voertuig wat gebruik is vir evaluering. Die Mazda 323 is toegerus met 'n 1.3 liter vier-silinder voorwielaangedrewe enjinkonfigurasie.



Figuur 4.1: Toetsvoertuig.

4.4 INSTALLERING VAN HIDROULIESE ENJINMONTEERSTUKKE

Die oorspronklike vashegtings van die rubberenjinmonteerstukke is aangepas sodat die hidrouliese enjinmonteerstukke geïnstalleer kon word. Nuwe gate is in die basisplaat geboor. Figuur 4.2 toon die aanpassings wat gemaak is aan die voertuig se basisplaat om die hidrouliese enjinmonteerstukke vas te heg. Figuur 4.3 toon die voertuig se basisplaat met die hidrouliese enjinmonteerstukke reeds geïnstalleer.



Figuur 4.2 : Voertuig se basisplaat-aanhegting.

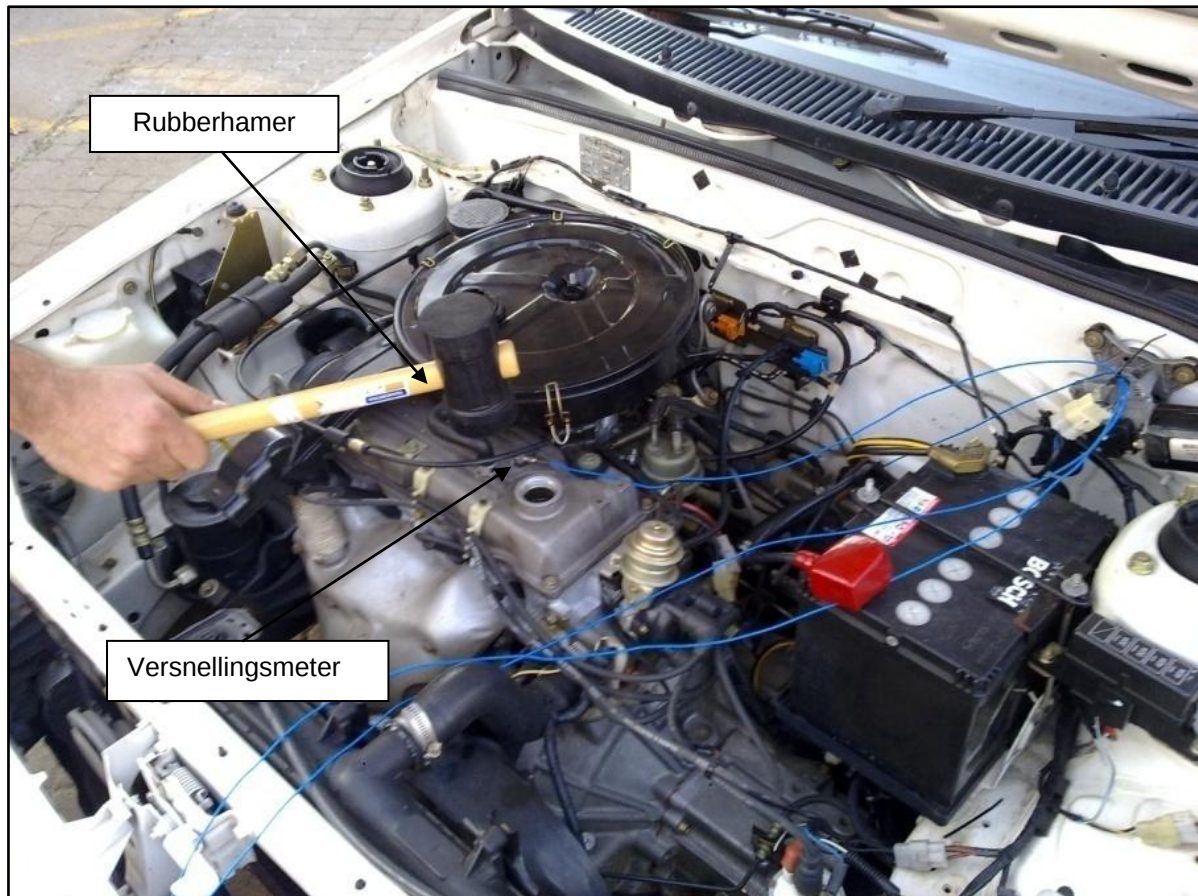


Figuur 4.3: Installering.

4.5 EKSPERIMENTELE EVALUERING VAN DIE TWEE MONTEERSTELSELS

4.5.1 Natuurlike frekwensies

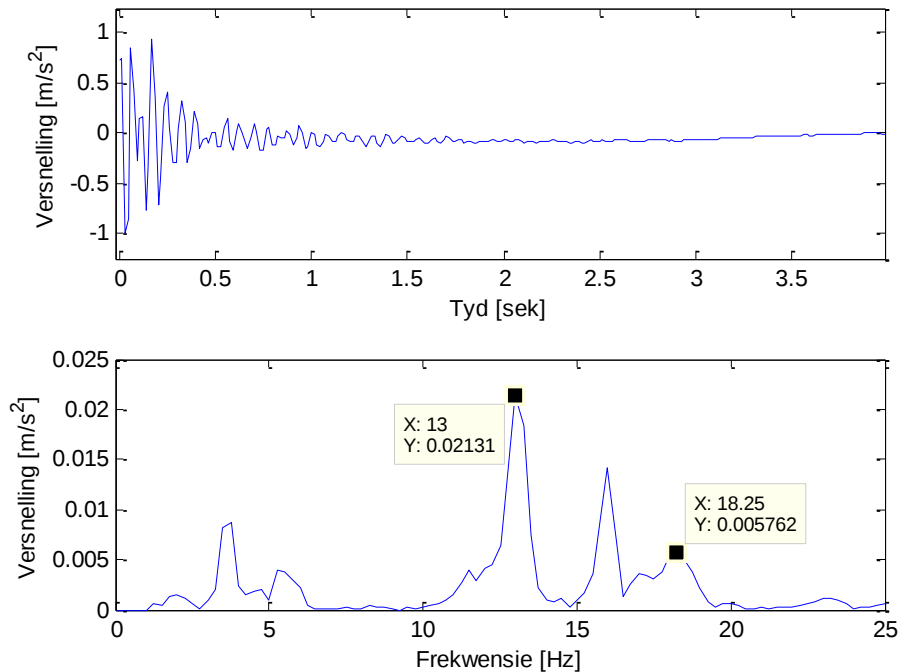
Die natuurlike frekwensies van die enjinopstelling is eksperimenteel gemeet deur 'n versnellingsmeter bo die massamiddelpunt te plaas. Deur gebruik te maak van 'n rubberhamer, is die natuurlike frekwensies opgewek, soos getoon in Figuur 4.4. Dit is gedoen vir die standaard- en gemodifiseerde monterstelsel onderskeidelik.



Figuur 4.4: Natuurlike frekwensie-opwekking van enjin.

4.5.2 Standaardmonteerstelsel

Figuur 4.5 toon die vibrasiemetings vir die natuurlike frekwensies by die standaardmonteerstelsel. Die frekwensiedomein sein toon die amplitudes vir die vertikale- en die rotasiemode.



Figuur 4.5: Natuurlike frekwensies van enjin (Standaardmonteerstelsel).

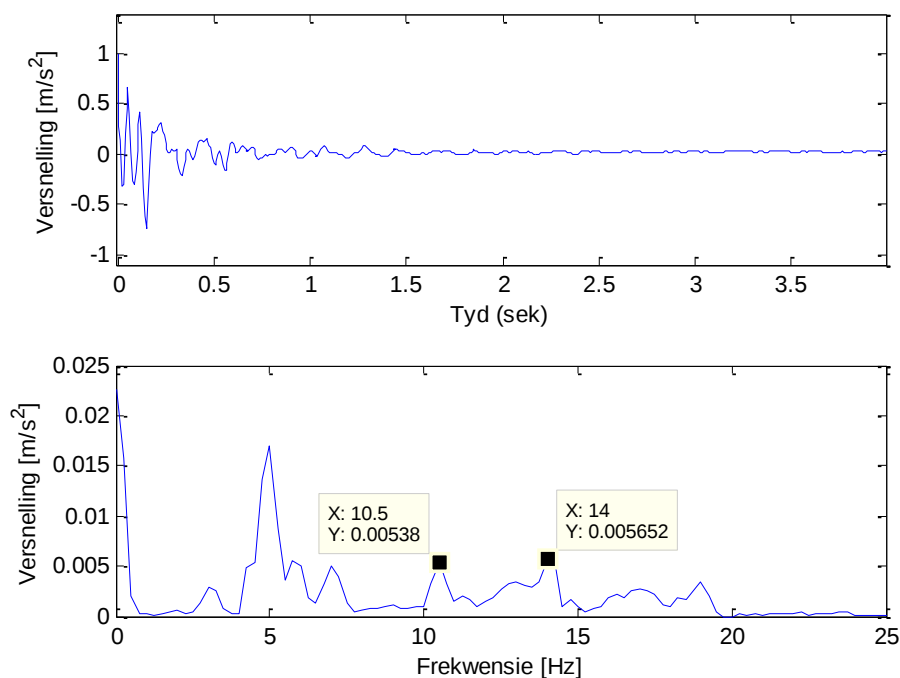
Tabel 4.1 toon die vergelyking tussen voorspelde en gemete waardes vir die natuurlike frekwensies vir die standaardmonteerstelsel soos getoon in Figuur 4.5. Die gemete natuurlike frekwensies stem goed ooreen met die natuurlike frekwensies wat voorspel is (sien paragraaf 2.7). Hierdie natuurlike frekwensies stem ook goed ooreen met die natuurlike frekwensies wat waargeneem is in die gemete seine by die wielinsetpadtoetse (sien ook paragraaf 4.5.6 en Figuur 4.10).

Tabel 4.1: Voorspelde en gemete natuurlike frekwensies (Standaardmonteerstelsel).

Standaardmonteerstelsel			
Mode	Gemete frekwensie [Hz]	Voorspelde frekwensie [Hz]	Persentasie verskil [%]
Vertikaal	13.0	11.65	89.61
Rotasie	18.25	19.78	92.26

4.5.3 Gemodifiseerde monteerstelsel

Figuur 4.6 toon die vibrasiemetings vir die natuurlike frekwensies by die gemodifiseerde monteerstelsel. Die frekwensiedomein sein toon die amplitude vir die vertikale- en die rotasiemode.



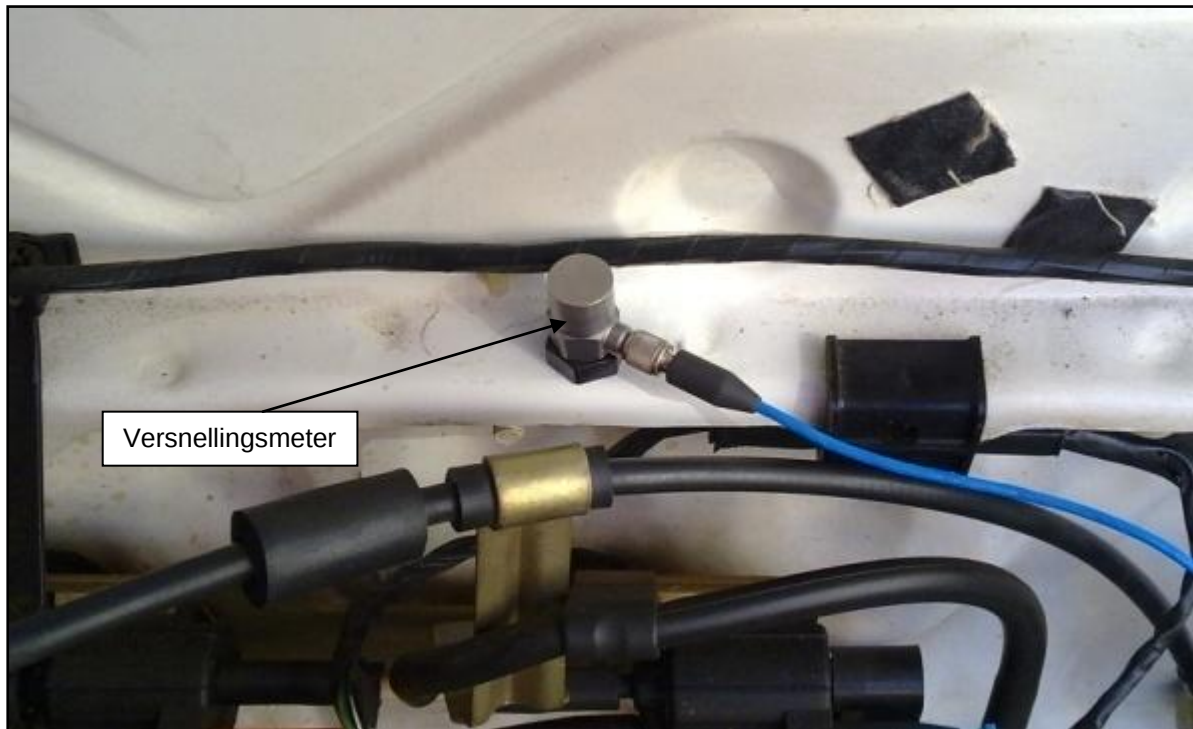
Figuur 4.6: Natuurlike frekwensie van enjin (Gemodifiseerde stelsel).

Tabel 4.2 toon die vergelyking tussen voorspelde en gemete waardes vir die natuurlike frekwensies vir die gemodifiseerde monteerstelsel soos getoon in Figuur 4.6. Die gemete natuurlike frekwensies stem ook goed ooreen met die natuurlike frekwensies wat voorspel is (sien paragraaf 4.7). Hierdie natuurlike frekwensies stem goed ooreen met die natuurlike frekwensies wat waargeneem is in die gemete seine by die wielinsetpadtoetse (sien ook paragraaf 4.5.7 en Figuur 4.11).

Tabel 4.2: Voorspelde en gemete natuurlike frekwensies (Gemodifiseerde monteerstelsel).

Gemodifiseerde monteerstelsel			
Mode	Gemete frekwensie [Hz]	Voorspelde frekwensie [Hz]	Persentasie verskil [%]
Vertikaal	10.5	9.54	90.85
Rotasie	14.0	13.0	92.85

4.5.4 Wielinsetkragte



Figuur 4.7: Vernellingsmeter op bakwerk.

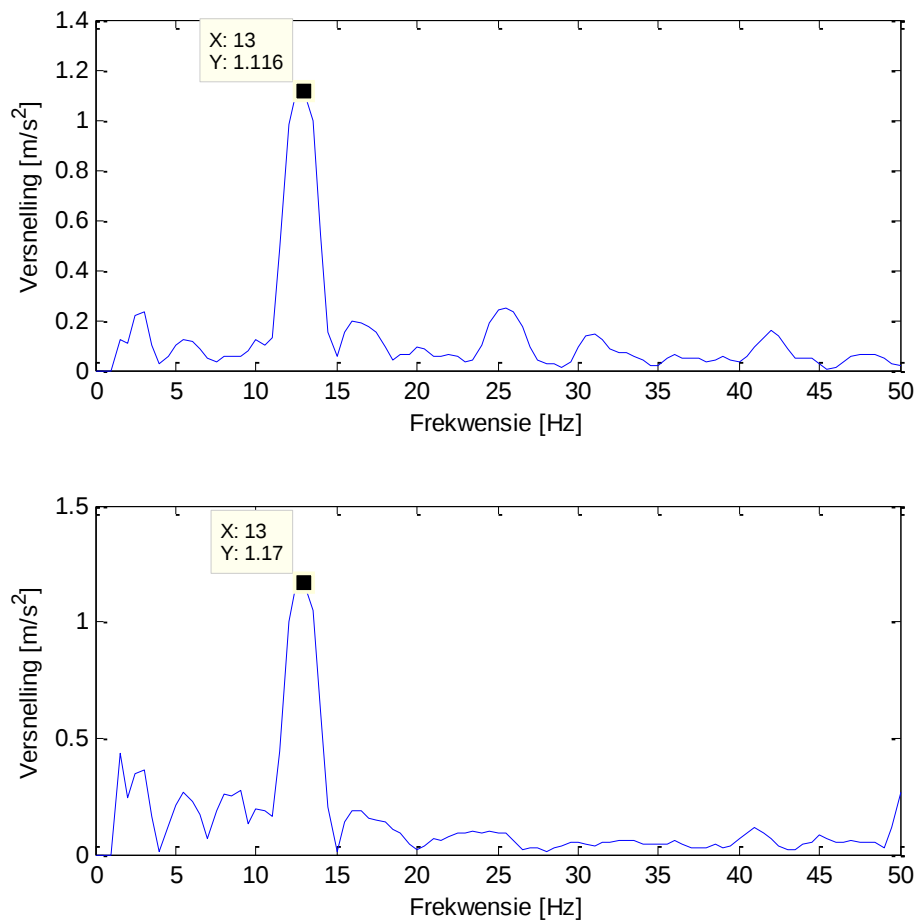
Figuur 4.7 toon waar 'n versnellingsmeter bo-op die bakwerk geplaas is. 'n Onbalansmassa van 240 gram is op een voorwiel aangebring om 'n wielhopfrekwensie te genereer. Hierdie toeste is gedoen met die standaardmonteerstelsel.

