

# Simulatie van machinefouten

Frédéric Tarras

Studentennummer: 01606932

Promotoren: prof. dr. Michael Monte, Foeke Vanbecelaere

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van  
Master of Science in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Academiejaar 2019-2020



# Simulatie van machinefouten

Frédéric Tarras

Studentennummer: 01606932

Promotoren: prof. dr. Michael Monte, Foeke Vanbecelaere

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van  
Master of Science in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Academiejaar 2019-2020

# Voorwoord

---

Dit eindwerk vormt de afsluiter van mijn opleiding 'Master in de Industriële Wetenschappen Elektromechanica' en toont aan dat de eindcompetenties van deze opleiding zijn behaald.

Het gaat over de trillingsanalyse van een roterende machine. Dergelijke analyse bepaalt de staat van de machine waarin het zich bevindt.

Oorspronkelijk had ik weinig of geen kennis over dit onderwerp, maar het leek mij wel een zeer interessante topic waarover ik veel kon leren. Het voorstellen van een werkelijke opstelling in een simulatie, waaruit zeer gelijkaardige resultaten uitgehaald kan worden, boeit mij enorm. Dergelijke simulatie is namelijk een zeer handige tool bij bijvoorbeeld het ontwerpen van machines. Deze masterproef omvat dus een combinatie van beide waardoor de keuze snel was gemaakt.

In de loop van dit eindwerk heb ik de trillingsanalyse grondig leren kennen. Hoe wordt de analyse opgemeten, hoe worden de data verwerkt en hoe worden de resultaten geïnterpreteerd? De simulatieomgeving was ook zeer leerrijk, namelijk het gebruik van flexible body in de motion-omgeving en de aansturing hiervan via een CO-simulatie.

Graag wil ik enkele mensen bedanken voor hun steun doorheen het hele jaar. Allereerst wil ik mijn promotoren Michael Monte en Foeke Vanbecelaere bedanken voor hun begeleiding en raad. Ik kon altijd bij hen terecht met mijn vragen en problemen. Ook wil ik mijn familie bedanken voor hun steun doorheen deze volledige opleiding en voor het meermaals nalezen van dit eindwerk.

Frédéric Tarras  
Kortrijk, Juni 2020

# Preamble

---

De crisis rond het Covid-19 heeft het dagelijks leven van alles en iedereen veranderd en beïnvloed en dit is dus ook het geval geweest voor de werkwijze bij mijn eindwerk.

Mijn eindwerk bestond uit twee fasen. De eerste bestond uit de metingen op de werkelijke opstelling en die moesten gebeuren aan de UGent Campus Kortrijk. De tweede fase, software gedeelte, kon volledig thuis gebeuren.

Wegens mijn Erasmus in het eerste semester kon ik toen geen metingen uitvoeren op de werkelijke opstelling. Ik ben dus gestart met de metingen op Campus Kortrijk eind februari – begin maart. Ik heb dus de meeste metingen kunnen doen voor de lockdown van start ging. Zonder de coronacrisis had ik echter wel nog wat meer metingen kunnen doen. Bepaalde metingen, zoals de combinatie van parallelle uitlijnfout en hoekuitlijnfout, heb ik niet kunnen uitvoeren op de werkelijke opstelling. Dit is ook het geval van de combinatie van alle fouten. Bepaalde metingen zijn eveneens niet perfect en hadden eventueel opnieuw opgemeten moeten worden. Dit kon ook niet gebeuren wegens de sluiting van de campus omwille van Covid-19.

In die zin heeft de crisis dus wel een impact gehad op mijn werk. Ik heb een eerste reeks metingen kunnen doen maar de validatie metingen (om te zien of alles reproduceerbaar is) heb ik niet meer kunnen doen.

Wat de simulaties betreft, die heb ik thuis kunnen uitvoeren en heb ik verder kunnen werken. De communicatie met de promotoren heeft ook niet echt hinder ondervonden. Via mail en Microsoft Teams<sup>®</sup> werd wekelijks contact gehouden.

# Abstract

---

Dit eindwerk 'Simulatie van machinefouten' behandelt de trillingsanalyse van een roterende opstelling. Het is een interne masterproef aan de UGent Campus Kortrijk. Deze topic is reeds regelmatig besproken in deze Campus. Hierover werden namelijk verschillende papers en masterproeven gemaakt. Dit eindwerk zal dit onderzoek vooruithelpen.