'n Realistiese aanname is gemaak met betrekking tot die geometrie van die wiel. Hierdie aanname bestaan uit die effektiewe buitendiameter van die voertuig se voorwiel. Uit eenvoudige berekeninge is die voertuigsnelheid bereken, sodat die rotasiespoed van die wiel (frekwensie) ooreenstem met die vertikale natuurlike frekwensie van die enjin. Indien die diameter van die wiel 0.56 m is, en die snelheid van die voertuig 79 km/h, sal die rotasiespoed van die wiel $f = 12.47$ Hz wees.

Die geforseerde frekwensie sal dus ooreenstem met die vertikale mode van die enjin indien die voertuig teen 79 km/h beweeg, en gevolglik sal resonansie plaasvind.

Figuur 4.8 toon twee frekwensiedomein grafieke teen 79 km/h waar daar afsonderlik gemeet is op die bakwerk, en die enjin op 'n gelyk teerpad. Die boonste

frekwensiesein toon die bakwerk en die onderste frekwensie sein toon die respons van die enjin onderskeidelik.

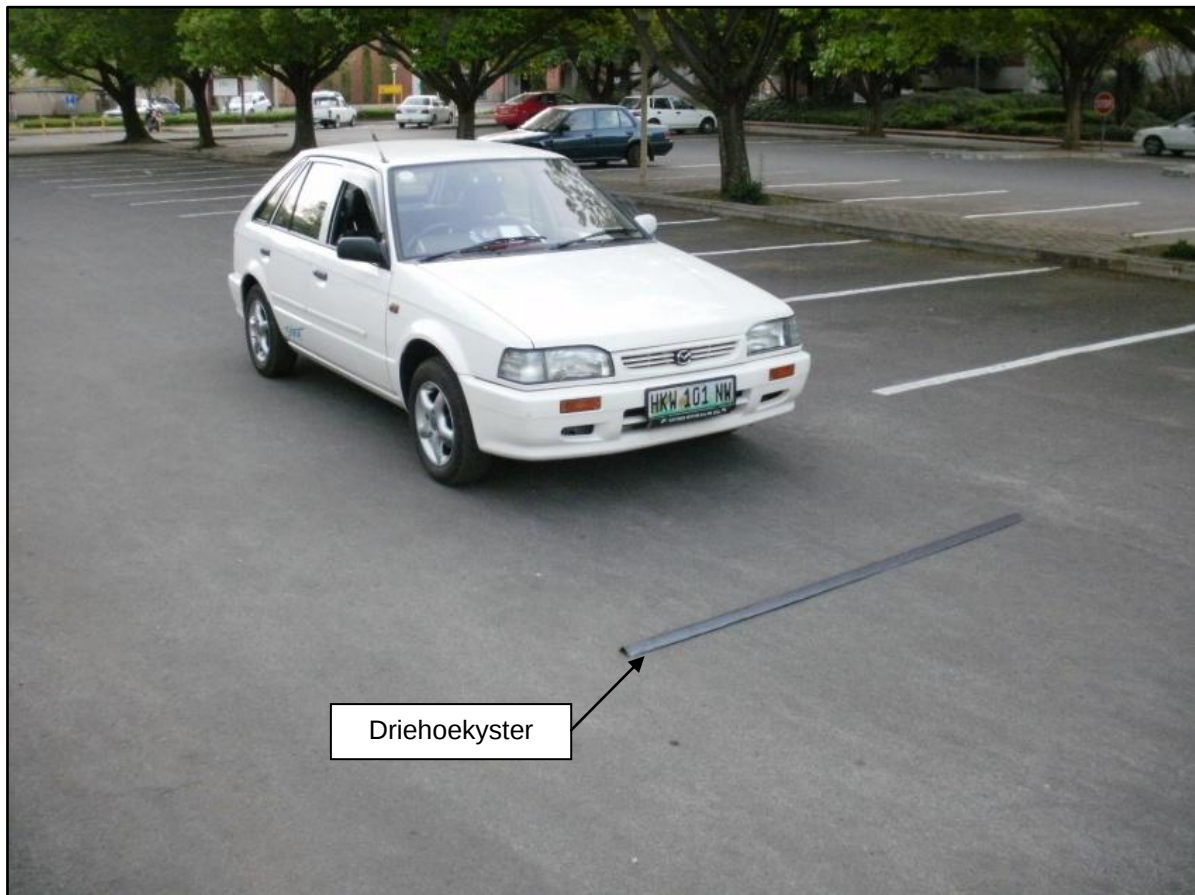


Figuur 4.8: Wielinsettoetse op die voertuigbakwerk (boonste) en enjin (onderste) teen 79 km/h.

Dit is duidelik dat die geforseerde frekwensie en dinamiese kragte afkomstig van die wiel 'n groot invloed het op die respons van die enjin as gevolg van resonansie.

4.5.5 Wielinsetkragte vir die twee monteerstelsels

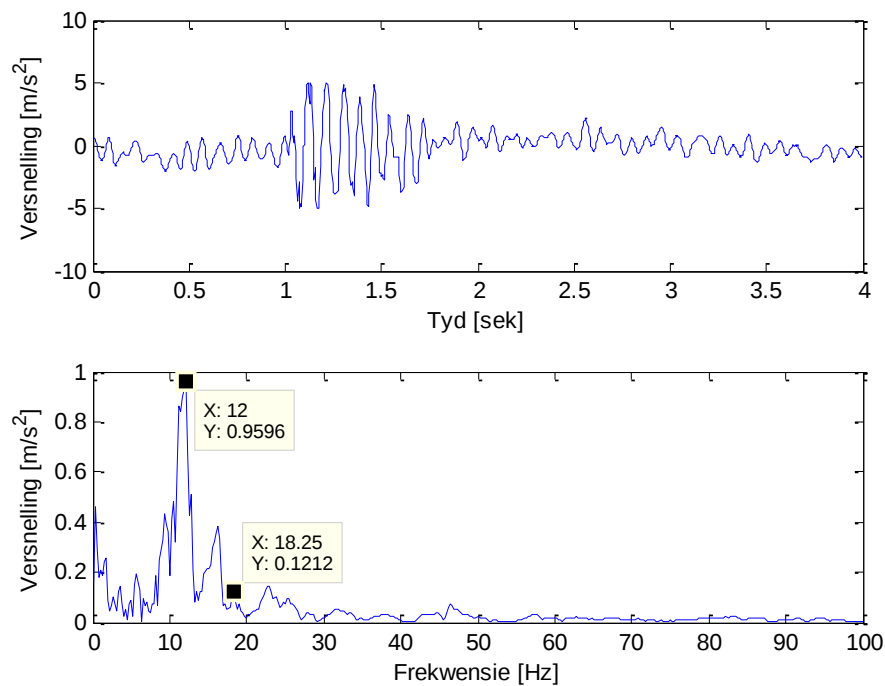
'n Driehoekyster (30 x 30 mm) is gebruik om die enjin se natuurlike frekwensies tydens padinsetkragte op te wek. Die voertuig het teen 'n konstante snelheid oor die driehoekyster beweeg, met die enjin afgeskakel en die ratkas in 'n neutrale posisie, soos getoon in Figuur 4.9. Dit is gedoen vir die standaard- en gemodifiseerde monteerstelsels. Vir hierdie toetse is daar op enjinmonteerstuk 3 gemeet.



Figuur 4.9: Wielinsetpadtoetse.

4.5.6 Standaardmonteerstelsel

Figuur 4.10 toon die vibrasie-metings vir die natuurlike frekwensies by die wielinsetpadtoetse van die standaardmonteerstelsel. Die frekwensiedomein seën toon amplitudes by die vertikale- en rotasiemode. Dit is gemeet op enjinmonteerstuk 3.

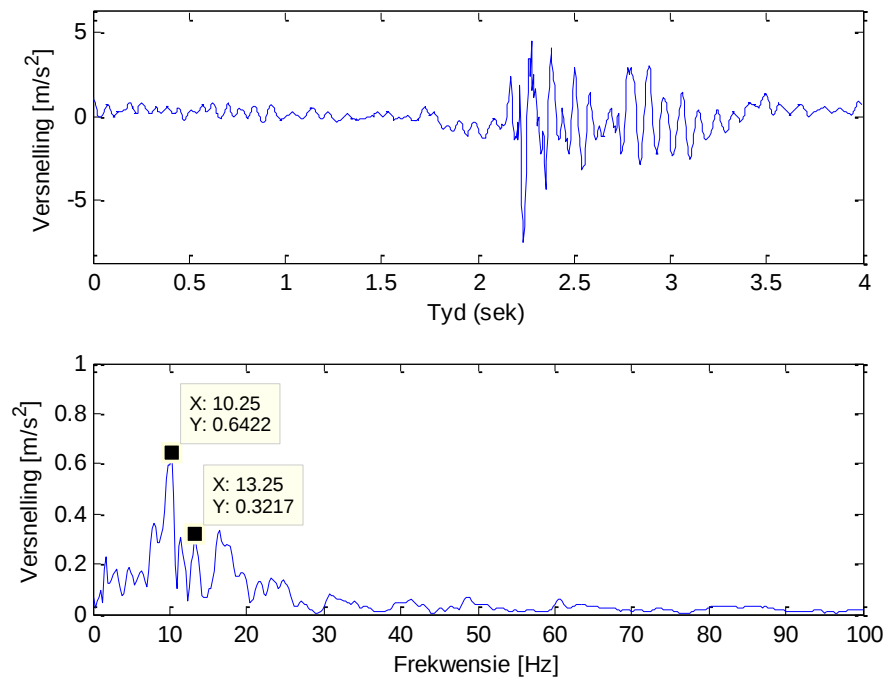


Figuur 4.10: Standaardmonteerstelsel.

Die natuurlike frekwensies van 12 Hz en 18.25 Hz stem goed ooreen met die voorspelde natuurlike frekwensies (paragraaf 2.7) en die natuurlike frekwensies waargeneem in die gemete seën in paragraaf 4.5.2 en Figuur 4.5.

4.5.7 Gemodifiseerde monteerstelsel

Figuur 4.11 toon die vibrasiemeetings vir die natuurlike frekwensies by die wielinsetpadtoetse van die gemodifiseerde monteerstelsel. Die frekwensiedomein sein toon amplitudes by die vertikale- en rotasiemode. Dit is gemeet op enjinmonteerstuk 3.



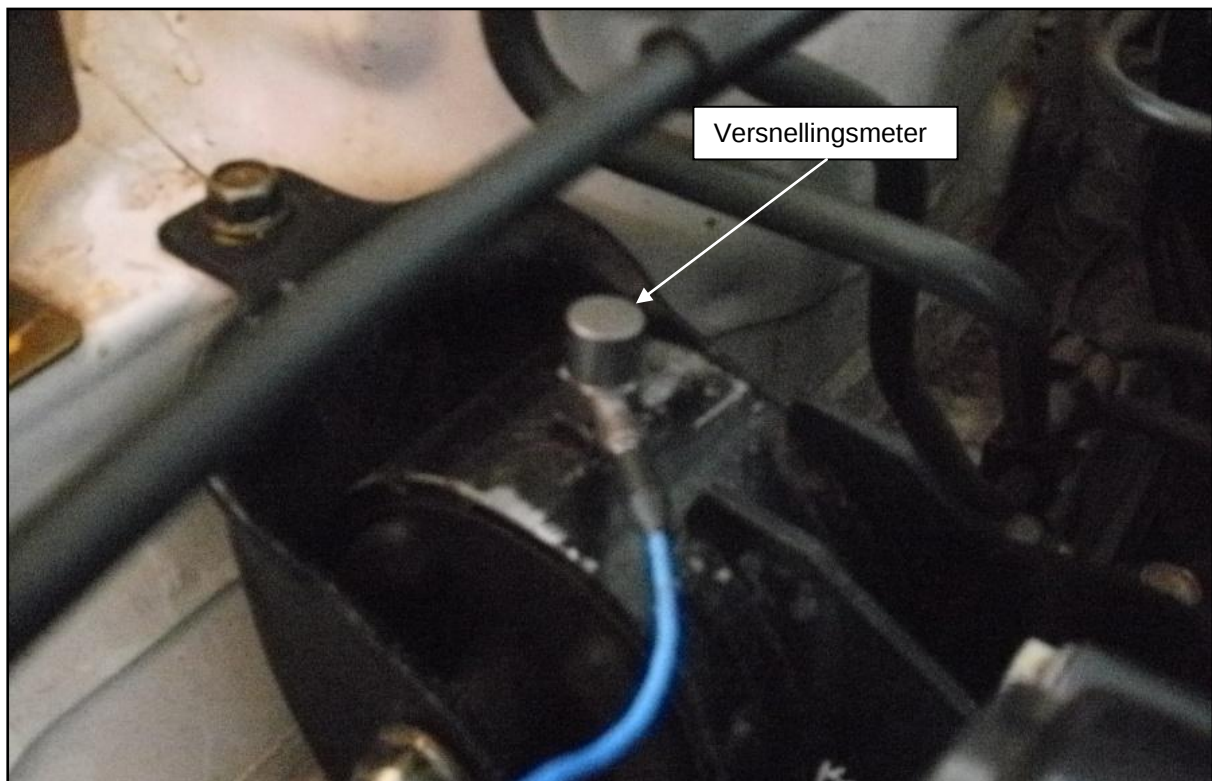
Figuur 4.11: Gemodifiseerde monteerstelsel.

Die natuurlike frekwensies van 10.25 Hz en 13.25 Hz stem goed ooreen met die voorspelde natuurlike frekwensies (paragraaf 2.7) en die natuurlike frekwensies waargeneem in die gemete seine in paragraaf 4.5.3 en Figuur 4.6.

4.6 VIBRASIE-ISOLASIE

4.6.1 Enjinresponsmetings

Respons is op elk van die drie enjinmonteerstukke gemeet. Daar is slegs in die vertikale rigting gemeet. Figuur 4.12 toon die posisie van die versnellingsmeter waar daar op posisie 2 gemeet is. Hierdie respons is gebruik om die dinamiese kragte wat na die voertuigstruktuur oorgedra is, te bepaal. Dit is gedoen vir die twee verskillende enjinmonteerstelsels onderskeidelik, en is ook met mekaar vergelyk.

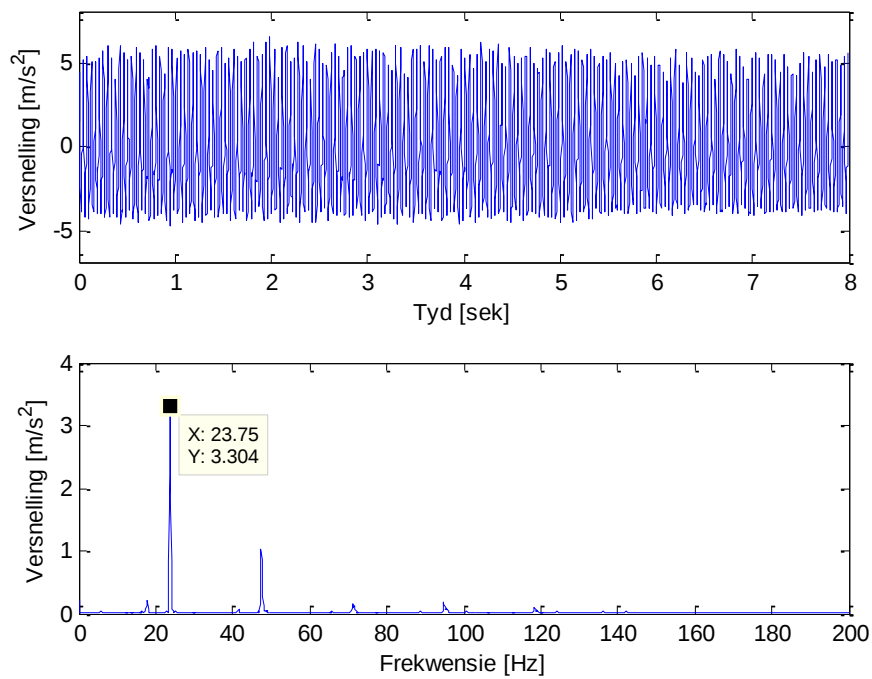


Figuur 4.12: Respons metings op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

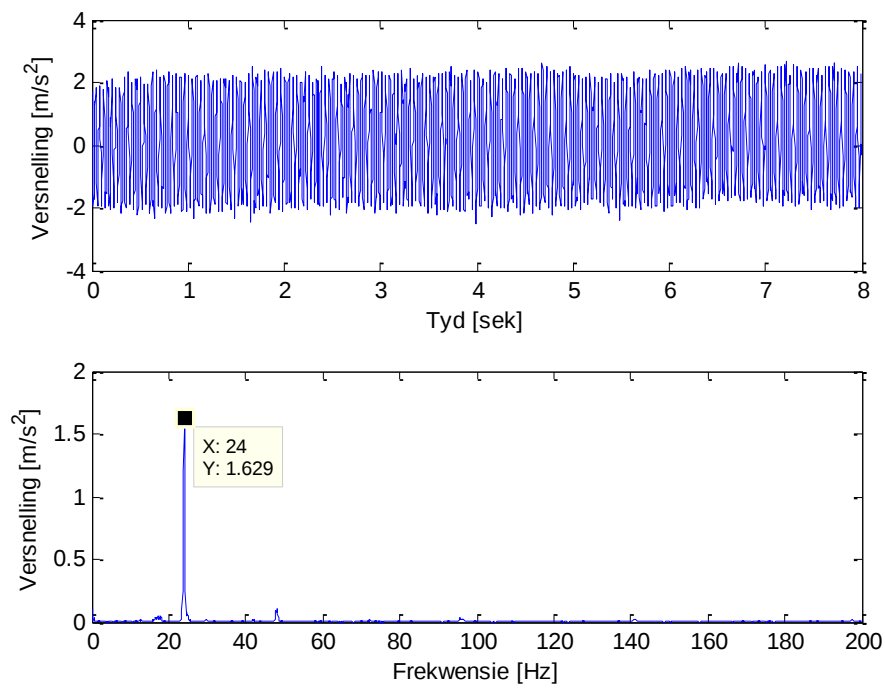
4.6.2 Standaardmonteerstelsel

Figuur 4.13 tot Figuur 4.21 toon die gemete respons vir die standaardmonteerstelsel vir die drie enjinloopspoed toestande.

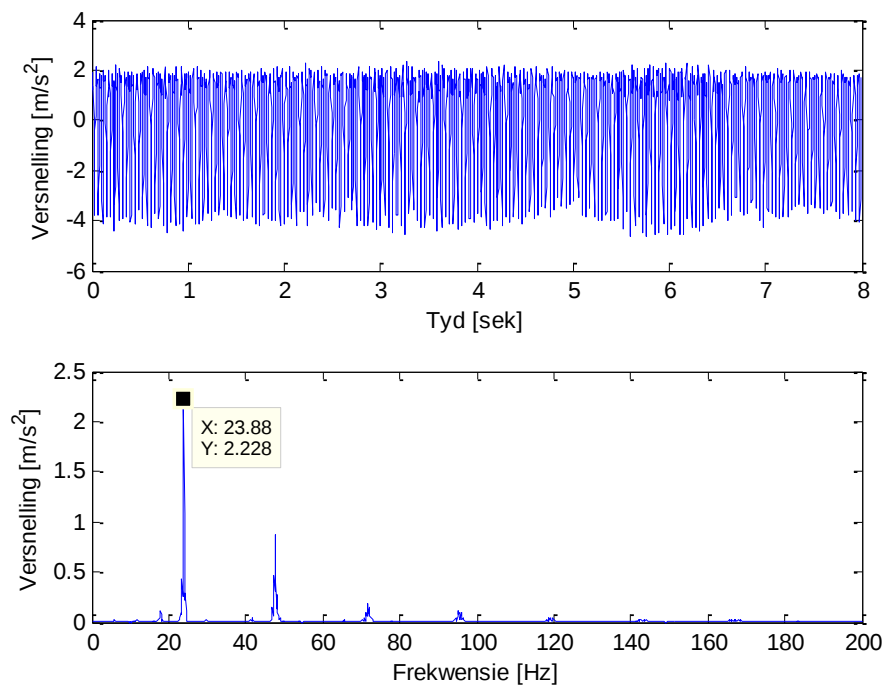
4.6.3 Enjinrespons teen luier spoed (711 opm)



Figuur 4.13: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.

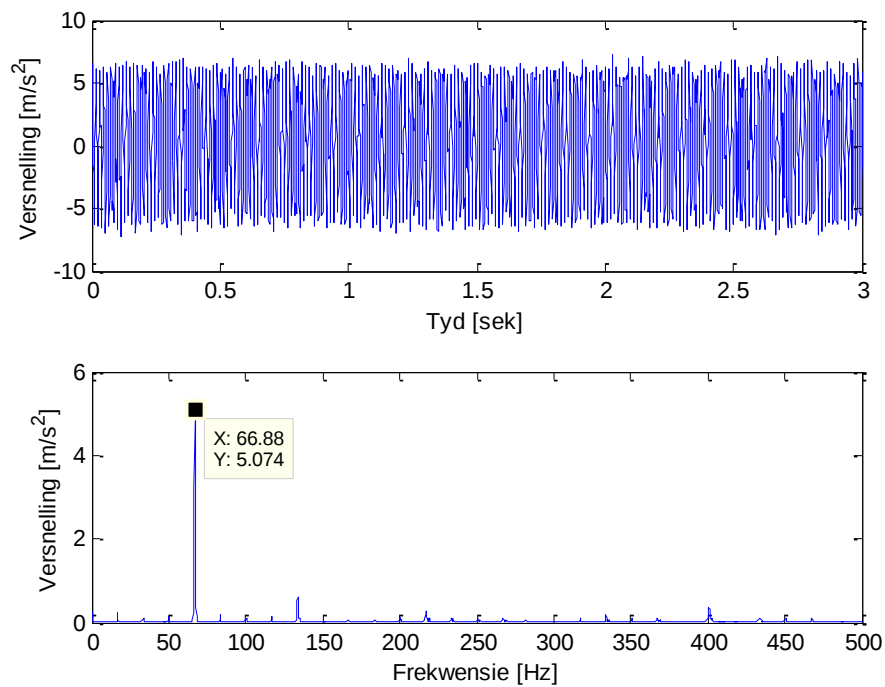


Figuur 4.14: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

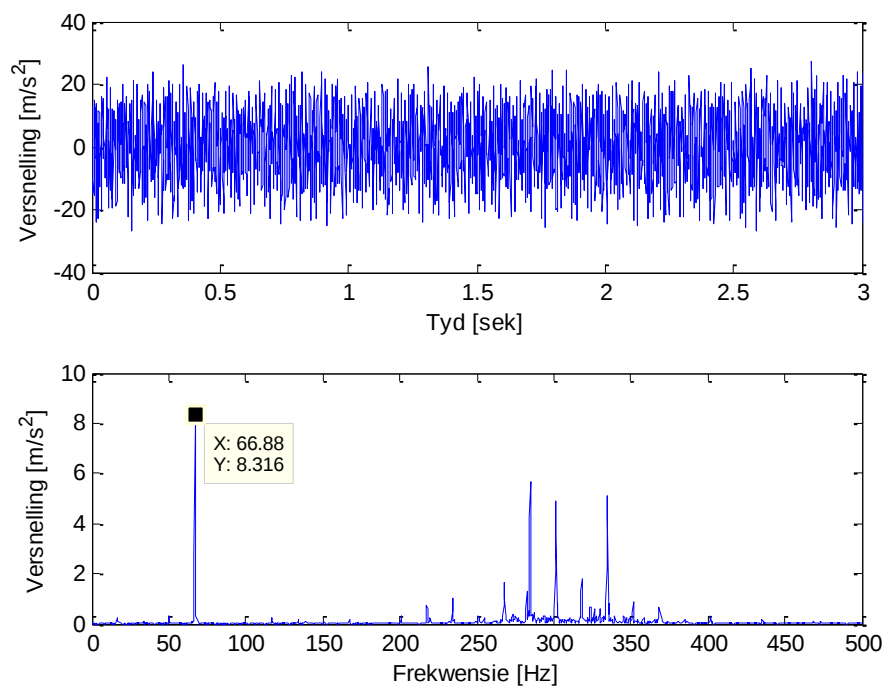


Figuur 4.15: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.

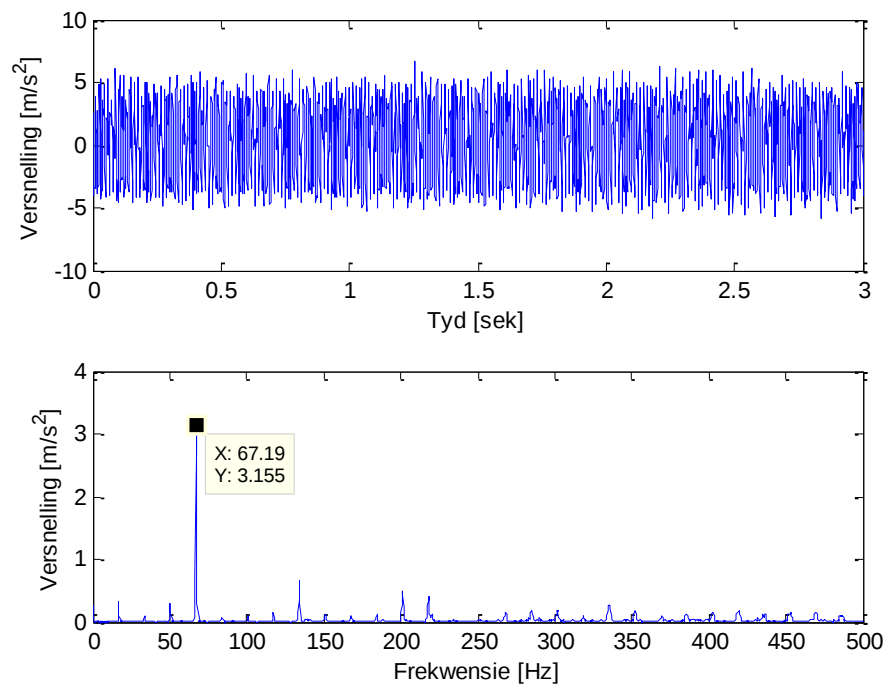
4.6.4 Enjinrespons teen 2000 opm



Figuur 4.16: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.

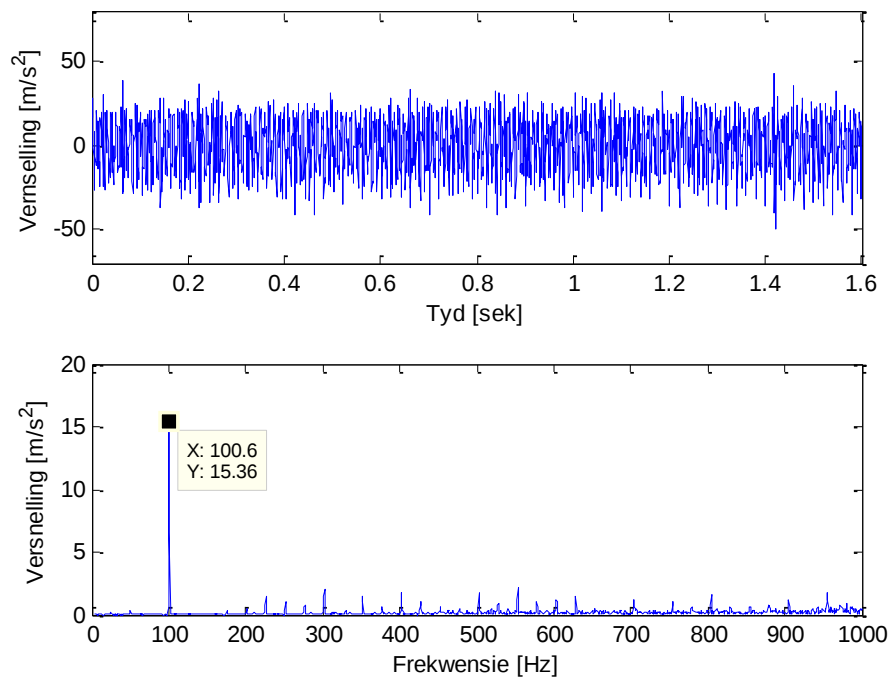


Figuur 4.17: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

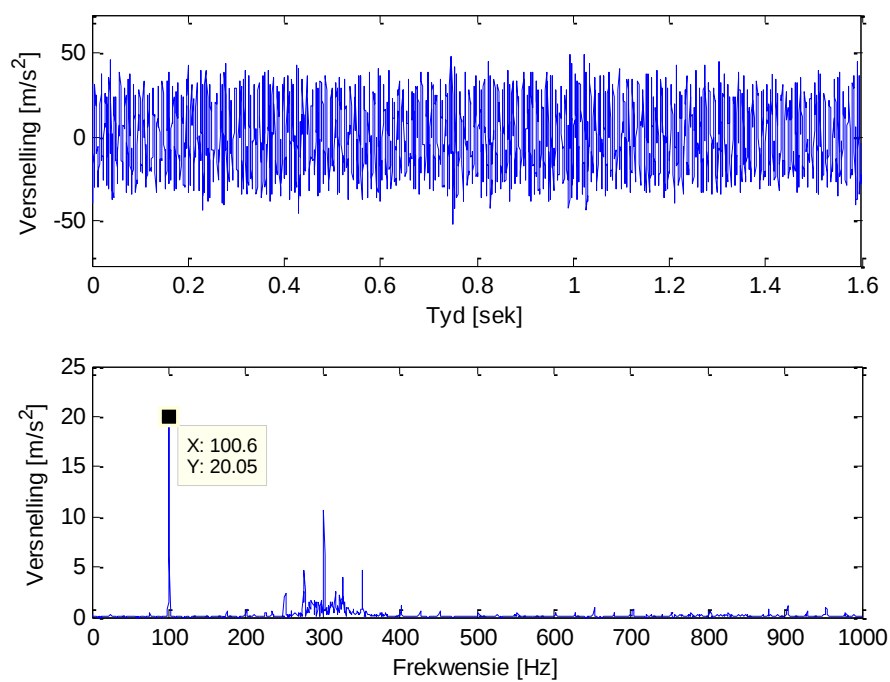


Figuur 4.18: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.

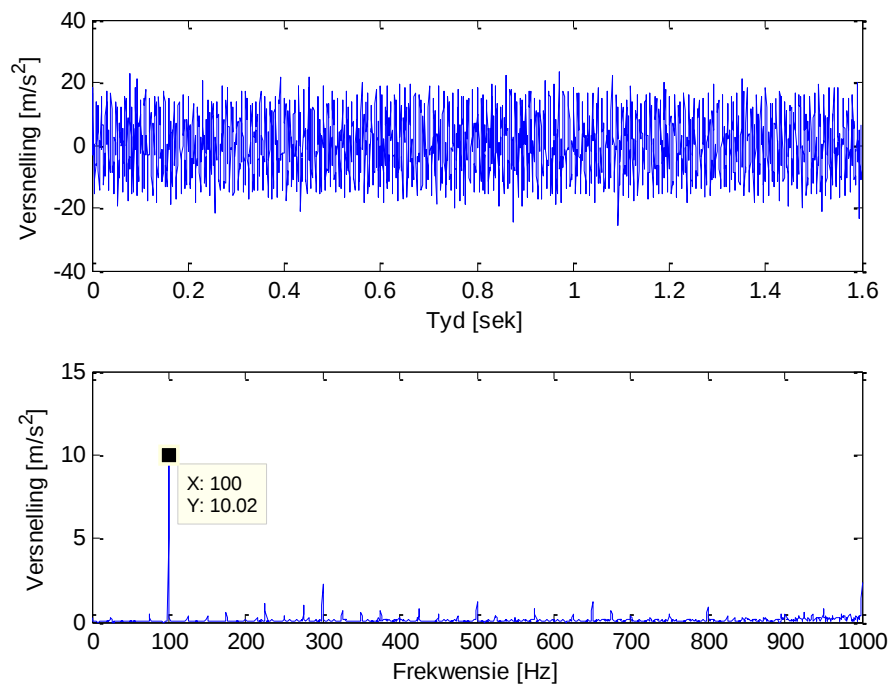
4.6.5 Enjinrespons teen 3000 opm



Figuur 4.19: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 1.



Figuur 4.20: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.



Figuur 4.21: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 3.

Figuur 4.13 tot Figuur 4.21 toon die responsmetings geneem op die standaardmonteerstelsel. Die verplasingsamplitudes is bereken en word getoon in Tabel 4.3.

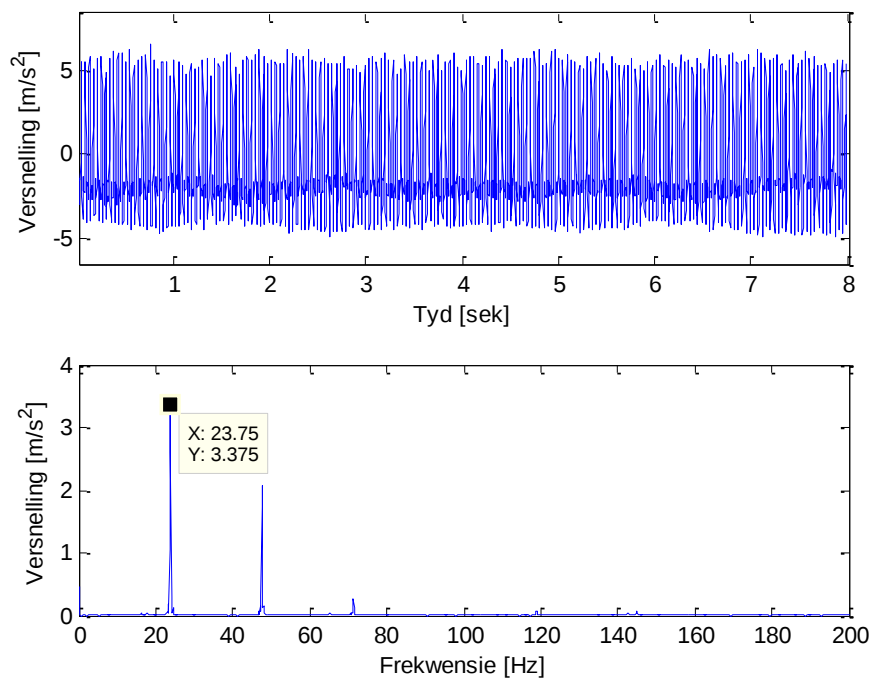
Tabel 4.3: Verplasingsamplitude van standaardmonteerstelsel.