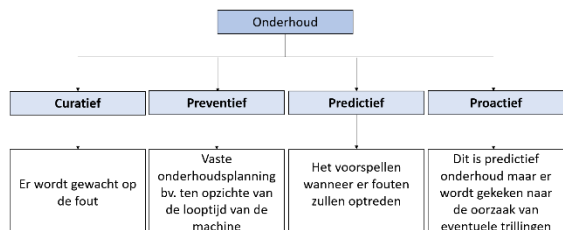
De werkelijke trillingsanalyse gebeurt op een testopstelling aan de Campus Kortrijk. Op deze opstelling kunnen machinefouten (onbalans en uitlijnfouten) geïmplementeerd worden om het effect ervan te zien in de trillingsanalyse. Deze trillingen worden opgemeten via accelerometers, die de versnelling opmeten, en geven de resultaten in functie van tijd. Via enkele Matlab®-scripts kunnen deze data verwerkt worden in half en full spectra en orbitalen. Aan de hand van deze resultaten kunnen deze fouten onderscheiden worden van elkaar. Deze volledige procedure wordt ook in Siemens NX® gedaan. Aan de hand van een simulatiemodel, aangemaakt via NX-motion, Pre/Post en Matlab/Simulink®, kunnen ook verschillende machinefouten opgelegd worden en kunnen de trillingen onder de vorm van versnelling in beeld gebracht worden.

De resultaten van beide gevallen worden vergeleken en hieruit kunnen dus sommige resultaten bevestigd worden. Ook het effect van de soort koppeling zal in beide gevallen bekeken worden.

# Extended abstract I

## I. INLEIDING

In de industrie zijn meerdere manieren om een machine te onderhouden mogelijk: het curatief, preventief, predictief en proactief onderhoud (figuur 1) [1], [2].



Figuur 1: Schema onderhoud

Trillingsanalyse is een veelvoorkomende manier van predictief onderhoud. Deze wordt toegepast op de 'Machinery fault simulator' van SpectraQuest Inc (figuur 2) [3]. Deze roterende machine maakt het mogelijk verschillende machinefouten, zoals onbalans en uitlijnfouten, te implementeren.



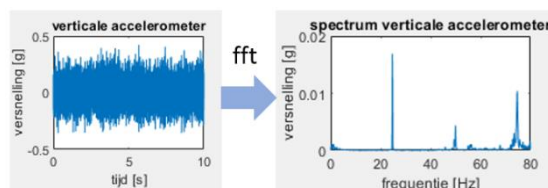
Figuur 2: De 'Machinery fault simulator'

### A Analyse

De trillingen worden gemeten met een accelerometer. Dit geeft een tijdssignaal onder de vorm van versnelling in  $g$  (= valversnelling =  $9.81 \text{ m/s}^2$ ), die via een Fast Fourier Transformatie (FFT) wordt omgezet naar het frequentiedomein. Daaruit kan een spectrum geplotted worden dat aangeeft welke frequenties het tijdssignaal bevat, en via de amplitude, in welke mate ze aanwezig zijn. Door deze omzetting (figuur 3) kan meer informatie uit het signaal gehaald worden.

Via deze methode kunnen de machinefouten geanalyseerd worden. Die spectra zullen pieken bevatten op de rotatiesnelheid, aangegeven met  $X$ , en op de harmonische, bijvoorbeeld  $2X$ ,  $3X$ , enzovoort. Door de aanwezigheid en amplitude van deze pieken kunnen de fouten onderscheiden worden. Niet alle fouten zijn hier duidelijk uit elkaar te halen. Als oplossing kan bijvoorbeeld het full spectrum geplotted worden [4], dat zowel het positieve als het negatieve frequentiebeeld bevat.

Een andere manier om fouten te onderscheiden zijn orbitalen [4]. Die geven de beweging weer van de as. Monte *et al.* [5] bespreken het gebruik van 3D orbitalen. De axiale trillingen worden ook meegerekend, wat voor meer duidelijkheid zorgt.

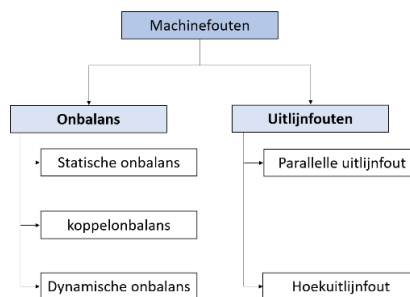


Figuur 3: Verschil signaal in tijds- en frequentiedomein

## II. DOELSTELLINGEN

In dit eindwerk wordt, in een multibody dynamics softwarepakket, een simulatiemodel van een roterende opstelling gebouwd, waarop de verschillende machinefouten (of combinaties ervan) geïmplementeerd kunnen worden. Hiervoor wordt de software Siemens NX<sup>®</sup> gebruikt.