Gemete verplasingsamplitude van standaardmonteerstelsel			
Frekwensie [Hz]	Posisie 1 [mm]	Posisie 2 [mm]	Posisie 3 [mm]
23.7	0.148	0.072	0.100
66.6	0.029	0.047	0.018
100	0.038	0.050	0.025

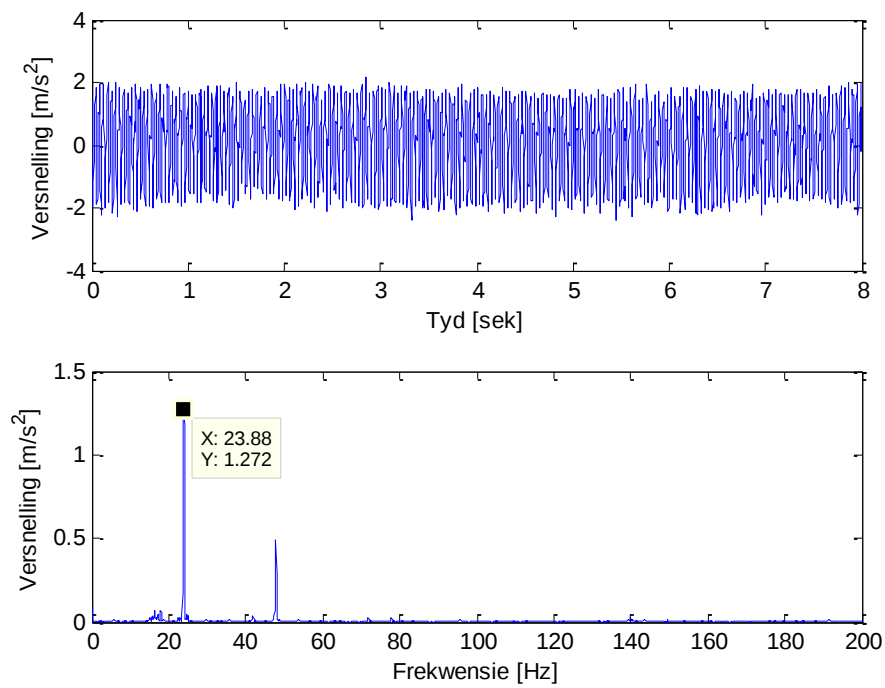
4.6.6 Gemodifiseerde monteerstelsel

Figuur 4.22 tot Figuur 4.30 toon die gemete respons vir die gemodifiseerde monteerstelsel vir die drie enjinloopspoed toestande.

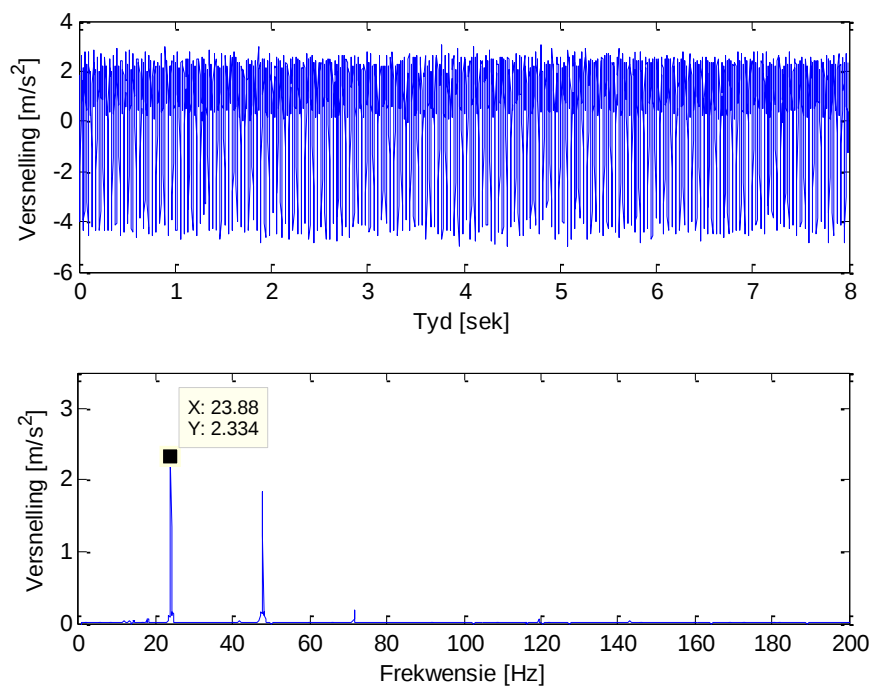
4.6.7 Enjinrespons teen luier spoed (711 opm)



Figuur 4.22: Respons op HEM by posisie 1.

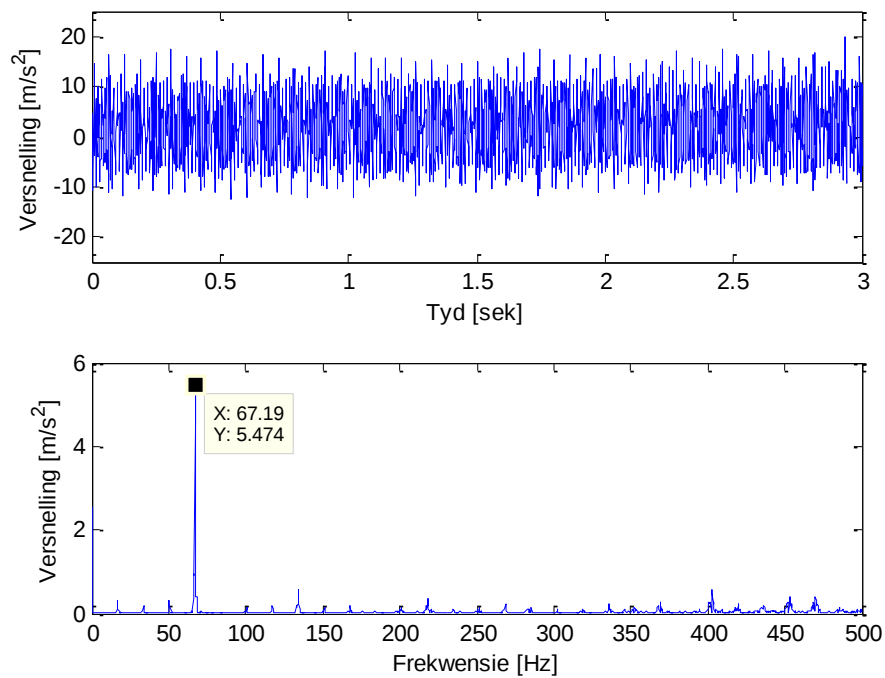


Figuur 4.23: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

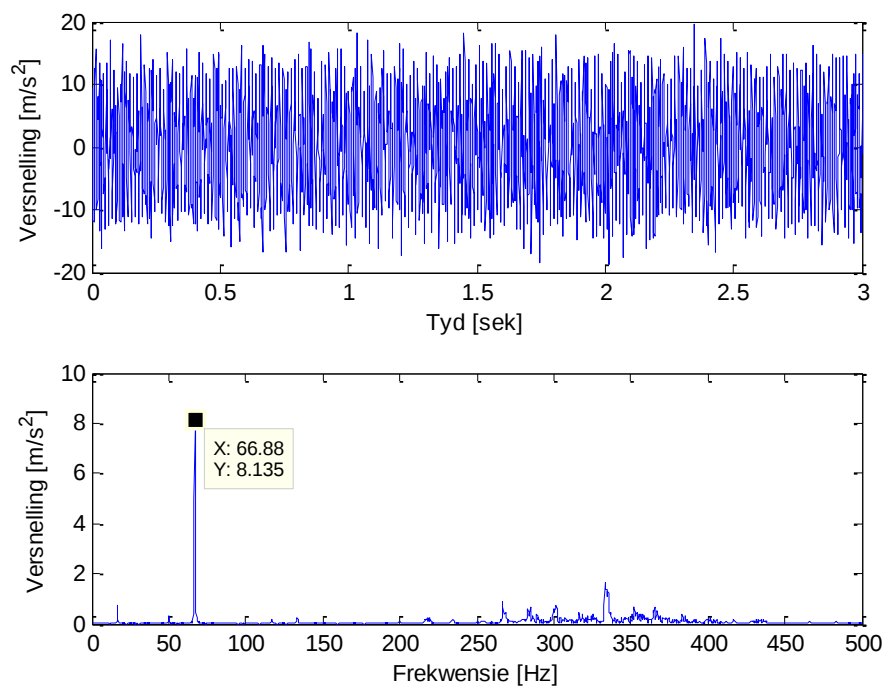


Figuur 4.24: Respons op HEM by posisie 3.

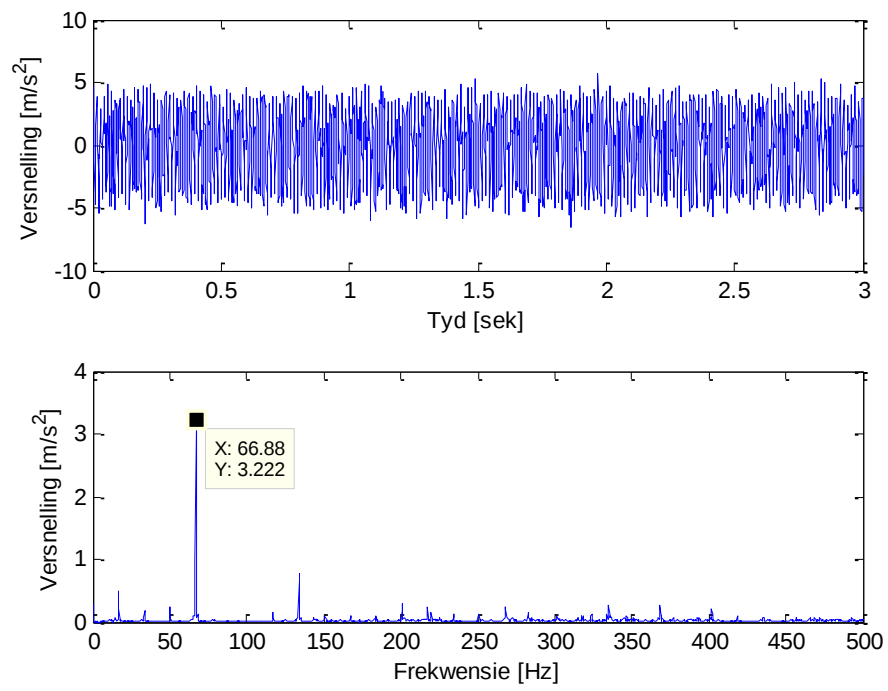
4.6.8 Enjinrespons teen 2000 opm



Figuur 4.25: Respons op HEM by posisie 1.

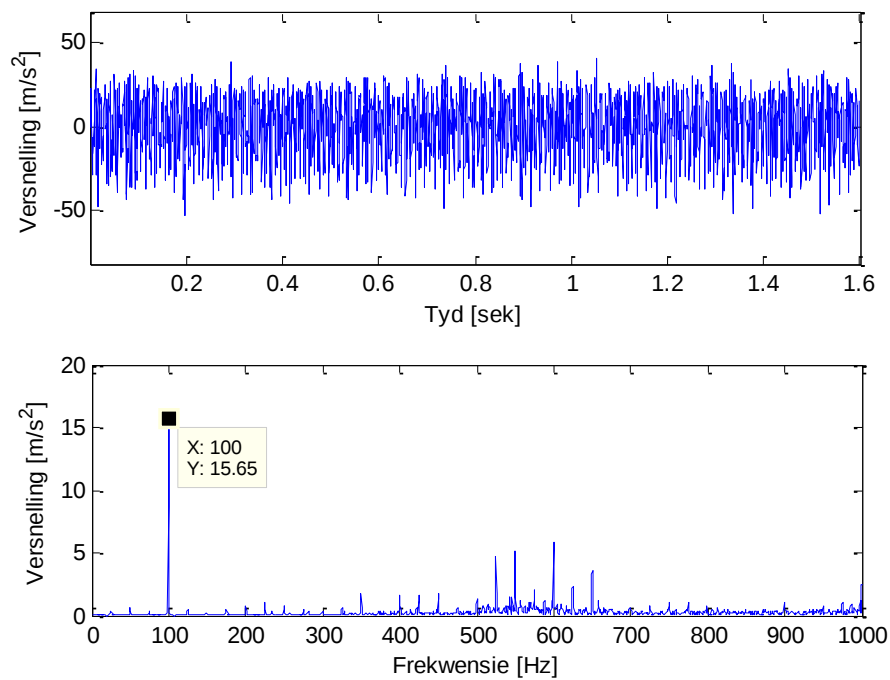


Figuur 4.26: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.

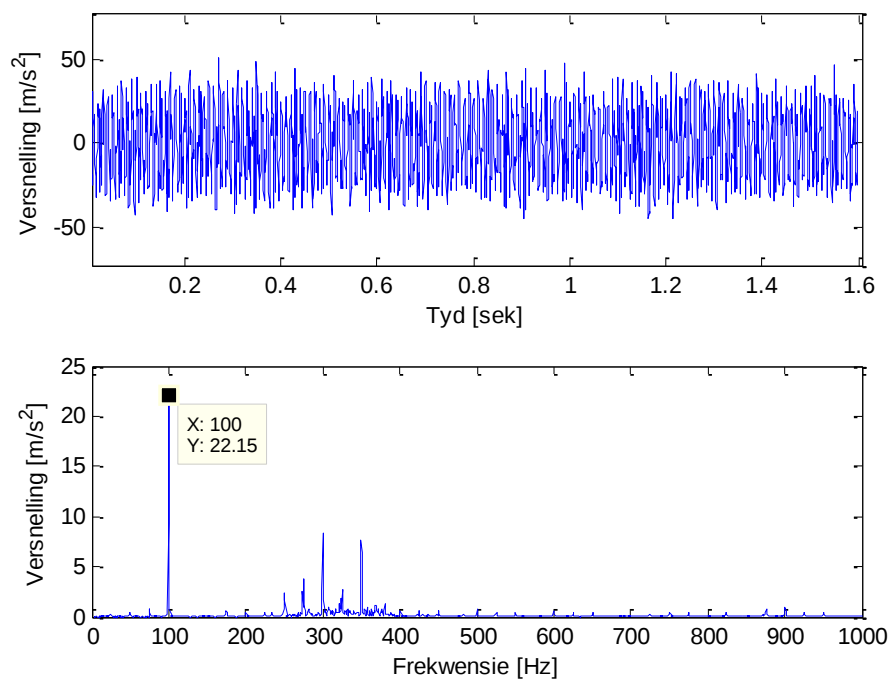


Figuur 4.27: Respons op HEM by posisie 3.

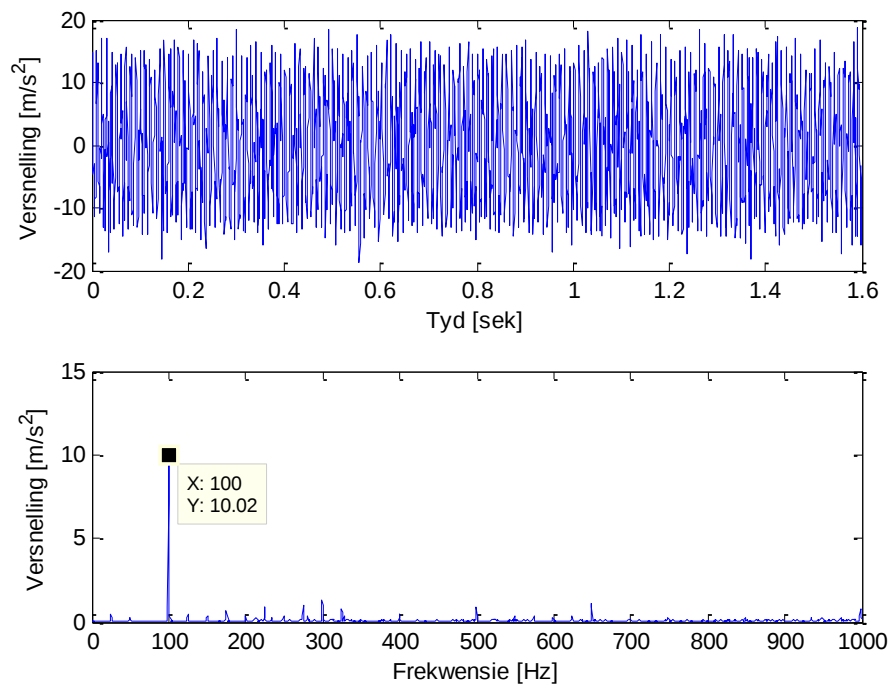
4.6.9 Enjinrespons teen 3000 opm



Figuur 4.28: Respons op HEM by posisie 1.



Figuur 4.29: Respons op rubberenjinmonteerstuk by posisie 2.



Figuur 4.30: Respons op HEM by posisie 3.

Figuur 4.22 tot Figuur 4.30 toon die responsmetings geneem op die gemodifiseerde monteerstelsel. Die verplasingamplitudes is bereken en word in Tabel 4.4 getoon.

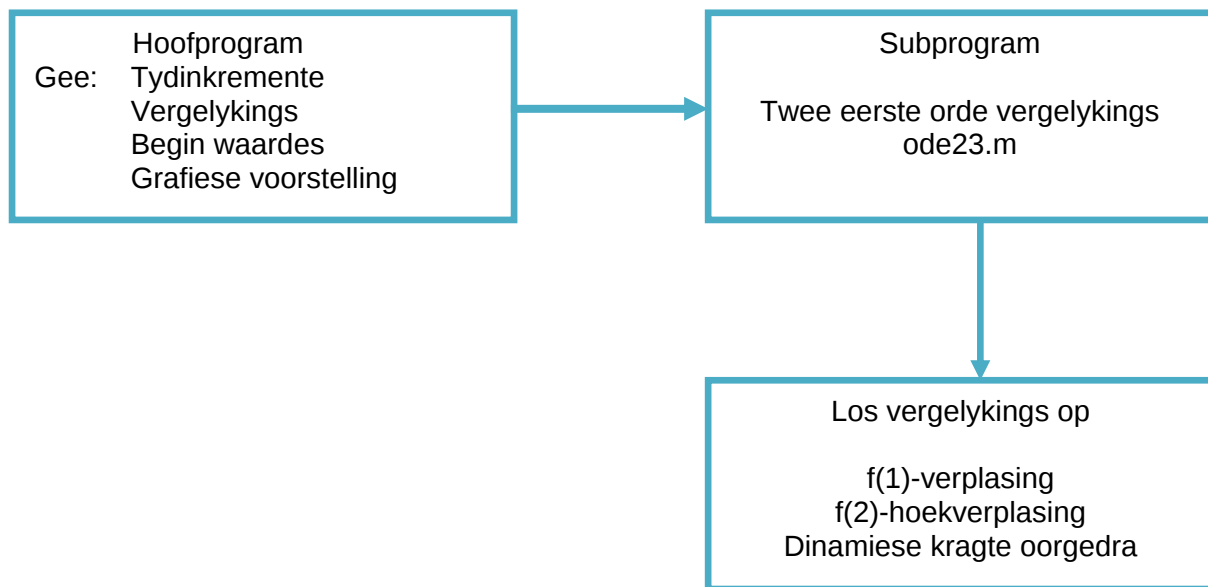
Tabel 4.4: Verplasingamplitude van gemodifiseerde monteerstelsel.

Gemete verplasingamplitude van gemodifiseerde monteerstelsel			
Frekwensie [Hz]	Posisie 1 [mm]	Posisie 2 [mm]	Posisie 3 [mm]
23.7	0.152	0.056	0.103
66.6	0.031	0.046	0.018
100	0.039	0.056	0.025

4.6.10 Runge-Kutta numeriese integrasie

Die Runge-Kutta is 'n numeriese integrasietegniek vir die oplos van differensiaalvergelykings. Met verwysing na Hoofstuk 2 paragraaf 2.5 (vergelyking (2.15) en (2.16)) is dit duidelik dat dit 'n tweede-orde differensiaalvergelyking is. Die numeriese integrasietegniek is gebruik om die vertikale en rotasie tydafhanklike beweging met sekere inset waardes te voorspel.

4.6.11 Vloeidiagram vir Runge-Kutta evaluering



4.6.12 Voorspelde en gemete verplasingsamplitude vir die gemodifiseerde monteerstelsel

Tabel 4.5 toon die voorspelde en gemete verplasingsamplitude vir die gemodifiseerde monteerstelsel. Die voorspelde verplasingsamplitude is bepaal met behulp van 'n rekenaarprogram in 'n Matlab-omgewing. Hierdie rekenaar program maak gebruik van 'n Runge-Kutta numeriese integrasie tegniek soos getoon in paragraaf 4.6.10.

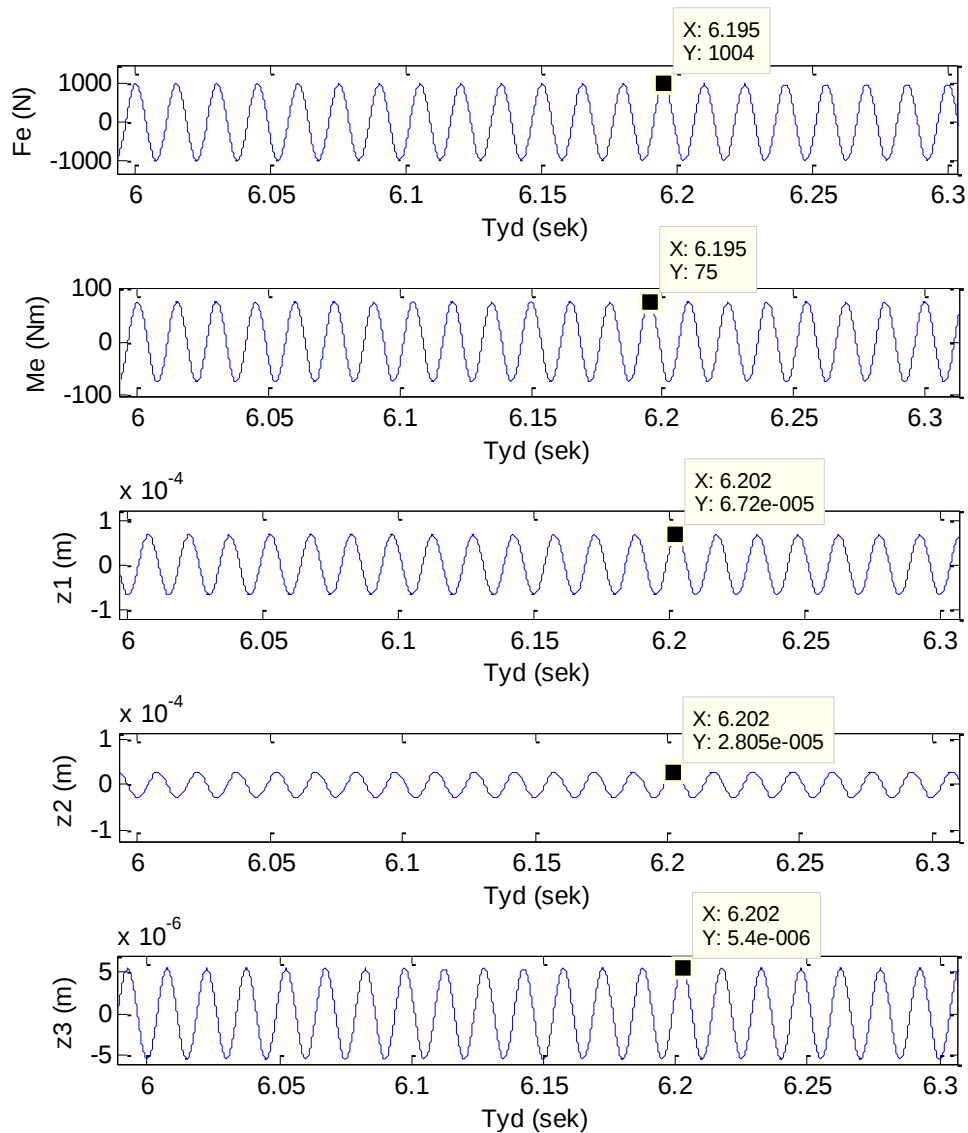
Tabel 4.5: Voorspelde verplasingsamplitude (Gemodifiseerde monteerstelsel).

Gemodifiseerde monteerstelsel				
Verplasings-amplitude	Frekwensie [Hz]	Posisie 1 [mm]	Posisie 2 [mm]	Posisie 3 [mm]
Voorspel	66.6	0.067	0.028	0.005
Gemeet	66.6	0.031	0.046	0.018

Die dinamiese kragte wat in die monteerstukke oorgedra word na die voertuig bakwerk is bereken. Dit is gedoen vir 'n enjinlooptoestand deur die voorspelde en gemete verplasingsamplitudes onderskeidelik te gebruik. Deur die ooreenstemmende dinamiese kragte oorgedra te vergelyk, is dit duidelik dat die voorspelde waarde ook 'n drastiese vermindering in dinamiese kragte oorgedra aantoon, soortgelyk aan die waarde waar die gemete data gebruik is. Meer inligting met betrekking tot hierdie dinamiese kragte is in paragraaf 4.6.13 beskryf.

Meer akkurate enjinverplasings sal verkry word indien die twee-vryheidsgraadstelsel uitgebrei word na 'n ses-vryheidsgraadstelsel. Dus kan die ander dinamiese fluktuierende momente ook in ag geneem word. 'n Soortgelyke studie toon 'n baie goeie passing tussen gemete en voorspelde verplasingsamplitudes. In hierdie studie is 'n ses-vryheidsgraadstelsel gebruik (Nel & Heyns, 1996).

Figuur 4.31 toon die vertikale skuttende krag en die fluktuierende moment asook die voorspelde respons tydgeskiedenis seine waaruit die verplasingsamplitude by elke monteerstuk vir die gemodifiseerde stelsel gesien kan word.



Figuur 4.31: Eksterne kragte en voorspelde verplasingsamplitude.

4.6.13 Dinamiese kragte na die voertuig oorgedra

Drie verskillende loopspoedtoestande is ondersoek, naamlik 711 opm (luier toestand), 2000 opm en 3000 opm. In die vibrasiemetings wat by hierdie spoedtoestande geneem is (sien Figuur 4.13 tot Figuur 4.21 vir standaardmonteerstelsel en Figuur 4.22 tot Figuur 4.30 vir gemodifiseerde monteerstelsel), kan duidelik waargeneem word dat die dominante amplitudes twee keer die enjinloopspoed is. Die rede hiervoor is dat sekondêre kragte en momente hierdie dominante amplitudes veroorsaak vir hierdie bepaalde enjin (sien ook wiskundige model in Hoofstuk 2). Die gemete versnelling is oorgeskakel na verplasing soos getoon in Tabel 4.6 en Tabel 4.7. Die standaardmonteerstelsel bestaan uit drie rubberenjinmonteerstukke, en die gemodifiseerde monteerstelsel bestaan uit twee hidrouliese enjinmonteerstukke en 'n rubberenjinmonteerstuk. Al hierdie enjinmonteerstukke se dinamiese eienskappe is in Hoofstuk 3 bepaal.

Om die dinamiese kragte wat oorgedra is na die voertuigstruktuur te bereken, is die naaste styfheidskoëffisiënt k en dempingskoëffisiënt c , wat bepaal is in Hoofstuk 3 gekies vir dié spesifieke monteerstuk wat soortgelyke frekwensie- en amplitude-opwekking ervaar in die toetsvoertuig. Deur vergelyking (2.23) te gebruik, is die totale dinamiese kragte oorgedra na die struktuur vir beide monteerstelsels onderskeidelik bepaal (sien ook Tabel 4.6 en Tabel 4.7). Die gemete verplasingsamplitudes by tweede-orde frekwensie word getoon in paragraaf 4.6.2 en 4.6.6, waar die frekwensiedomein seine gebruik is om die gemete verplasingsamplitudes te bepaal. Die totale dinamiese krag oorgedra by elke enjinloopspoed toestand is getoon in Tabel 4.6 en Tabel 4.7 vir die standaard- en gemodifiseerde monteerstelsel onderskeidelik.

Deur die ooreenstemmende kragte oorgedra vir die twee monteerstelsels te vergelyk, is dit duidelik dat dinamiese kragte oorgedra na die voertuigbakwerk aansienlik minder is vir die gemodifiseerde stelsel. By luitoestand (711 opm) is die dinamiese kragte oorgedra na die struktuur 81.6% minder. By 2000 opm is die vermindering 80% en by 3000 opm is dit 83% onderskeidelik.

4.6.14 Standaardmonteerstelsel

Tabel 4.6: Dinamiese kragte oorgedra (Standaardmonteerstelsel).

Dinamiese kragte oorgedra deur standaardmonteerstelsel									
Monteerstuk	Frekwensie [Hz]	Styfheids koëffisiënt k [N/mm]	Dempings verhouding ζ	Dempings koëffisiënt c [Ns/m]	Gemete verplasings amplitude x [mm]	Krag amplitude kx [N]	Krag amplitude $c\omega x$ [N]	Resultante krag amplitude $\sqrt{(kx)^2 + (c\omega x)^2}$ [N]	Totale dinamiese krag oorgedra [N]
1	23.7	274.27	0.034	283.72	0.148	40.59	1.00	41.59	111.47
2	23.7	338.14	0.031	310.42	0.072	24.35	0.53	24.88	
3	23.7	448.99	0.004	47.61	0.100	44.90	0.11	45.01	
1	66.6	845.54	0.060	888.95	0.029	24.52	1.72	26.24	60.80
2	66.6	530.98	0.023	278.05	0.047	24.96	0.87	25.83	
3	66.6	475.42	0.014	148.15	0.018	8.56	0.18	8.74	
1	100	916.76	0.062	957.68	0.038	34.84	3.64	38.48	77.63
2	100	530.98	0.023	287.05	0.050	26.55	1.39	27.94	
3	100	441.01	0.007	73.82	0.025	11.03	0.18	11.21	

4.6.15 Gemodifiseerde monteerstelsel

Tabel 4.7: Dinamiese kragte oorgedra (Gemodifiseerde monteerstelsel).

Dinamiese kragte oorgedra deur gemodifiseerde monteerstelsel									
Monteerstuk	Frekwensie [Hz]	Styfheids koëffisiënt k [N/mm]	Dempings verhouding ζ	Dempings koëffisiënt c [Ns/m]	Gemete verplasings amplitude X [mm]	Krag amplitude kX [N]	Krag amplitude $c\omega X$ [N]	Resultante krag amplitude $\sqrt{(kX)^2 + (c\omega X)^2}$ [N]	Totale dinamiese krag oorgedra [N]
1	23.7	150.72	0.022	129.23	0.152	22.91	0.47	23.37	61.36
2	23.7	388.14	0.031	310.42	0.056	21.74	0.41	22.15	
3	23.7	150.72	0.022	129.23	0.103	15.52	0.32	15.84	
1	66.6	168.21	0.013	77.32	0.031	5.21	0.16	5.37	33.77
2	66.6	530.98	0.023	278.05	0.046	24.43	0.85	25.28	
3	66.6	168.21	0.013	77.32	0.018	3.03	0.09	3.12	
1	100	151.16	0.009	51.89	0.039	5.90	0.20	6.10	42.42
2	100	530.98	0.023	278.05	0.056	29.73	1.56	31.29	
3	100	197.54	0.005	36.36	0.025	4.94	0.09	5.03	

4.6.16 Dinamiese kragte oorgedra deur die wielinsetrespons vir padtoetse

Tabel 4.8 toon die dinamiese kragte oorgedra deur die wielinsetpadtoetse vir beide monterstelsels deur enjinmonteerstuk 3. Die dinamiese kragte is bereken met behulp van vergelyking (2.23), maar in hierdie geval is dit slegs van toepassing op enjinmonteertuk 3.

Tabel 4.8: Dinamiese kragte oorgedra deur enjinmonteerstuk 3 deur die wielinsetkragte by padtoetse.

	Standaard-monteerstelsel	Gemodifiseerde monterstelsel
Frekwensie f [Hz]	12	10.25
Versnellingsamplitude $\ddot{X}$ [m/s ²]	0.96	0.64
Verplasingsamplitude X [mm]	0.16	0.15
Styfheidskoeffisiënt k [N/mm]	421.99	82.66
Dempingsverhouding ζ	0.041	0.28
Kritiese dempingskoeffisiënt C_c [Ns/m]	9765.80	4322.40
Dempingskoeffisiënt c [Ns/m]	400.73	1199.95
Kragamplitude kX [N]	71.18	12.79
Kragamplitude $c\omega^2$ [N]	5.09	11.96
Dinamiese krag oorgedra $\sqrt{(kX)^2 + (c\omega X)^2}$ [N]	71.37	17.51

Die styfheidskoeffisiënt k en dempingskoeffisiënt c is só gekies om die dinamiese karakteristieke vir beide monterstelsels te verteenwoordig wat enjinmonteerstuk 3 het. Beide Figuur 4.10 en Figuur 4.11 se frekwensiedomein seine is gebruik om die kragte te bepaal wat oorgedra is van die enjin na die bakwerk. Die dinamiese kragte wat oorgedra is, het drasties verminder van 71.37 N tot 17.51 N, en toon dus 'n afname van 407 %.

Die hidrouliese enjinmonteerstukke wat ontwerp is uit standaardkomponente, het daarin geslaag om die dinamiese kragte wat oorgedra is, drasties te verminder vir die drie loopspoedtoestande sowel as vir die wielinsetpadtoetse. Die groot hoeveelheid damping van die HEM het 'n enorme bydrae gelewer om ook die enjin se beweging in te perk tydens groot padinsetkragte.

4.7 KLANKVOLUME BINNE DIE TOETSVOERTUIG SE KAJUIT



Figuur 4.32: Klankmeetinstrument.

Klankmetings binne die voertuig is ook geneem by drie verskillende enjinloopspoed toestande terwyl die voertuig stilgestaan het, sowel as op 'n teerpad en 'n grondpad gery het. Die klankmeetinstrument is 'n gekalibreerde Quest Technologies Model 1900, soos getoon in Figuur 4.32. Dit is gedoen vir die standaardmonteerstelsel sowel as die gemodifiseerde monteerstelsel. 'n Vermindering in klankvlakke is gemeet deur die standaardmonteerstelsel met die gemodifiseerde monteerstelsel te vergelyk, soos getoon in Tabel 4.9.

Tabel 4.9: Klankvolume binne die voertuigkajuit.

	Standaardmonteerstelsel	Gemodifiseerde monteerstelsel
	dB	dB
711 opm	46.1	45.1
2000 opm	62.2	56.8
3000 opm	65.3	60.6
Teerpad	80	72.7
Grondpad	85	75.2

5 Gevolgtrekkings

'n Hidrouliese enjinmonteerstuk is in hierdie studie suksesvol ontwerp, gebou en die dinamiese eienskappe breedvoerig eksperimenteel by verskillende frekwensies en amplitudes ondersoek. Vir die doel van eksperimentele karakterisering is 'n wiskundige model ontwikkel en geïmplimenteer in 'n rekenaarprogram in 'n Matlab-omgewing. 'n Elektrodinamiese skudapparaat is gebruik in 'n eksperimentele toetsopstelling waar 'n rigiede massa bo-op die HEM geplaas is. Die vibrasierespons is gemeet op die basisplaat waarop die HEM vasgemaak is, en ook op die rigiede massa bo-op die HEM in die vertikale rigting. Dit is gedoen vir 'n reeks verskillende geforseerde frekwensies (6 ~ 195 Hz) en ook verskillende verplasingsamplitudes (0.01 ~ 3 mm). Die gemete data is gebruik om die dinamiese styfheid en damping karakteristieke van die HEM te bepaal deur van hierdie rekenaarprogram gebruik te maak. Die frekwensie- en amplitude-afhanklikheid van die dinamiese styfheid en damping verhouding is ook ondersoek. Geraas wat in sekere tydseine voorgekom het, is suksesvol uitgefilter met behulp van 'n spesiale rekenaarprogram (Matlab-omgewing) wat in hierdie studie ontwikkel is. Daar is bevind dat die dinamiese styfheid en dempingsverhouding waardes afhanklik is van die frekwensie- en amplitude-opwekking. Hierdie HEM verskaf 'n groot dempingsverhouding by resonansie (6.75 Hz) met relatiewe lae styfheid, terwyl hierdie dinamiese styfheid vergroot het tot 'n maksimum van 175 Hz in die hoër frekwensiegebied. Klein variërende waardes vir dempingsverhouding is verkry vir die hoër frekwensiegebied. Die HEM sonder vloeier se dinamiese eienskappe is ook ondersoek, en verskil van die vloeiergevulde HEM.

Die drie rubberenjinmonteerstukke van die standaardenjinmonteerstelsel se dinamiese styfheid en damping karakteristieke is ook bepaal by verskillende frekwensies en amplitudes.

'n Wiskundige twee-vryheidgraadstelsel is ontwikkel vir die enjin as 'n star massa wat ondersteun word deur drie elastiese monteerstukke by sekere monteerposisies. Hierdie wiskundige model is geïmplementeër in 'n rekenaarprogram (Matlab-omgewing). Met behulp van hierdie program is die stelsel se natuurlike frekwensies

vir vertikale- sowel as rotasiemode voorspel. Hierdie program is ook ontwikkel om enjinresons, asook dinamiese kragte by die drie monteerstukke, vir verskillende krukas rotasiespoedtoestande te bepaal. Hiervoor is die vertikale onbalanskrag en fluktuierende montent om die x -as ook in ag geneem.

Die enjin wat in hierdie studie gebruik is, se massa en traagheidsmoment om die x -as is bepaal. Die posisie van die massamiddelpunt en die koördinate van die enjinmonteerstukke is ook bepaal. Die twee natuurlike frekwensies vir die standaardmonteerstelsel (drie rubberenjinmonteerstukke) is teoreties voorspel en vergelyk met die gemete natuurlike frekwensiewaardes. Dit stem goed ooreen, en die grootste afwyking is minder as 11.6%. Soortgelyk is die twee natuurlike frekwensies vir die gemodifiseerde monteerstelsel (twee hidrouliese enjinmonteerstukke en 'n rubberenjinmonteerstuk) ook teoreties ondersoek. Dit stem ook besonder goed ooreen met die ooreenstemmende gemete natuurlike frekwensiewaardes, en toon die grootste afwyking minder as 10%.

As kriteria vir die vibrasie-isolasie, is die dinamiese kragte in die monteerstukke wat oorgedra word na die voertuig se bakwerk bereken. Dit is gedoen vir drie operasionele enjinloopspoedtoestande vir die standaardmonteerstelsel sowel as die gemodifiseerde monteerstelsel. Die gemete versnellingsrespons op elke monteerstuk is gebruik om die verplasingsamplitude by tweede orde enjinloopspoed te bereken. Dit is gedoen vir elk van hierdie twee monteerstelsels onderskeidelik. Deur die ooreenstemmende gekarakteriseerde dinamiese styfheid en dempingskoëffisient waarde vir elke monteerstuk te gebruik saam met hierdie gemete verplasingsamplitude, is die dinamiese kragte bepaal. Deur die ooreenstemmende kragte van hierdie twee monteerstelsels wat oorgedra is te vergelyk, is dit duidelik dat totale dinamiese kragte oorgedra na die voertuig se bakwerk aansienlik minder is vir die gemodifiseerde stelsel. By luier toestand (711 opm) is die dinamiese kragte oorgedra na die voertuig struktuur met 81.6% verminder. By 2000 opm is die dinamiese kragte vermindering 80%, en by 3000 opm is dit 83%.

Die dinamiese kragte wat oorgedra is deur die wielinsetpadtoetse, is bepaal vir die standaardmonteerstelsel en die gemodifiseerde monteerstelsel. Die dinamiese

kragte wat oorgedra is deur enjinmonteertuk 3, is bereken, en vergelyk vir die twee monteerstelsels onderskeidelik. Die styfheidskoëffisiënt k en dempingskoëffisiënt c is só gekies om die dinamiese karakteristieke te verteenwoordig wat enjinmonteerstuk 3 oor beskik vir beide hierdie monteerstelsels. Die dinamiese kragte oorgedra by die bepaalde vertikalemode frekwensie het verminder van 71.37 N tot 17.51 N, en toon dus 'n afname van 407%. Onder hierdie wielinsettoestande toon die HEM die grootste voordeel bo 'n rubberenjinmonteerstuk omdat dit oor aansienlik meer demping beskik by resonansie, en die enjin beweging inkort en die dinamiese krag wat oorgedra word verminder.

Die kragtefunksie wat beskryf word deur vergelyking (2.23) is effektief as kriteria vir vibrasie-isolasie. Met tweede-orde enjinloopspoed wat ooreenstem met enige een van die twee natuurlike frekwensies van die enjinmonteerstelsel, is hierdie kragtefunksie se waarde baie groot vir die resonansietoestand. Dit beteken dat hierdie kragtefunksie effektief is om die resonansietoestand uit te wys.

Die enjinmonteerstukke moet ook die statiese gewig van die enjin kan ondersteun, met aanvaarbare toelaatbare relatiewe monteerstukverplasing. Die enjin se beweging moet ook beperk word deurdat toelaatbare dinamiese verplasing nie oorskrei mag word nie (Nel & Heyns, 1996). Beide aanvaarbare statiese en dinamiese verplasing by verskillende enjinloopspoedtoestande en padinsette is bepaal, en gevolglik sal die monteerstukke nie skeur nie.

Klankmetings binne die voertuig is ook geneem by drie verskillende enjinloopspoed toestande, terwyl die voertuig stilgestaan het, sowel as op 'n teerpad en grondpad. Dit is gedoen vir die standaardmonteerstelsel sowel as die gemodifiseerde monteerstelsel. 'n Afname in klank is deurgaans verkry, en 7.3 dB en 10.2 dB vermindering in klankvlakke is gemeet deur die standaardmonteerstelsel met die gemodifiseerde monteerstelsel te vergelyk. 'n Afname van 10% op die teerpad en 13% op die grondpad is verkry. Die verskil tussen 85 dB en 75 dB is gelykstaande aan die verskil tussen die klankvolume van 'n haardroër en 'n besige kantoor omgewing (Sengpielaudio, 2011).

Die twee-vryheidsgraadstelsel wat in die studie ontwikkel is, behoort uitgebrei te word na 'n ses-vryheidsgraadstelsel in toekomstige werk, sodat meer akkurate enjinverplasings by die monteerstelsel verkry kan word. Die voordeel is dan dat ander dinamiese fluktuierende momente ook in ag geneem kan word vir 'n meer akkurate simulاسie.

Die hidrouliese enjinmonteerstuk beginsel kan nog moontlike voordelige vibrاسie-isolasie bied met aanvaarbare star liggaamsmassa beweging vir toepassings by

- Kajuite van stropers, laaigrawe en trekkers.
- Sitplekke by vliegtuie.
- Yskasmotors.

Vir toekomstige navorsing kan die vloeiertipe en die vloeier se viskositeit, asook die invloed van die traagheidsweg se lengte en dwars deursnitarea verder ondersoek word.

VERWYSINGS

- BARAK, P. 1991. Magic numbers in design of suspension for passenger cars. *SAE international*, 100:53-86.
- COLGATE, J. E., CHANG, C. T., CHIOU, Y. C., LIU, W. K. & KEER, L. M. 1995. Modelling of a hydraulic engine mount focusing on response to sinusoidal and composite excitations. *Journal of sound and vibration*, 3(184):503-528.
- DEMIC, M. 1990. A contribution to the optimization of the characteristics of elastodamping elements of passenger cars. *Vehicle system dynamics*, 19:3-18.
- FAN, R. & LU, Z. 2007. Fixed points on the nonlinear dynamic properties of hydraulic engine mounts and parameter identification method: Experiment and theory. *Journal of sound and vibration*, 305(2007):703-727.
- FITZSIMONS, P. M. & PALAZZOLO, J. J. 1996. Part 1: Modeling of a one-degree-of-freedom active hydraulic mount. *Journal of dynamic systems*, 118:439-442.
- GAU, S. J. & COTTON, J. D. 1995. Experimental study and modeling of hydraulic mount and engine system. *SAE international*, SAE paper 951348:927-938.
- GRIFFIN, M. J. 1981. Biodynamic response to whole-body vibration. *The shock and vibration digest*, 3:13.
- GRIFFIN, M. J. 2004. In: *Handbook of human vibrations*, Elsevier Academic Press. 988 p.
- HOLT, J. G., RAO, J. R., BLOUGH, J. B. & GRUENBERG, S. B. 2007. Time history-based excitation in the dynamic characterization of automotive elastomers. *Journal of automobile engineering*, 221(3):271-284.
- HWANG, C. H., LEE, B. H. & JUNG, P. K. 2009. Reduction of interior booming noise for a small diesel engine vehicle without balance shaft module. *SAE international*, SAE paper 2009-01-2121:1-7.
- ISHIHAMA, M., SETO, K., NAGAMATSU, A. & DOI, K. 1995. Control of engine roll and bounce vibrations using hydraulic mounts. *JSME international journal*, 38(1):29-35.
- KADOMATSU, K. 1989. Hydraulic engine mount for shock isolation at acceleration on the FWD cars. *SAE international*, SAE paper 891138:123-129.
- KIM, M. G., HYUN, C. H. & JEONG, H. L. 1994. The effects of vehicle velocity and engine mount stiffness on ride comfort. *SAE international*, SAE paper 941045:129-135.
- KIM, G. & SINGH, R. 1992. Resonance, isolation and shock control characteristics of automotive nonlinear hydraulic engine mounts. *ASME*, 44:165-180.
- KIM, G. & SINGH, R. 1993. A study of passive and adaptive hydraulic engine mount systems with emphasis on non-linear characteristics. *Journal of sound and vibration*, 179(3):427-453.
- KIM, G. & SINGH, R. 1993. Engine vibration control using passive, active, and adaptive hydraulic mount systems. *SAE international*, SAE paper 932897:1-9.

- KIM, G. & SINGH, R. 1993. Nonlinear analysis of automotive hydraulic engine mount. *Journal of dynamic systems*, 115:482-487.
- LEE, P., VOGT, J. & HAN, S. 2009. Application of hydraulic body mounts to reduce the freeway hop shake of pickup trucks. *SAE international*, Paper number 2009-01-2126:1-5.
- MALLIK, A. K., KHER, V., PURI, M. & HATWAI, H. 1997. On modeling of non-linear elastomeric vibrations isolators. *Journal of sound and vibrations*, 219(2):239-253.
- MORISHITA, S. 1993. ER fluid engine mounts. *Automotive engineering*, Circle 130:52-55.
- MULLER, M. & SIEBLER, T. W. 1994. Methods for the reduction of noise and vibration in vehicles using as appropriate engine system. *SAE international*, SAE paper 942414:1-10.
- NAKAHARA, K., NAKAGAWA, N. & OHTA, K. 2008. Dynamic characteristics of simple cylindrical hydraulic engine mount utilizing air compressibility. *Journal of system design and dynamics*, 2(5):1118-1136.
- NAWAYSEH, N. & GRIFFIN, M. J. 2004. Tri-axial forces at the seat and backrest during whole-body vertical vibration. *Journal of sound and vibration*, 277:309-326.
- NEL, C. B. 2000. Optimisation of engine mount systems at front-wheel-drive vehicles for multiple operational conditions. *ISMA25* September.
- NEL, C. B. & HEYNS, P. S. 1995. An optimisation approach to mounting characterisation. *Proceedings of noise and vibration* November.
- NEL, C. B. & HEYNS, P. S. 1996. Experimental verification of an optimisation program for a front wheel drive engine mount system. *Noise and vibration engineering*, 21(1):1447-1457.
- NEL, C. B. & STEYN, A. J. 2010. Characterisation of dynamic properties for a hydraulic engine mount. *Seventh South African conference on computational and applied mechanics*:1-9.
- NEL, C. B. & STEYN, A. J. 2012. Stiffness and damping characterisation for a hydraulic engine mount. *Accepted for publication at IMAC XXX conference 2012*.
- PRASAD, N., TEWARI, V. K. & YADAV, R. 1995. Tractor ride vibration - a review. , 32(4):205-219.
- RAO, S. S. 2011. Mechanical Vibration. 5 th ed. Pearson Prentice Hall. 1078 p.
- SENGPIELAUDIO. <http://www.sengpielaudio.com> Date of access: 8 Oktober 2011.
- SETO, K., SAWATARI, K., NAGAMATSU, A., ISIHAMA, M. & DOI, K. 1991. Optimum design method for hydraulic engine mounts. *JSME*, 534(Ser. C):111-117.
- SINGH, R., KIM, G. & RAVINDRA, P. V. 1992. Linear analysis of automotive hydro-mechanical mount with emphasis on decoupler characteristics. *Journal of sound and vibration*, 158(2):219-243.
- SWANSON, D. A. 1993. Active engine mounts for vehicles. *Journal of engines*, 102(3):1980-1988.

Test for dynamic properties of elastomeric isolators. 1995.

TIKANI, R., VAHDATI, N., ZIALE-RAD, S. & ESFAHANIAN, M. 2010. A new hydraulic engine mount design without the peak frequency. *Journal of vibration and control*:1-13.

VAHDATI, N. & SAUNDERS, L. K. 2002. High frequency testing of rubber mounts. *ISA transactions*, 41(2002):145-154.

VAN DER LINDEN, P. J. & FUN, J. K. 1994. Using mechanical-acoustical reciprocity for diagnosis of structure borne sound in vehicles. *Journal de physique*, 4:C5 93-96.

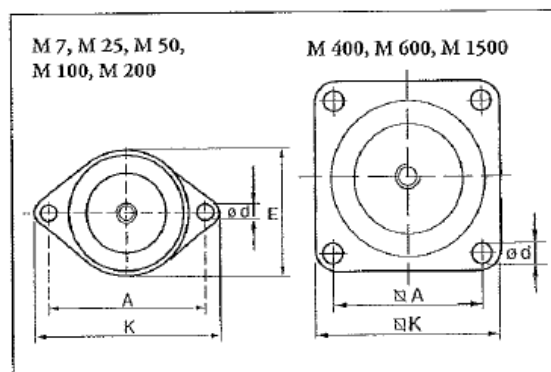
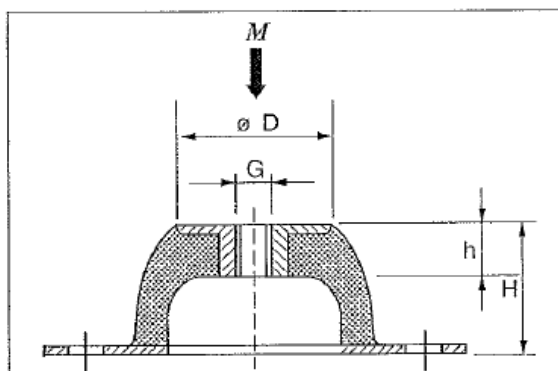
WANG, L. R., LU, Z. H. & HAGIWARA, I. 2010. Analytical analysis approach to nonlinear dynamic characteristics of hydraulically damped rubber mount for vehicle engine. *Springer science and business media*, 61:251-264.

WEST, J. P. 1987. Hydraulically-damped engine-mounting. *Automotive engineer*, 12:17-19.

ZHANG, Y. & SHANGUAN, W. 2006. A noval approach for lower frequency performance design of hydraulic engine mounts. *Computers and structures*, 84:572-584.

BYLAAG A

Rubberstuk



Type	Art.No. 40° IRH	Art.No. 60° IRH	Dimensions in mm								Weight (kg)	M-Max(kg)	
			D	E	A	K	H	h	d	G		40° IRH	60° IRH
M 7	2255110	2255120	18	43	50	64	20	7	7.0	M 6	0.02	3.5	9
M 25	1861220	1861230	33	56	66	85	25	11	8.0	M 8	0.07	20	50
M 50	1861240	1861250	45	76	92	114	35	14	10.0	M 10	0.16	40	80
M 100	1861620	1861610	53	96	110	136	40	15	11.5	M 10	0.26	70	150
M 200	1861660	1861670	58	101	124	151	45	13	11.5	M 10	0.42	130	220
M 400	1861680	1861690	78		120	150	63	18	14.5	M 12	1.06	280	500
M 600	1533710	1533720	100		160	200	85	25	14.5	M 16	2.35	380	750
M 1500	1533730	1533740	186		250	310	160	43	18.0	M 24	9.43	1400	2500

Lineêre gidspenne, en laers



Standard designs for fixed length without chamfer



Standard designs for fixed length with chamfer

Dimension			Mass		Moment of inertia		Cross sectional area		Designations		Solid shafts of stainless steel	Solid shafts with high grade steel hard chromium	Hollow shaft high grade steel plated	
			Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shafts of precision steel					
d	d ₁	r _{min}							Cr53/Ck53	X90CrMoV18	X46Cr13	Cr53/Ck53	Ck60/100Cr6	
mm			kg/m		cm ⁴		mm ²							
3	—	0,4	0,06	—	0,0004	—	7,1	—			LJMR 3			
4	—	0,4	0,1	—	0,0013	—	12,6	—			LJMR 4			
5	—	0,8	0,15	—	0,0031	—	19,6	—	LJM 5		LJMR 5	LJMS 5	LJMH 5	
6	—	0,8	0,22	—	0,0064	—	28,3	—	LJM 6		LJMR 6	LJMS 6	LJMH 6	
8	—	0,8	0,39	—	0,020	—	50,3	—	LJM 8		LJMR 8	LJMS 8	LJMH 8	
10	—	0,8	0,62	—	0,049	—	78,5	—	LJM 10		LJMR 10	LJMS 10	LJMH 10	
12	4	1	0,89	0,79	0,102	—	113	—	LJM 12		LJMR 12	LJMS 12	LJMH 12	LJT 12
14	—	1	1,21	—	0,189	—	154	—	LJM 14		LJMR 14	LJMS 14	LJMH 14	
16	7	1	1,58	1,28	0,322	0,310	201	163	LJM 16		LJMR 16	LJMS 16	LJMH 16	LJT 16
20	14	1,5	2,47	1,25	0,785	0,597	314	160	LJM 20		LJMR 20	LJMS 20	LJMH 20	LJT 20
25	16	1,5	3,86	2,35	1,92	1,64	491	305	LJM 25		LJMR 25	LJMS 25	LJMH 25	LJT 25
30	18	1,5	5,55	3,5	3,98	3,46	707	453	LJM 30		LJMR 30	LJMS 30	LJMH 30	LJT 30
40	28	2	9,86	4,99	12,6	9,96	1 260	685	LJM 40		LJMR 40	LJMS 40	LJMH 40	LJT 40
50	30	2	15,4	9,91	30,7	27,7	1 960	1 350	LJM 50		LJMR 50	LJMS 50	LJMH 50	LJT 50
60	36	2,5	22,2	14,2	63,6	57,1	2 830	1 920	LJM 60		LJMR 60	LJMS 60	LJMH 60	LJT 60
80	57	2,5	39,5	19,43	201	153	5 030	2 565	LJM 80				LJMH 80	LJT 80

Attention:

d₁ can deviate from the value quoted. Please enquire if necessary.

Different shaft diameters and types on request.

The static load capacity has to be decreased by 8 % and the dynamic load capacity by 18 % when using the non corrosion types (HV6) in conjunction with precision steel shafts made of stainless steel.

¹ Width 22 does not correspond to series 1 in ISO standard 10285.

² not factory pre-lubricated

BYLAAG B

Geraasfilter

```
load LP54a.dat;
f= LP54a(:,2);
af=9.81*LP54a(:,1);

load LP54b.dat;
f1=LP54b(:,2);
af1=9.81*LP54b(:,1);

%%Lt= 256;
%%Lf= 101;
Lf=length(f);
Lf1=length(f1);

figure(1);
subplot(2,1,1);plot(f(1:Lf),af(1:Lf),'b')
%%axis([0 8 -0.400 +0.400])
ylabel('Massa Versnelling [m/s^2]')
xlabel('Frekwensie [Hz]')

subplot(2,1,2);plot(f1(1:Lf1),af1(1:Lf1),'b')
%%axis([0 100 0.00 +0.1200])
ylabel('Basis versnelling [m/s^2]')
xlabel('Frekwensie [Hz]')
%print
pause;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Tydsein
load LP55a.dat;
t=LP55a(:,2);
Ro=9.81*LP55a(:,1);

load LP55b.dat;
t1=LP55b(:,2);
Rt=9.81*LP55b(:,1);

%%Lt= 256;
%%Lf= 101;
Lt=length(t);
Lt1=length(t1);

figure(2);

subplot(2,1,1);plot(t(1:Lt),Ro(1:Lt),'b')
%%axis([0 8 -0.400 +0.400])
ylabel('Versnelling [m/s^2]')
xlabel('Tyd [sek]')

subplot(2,1,2);plot(t1(1:Lt1),Rt(1:Lt1),'b')
```

```

%%axis([0 8 -0.400 +0.400])
ylabel('Versnelling [m/s^2]')
xlabel('Tyd [sek]')
pause;
% fs=2500;
fs=1/t(2);

%clf reset
%=====
% Laai data
%=====
%=====

%=====
% Bepaal FFTs op twee tyd domein golwe
%=====

np=length(t);
f=fs*(0:np-1)/np;

FRo=fft(Ro);
PRO=abs(FRo)*2/np;
aRo=angle(FRo);

FRt=fft(Rt);
PRt=abs(FRt)*2/np;
aRt=angle(FRt);

%=====
% Plot spektra
%=====

% NB : /2
%%PMx(1)=PMx(1)/2;
%%
%%npl=1:(8);
npl=1:(86);
figure(3)
subplot(2,1,1);plot(f(npl),PRO(npl),'b')
ylabel('Abs (Roe) [m/s^2]')
xlabel('Frekwensie [Hz]'),pause
%print
%plot(f(npl),aRo(npl))

subplot(2,1,2);plot(f(npl),aRo(npl),'b')
ylabel('Fase (Roe) [rad]')
xlabel('Frekwensie [Hz]'),pause
%print
%
```

```

figure(4)
subplot(2,1,1);plot(f(npl),PRt(npl),'b')
ylabel('Abs (Rte) [m/s^2]')
xlabel('Frekwesie [Hz]'),pause
%print
%plot(f(npl),aRt(npl))
%figure(9)
subplot(2,1,2);plot(f(npl),aRt(npl),'b')
ylabel('Fase (Rte) [rad]')
xlabel('Frekwensie [Hz]'),pause
%print
%=====
% Fourier koëffisiente
%=====
datRo=[2*pi*f(npl); PRo(npl)'; aRo(npl)'];
datRt=[2*pi*f(npl); PRt(npl)'; aRt(npl)'];
%=====
% Herkontrueer tyd domein sein
% met geraas
%=====
%Let wel: E
E=length(t);

for j=1:E;
Ros(j)=sum(datRo(2,:).*cos(datRo(1,:)*t(j)+datRo(3,:)));
Rts(j)=sum(datRt(2,:).*cos(datRt(1,:)*t(j)+datRt(3,:)));
end

%subplot(3,1,1);
figure(5)
plot(t,Ro,t,Ros)
%axs([0 0.14 -400 +400])
ylabel('Ro [m/s^2]')
xlabel('Tyd [s]'),pause
figure(6)
plot(t,Rt,t,Rts)
%axs([0 0.14 -400 +400])
ylabel('Rt [m/s^2]')
xlabel('Tyd [s]'),pause

%=====
% Stoor Fourier konstante na leers
%=====

a=datRo(28)';
b=datRt(28)';

save Ro.dat a -ascii;
save Rt.dat b -ascii;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%=====
% Herkonstueer tyd domein sein sonder geraas
%=====

for j=1:E;
Ros(j)=(datRo(2,28).*cos(datRo(1,28)*t(j)+datRo(3,28)));
Rts(j)=(datRt(2,28).*cos(datRt(1,28)*t(j)+datRt(3,28)));
end
%=====
% Plot oorspronklike en herkonstrueer tyd domein seine - met en sonder
% geraas
%=====

figure(7)
subplot(2,1,1);plot(t,Ros);
subplot(2,1,2);plot(t,Rts);
%plot(t,Ro,t,Ros)
%ylabel('Ro [m/s^2]')
%xlabel('Tyd [s]'),pause
%print
%figure(8)
%plot(t,Rt,t,Rts)
%ylabel('Rt [m/s^2]')
%xlabel('Tyd [s]'),pause
%print

phaseRorad = datRo(3,28);
phaseRtrad = datRt(3,28);
phasedifrad1 = (phaseRtrad - phaseRorad)

%% Belangike toets
% angRo = datRo(1,15)*0.01641
% angRt = datRt(1,15)*0.01758
% phasedifdegtest1 = abs(180/pi*(angRt - angRo) - 180)

%%cRo=[datRo(2,7),datRo(1,7),datRo(3,7)]
%%cRt=[datRt(2,7),datRt(1,7),datRt(3,7)]

%=====
% Amplitude by geforseerde frekwensie
%=====
AmplRo1 = datRo(2,28)
AmplRt1 = datRt(2,28)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

Natuurlike frekwensies en modevorms

```
%Natuurlike frekwensies
```

```
m = 170;  
J = 4.474;  
k1 = 140000;  
k2 = 360000;  
k3 = 140000;  
y1 = 0.2645;  
y2 = 0.0526;  
y3 = 0.3210;
```

```
K = [k3+k2+k1 -k3*y3-k2*y2+k1*y1; -k3*y3-k2*y2+k1*y1  
      k3*y3^2+k2*y2^2+k1*y1^2];  
M = [m 0; 0 J];
```

```
[V,D] = eig(K,M)
```

```
omega_1 = sqrt(D(1,1))  
omega_2 = sqrt(D(2,2))
```

```
fre_1 = omega_1/(2*pi)  
fre_2 = omega_2/(2*pi)
```

Runge-Kutta algoritme

```
%Ex5_15
tspan = [0:0.001:3];
x0 = [0.0;0.0;0.0;0.0];
[t,x] = ode23('dfunc5_15', tspan ,x0);

subplot (211)
plot(t,x (:,1));
xlabel('t');
ylabel('x (t)');
hold on
plot (t,x (:,2));
subplot(212)
plot(t,x (:,3));
xlabel('t');
ylabel('Hoekverplasing (t)');
hold on
plot (t,x (:,4));

%dfunc5_15
function f = dfunc5_15(t,x)
f = zeros(4,1);

%Inset parameters

yc = 0.02;
m = 194.4;           %enjin massa
J = 4.43;           %enjin traagheid moment
k1 = 445320;
k2 = 444600;
k3 = 395570;
c1 = 21.7;
c2 = 153.9;
c3 = 104.91;
y1 = 0.2645;
y2 = 0.0520;
y3 = 0.3210;

% Enjin kragte

hoek = [0:0.001:2*pi];
opm = 2000
hoeksnelheid = opm*(2*pi/60);

l      = 0.136;
r      = 0.0418;
a      = 0.046;
m_p    = 0.2883;
m_c    = 0.4645;
m_B    = m_c*(a/l);
m_res  = m_p + m_B;
A_2    = r/l;

Fe      = 4*(m_res * r * hoeksnelheid^2 * A_2*cos(2*hoek))
Me      = 70*(cos(omega*t));
```

$$f(1) = \dot{x}(2);$$

$$f(2) = (Fe - k_3(x(1) - y_3 x(3)) - k_2(x(1) - y_2 x(3)) - k_1(x(1) + y_1 x(3)) - c_3(x(2) - y_3 x(4)) - c_2(x(2) - y_2 x(4)) - c_1(x(2) + y_1 x(4))) / m;$$

$$f(3) = \dot{x}(4);$$

$$f(4) = (Me + (Fe * y_c) + k_3(x(1) - y_3 x(3)) * y_3 + k_2(x(1) - y_2 x(3)) * y_2 - k_1(x(1) + y_1 x(3)) * y_1 + c_3(x(2) - y_3 x(4)) * y_3 + c_2(x(2) - y_2 x(4)) * y_2 - c_1(x(2) + y_1 x(4)) * y_1) / J;$$

Dinamiese karakterisering

```
m = 56.5;

X = zeros(1,1);
Y = zeros(1,1);
phi = zeros(1,1);
omega = zeros(1,1);
c_mount = zeros(1,1);
k_mount = zeros(1,1);
fre = zeros(1,1)
fre(1,1) = 6.75;
omega(1,1) = 2*pi*fre(1,1);
X(1,1) = 0.2894;
Y(1,1) = 0.1619;
phi(3,1) = 1.3756;

for i = 1:1
    for j = 1:1

%format short eng

syms k c;

eq1 = sqrt((k^2.+(c*omega(i,j))^2.)/((k-
m*omega(i,j)^2.+(c*omega(i,j))^2.))- (X(i,j)/Y(i,j)));
eq2 = (m*c*omega(i,j)^3.)/((k*(k-m*omega(i,j)^2.)+(omega(i,j)*c)^2.))-
tan(phi(i,j));

[c,k] = solve(eq1,eq2,k,c);

Styfheid1 = double(k);
Demping2 = double(c);

Styfheid = max(Styfheid1);
Demping = max(Demping2);

k_mount(i,j) = Styfheid;
c_mount(i,j) = Demping;

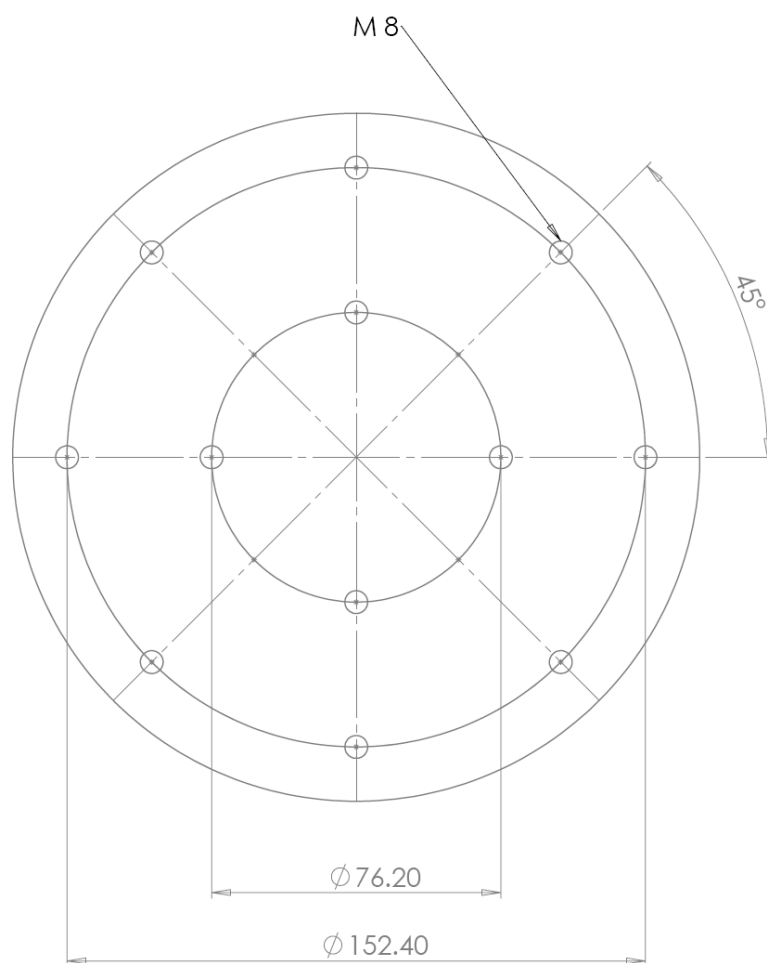
%plot((Styfheid(2,1)), (Demping(2,1)))

    end
end

Cc(1,1) = 2*sqrt(k_mount(1,1)*m);
psi(1,1) = (c_mount(1,1)/Cc(1,1));
XY(1,1) = X(1,1)/Y(1,1);
grade(1,1) = phi(1,1)*((180)/pi);
```

BYLAAG C

Gedetailleerde tekening

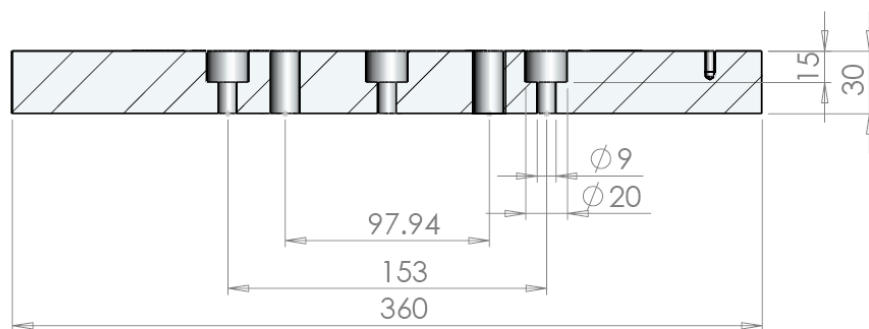
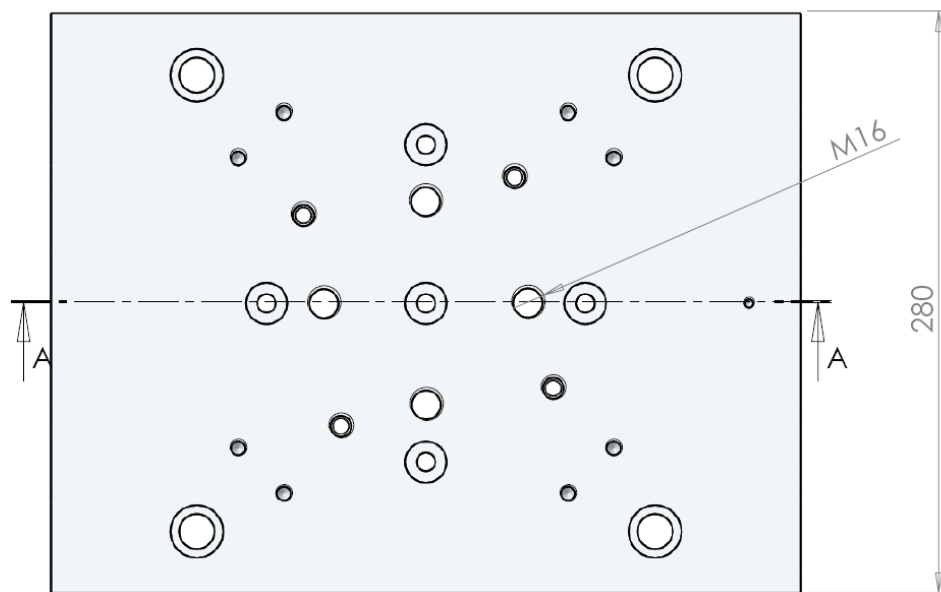


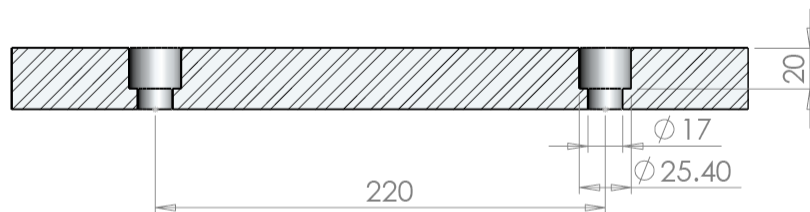
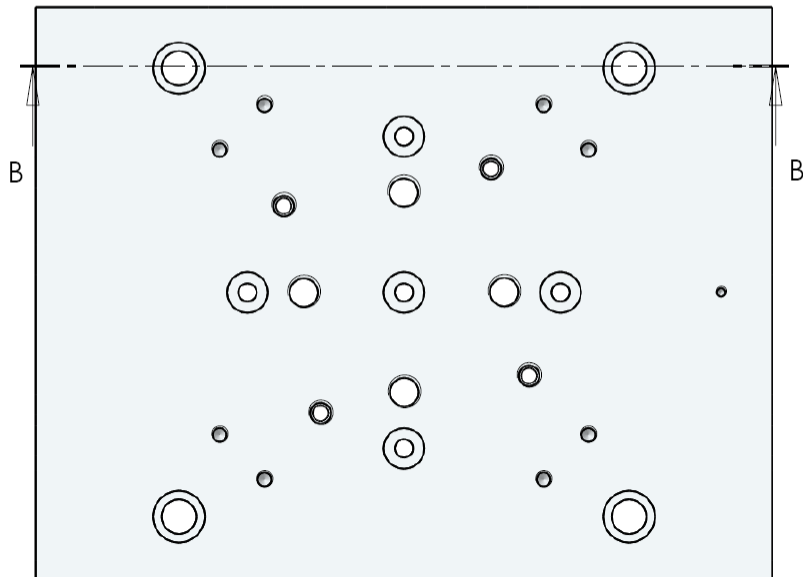
MATERIAAL:

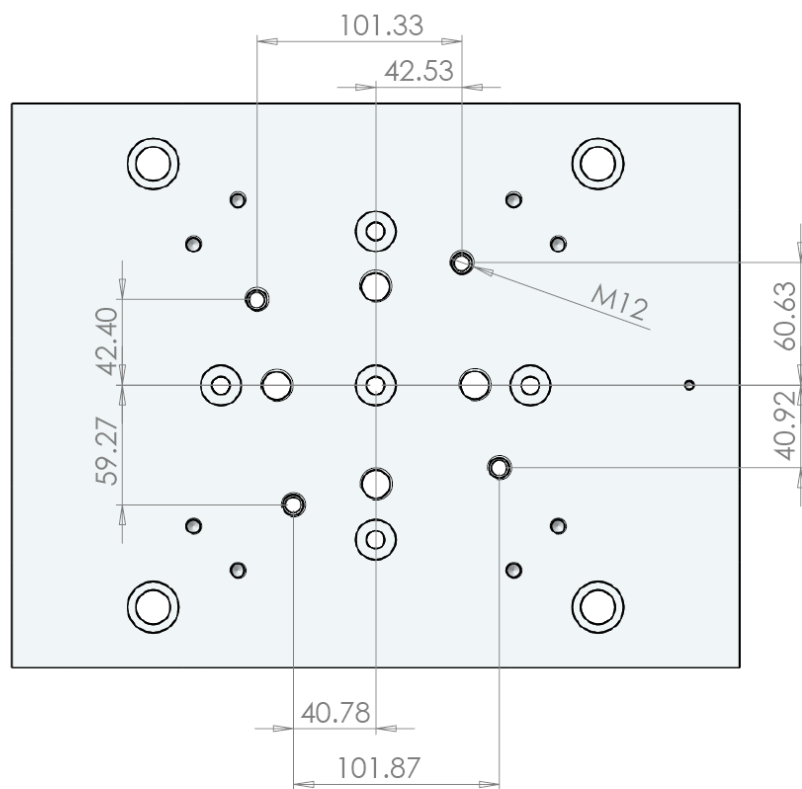
Aluminium

Basisgate uitleg

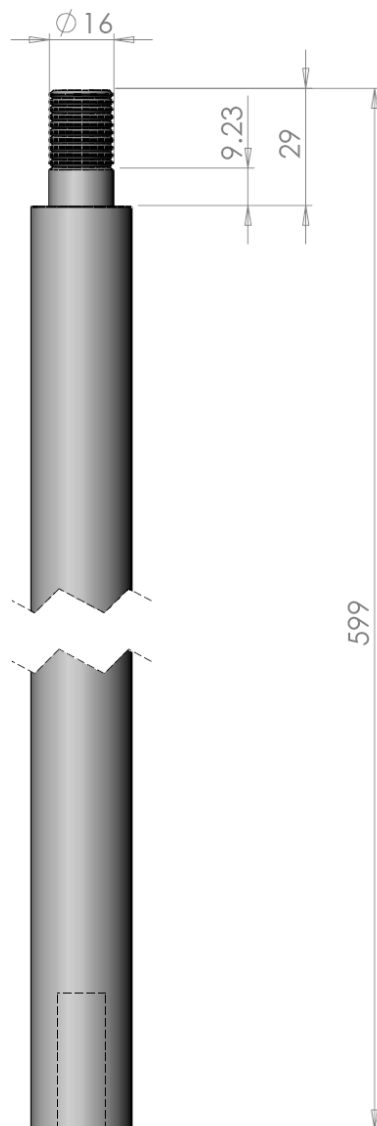
A4

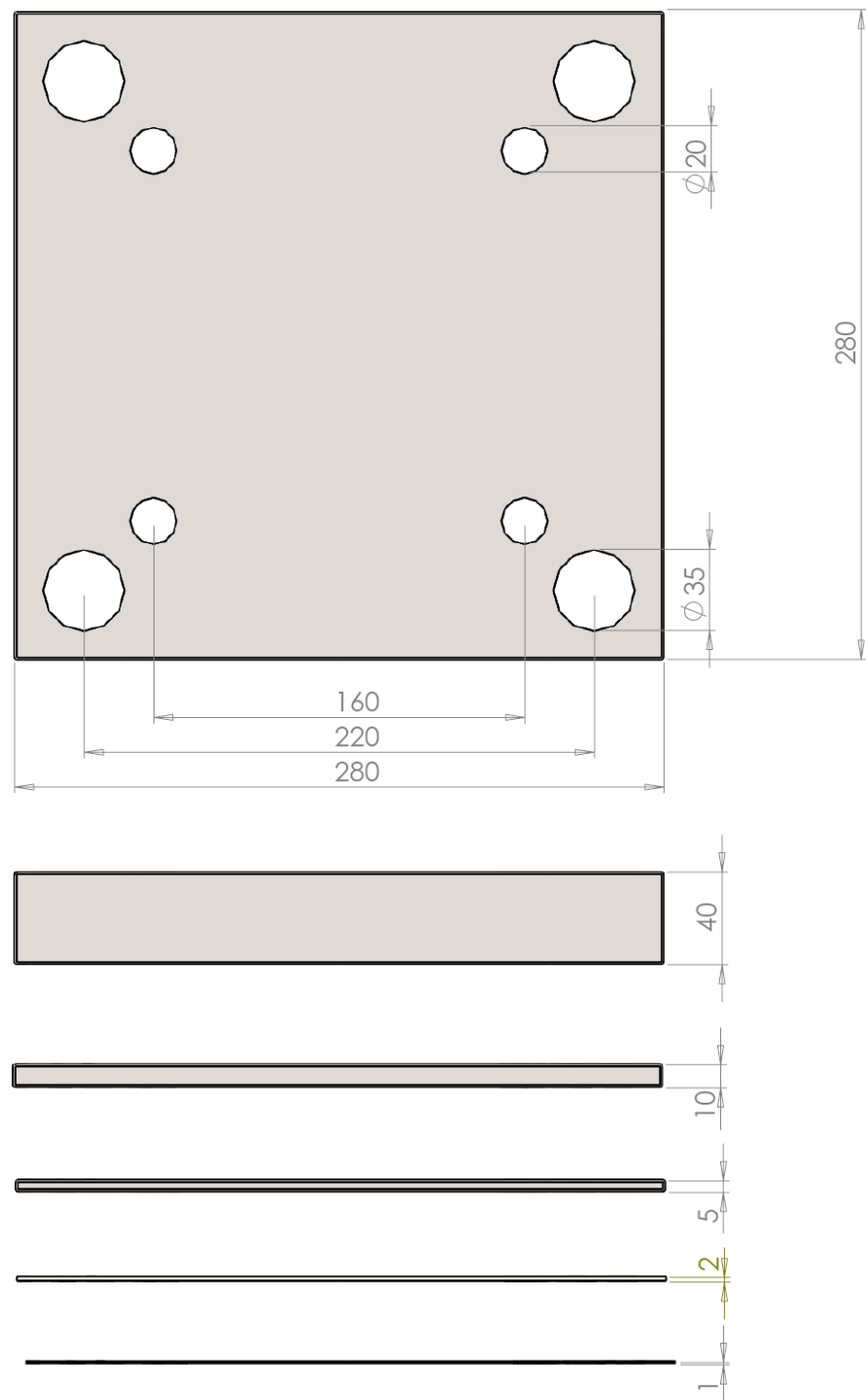




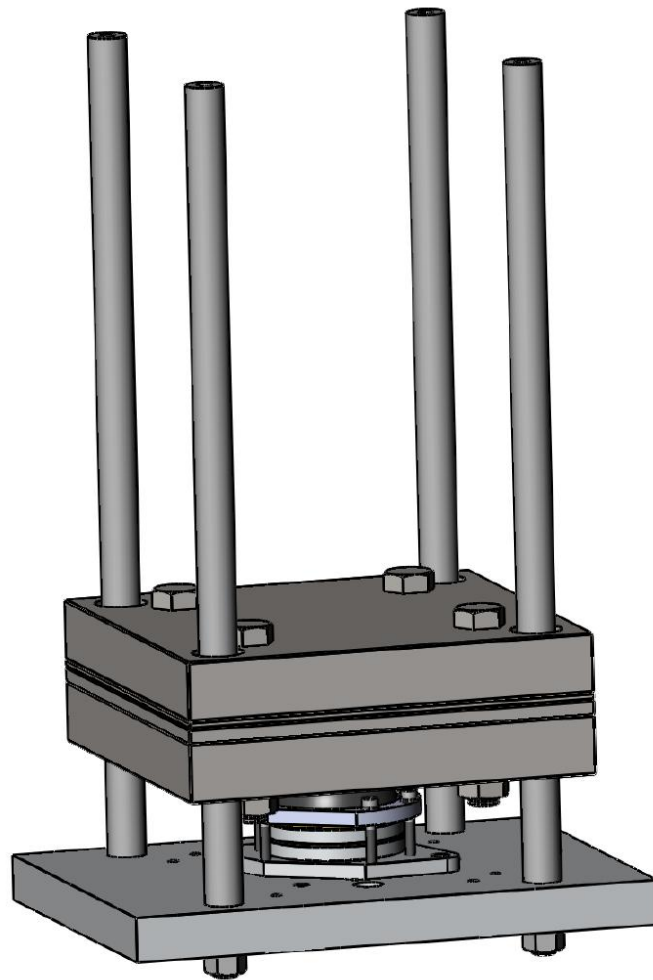


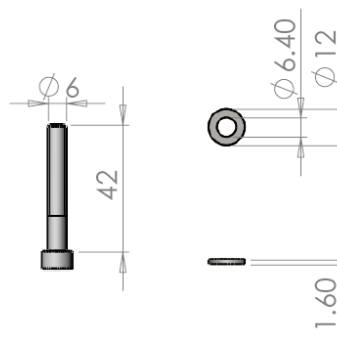
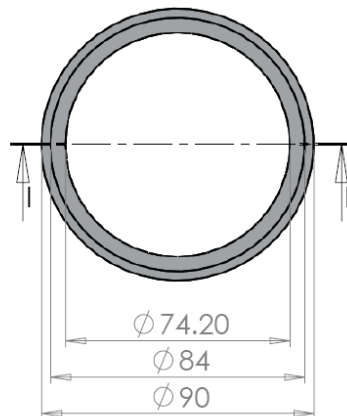
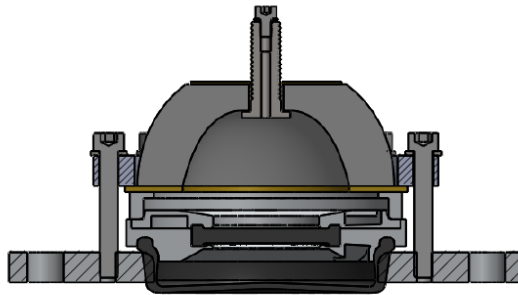
 NORTH-WEST UNIVERSITY UNIBESITHI YA BOKONE BOPHABILA NOORDWES-UNIVERSITEIT POTCHEFSTROOM CAMPUS	MATERIAAL: Aluminium	Basisplaat 3	A4
--	------------------------------------	---------------------	-----------

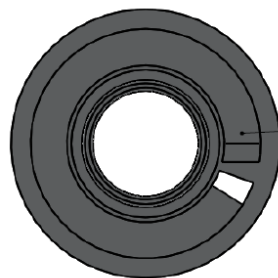
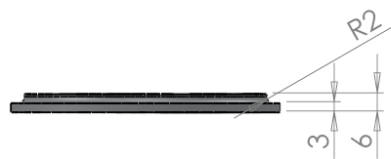
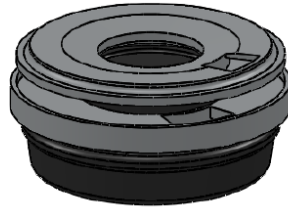




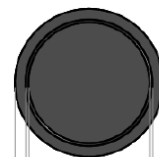
 NORTH-WEST UNIVERSITY YUNIBESITHI YA BOCHONE-SOPHONA NORTHWEST-UNIVERSITEIT POTCHEFSTROOM CAMPUS	MATERIAAL: Staal	Massas	A4
---	-------------------------	--------	----







Traagheidsweg

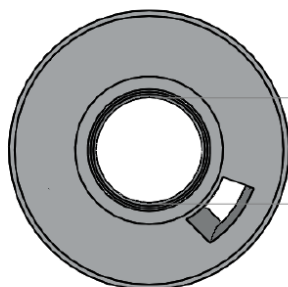
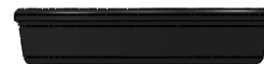


Ontkoppelaar

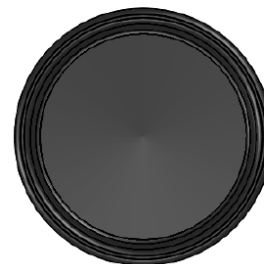
Ø 40

Ø 42

Ø 49



Ø 35



Rubber diafragma