Elke fout (figuur 4) heeft namelijk een typische karakteristiek in het frequentiedomein. Bij een combinatie van deze fouten is het echter moeilijk om ze uit elkaar te houden door de overlap bij bepaalde pieken.



Figuur 4: Schema machinefouten

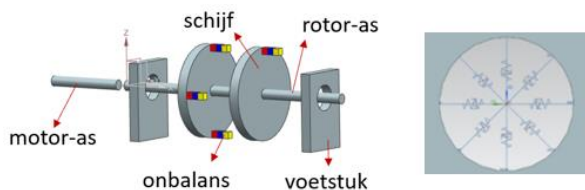
De resultaten van de simulatie worden dan ter validatie vergeleken met de resultaten van de werkelijke opstelling en de literatuur [2], [4], [5]. Dit kan meer duidelijkheid bieden over bepaalde resultaten. Het effect van de stijfheid van de koppeling wordt eveneens bekeken.

### III. RESULTATEN

#### A Voorbereiding

##### 1) Opbouw simulatie

Het model (figuur 5(a)) maakt het mogelijk om onbalans en uitlijnfouten aan te brengen. De uitlijnfout wordt verkregen door verschuiving van de motor-as.



Figuur 5: Simulatie (a) model, (b) lager

De rotor-as is gemodelleerd als een flexibele link, die plaatselijke vervormingen, lees trillingen, toelaat. Deze vervormingen zijn op te meten als verplaatsing, snelheid of versnelling.

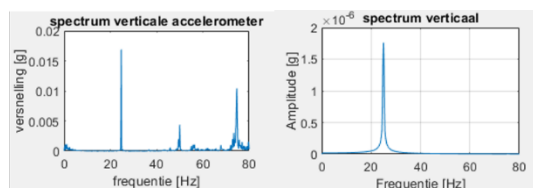
Het voorstellen van de lagers kan op verschillende manieren, reeds besproken in de literatuur [2], [6], [7]. Hier wordt een simpel veer-demper-systeem gebruikt (figuur 5 (b)).

Als koppeling wordt een combinatie gebruikt van rotatie en lineaire veren. De rotatie-stijfheid zorgt voor de overbrenging van de rotatie. De translatiestijfheid bepaalt de stijfheid van de koppeling. Geen translatiestijfheid betekent een zeer flexibele koppeling en een grote betekend een stijve koppeling.

Het is belangrijk dat de aansturing via een CO-simulatie gebeurt, waarbij de regelkring gemodelleerd is in Matlab/Simulink®. Zo wordt het dynamisch model aangestuurd via een koppel om de snelheid constant te houden. De regelkring bestaat uit een gewenste snelheid, een teruggekoppelde werkelijke snelheid en een PI-regelaar.

#### B Referentiemeting

Bij de simulatie van een gezonde opstelling wordt een piek op 1X verkregen. De werkelijke opstelling geeft ook pieken op 2X en 3X. In de simulatie zijn deze niet aanwezig aangezien het hier gaat om een ideale opstelling, waardoor de verkregen piek op 1X ook verwaarloosbaar klein is. De pieken van de werkelijke opstelling tonen hiermee het tegendeel; deze opstelling is niet ideaal en bevat dus kleine machinefouten.

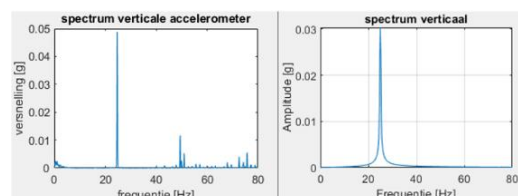


Figuur 6: Spectrum (a) werkelijkheid, (b) simulatie

#### C Onbalans

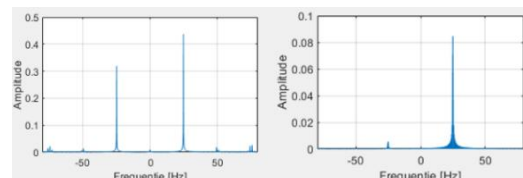
Bij de 3 soorten onbalans (figuur 4) wordt een stijging van de piek op 1X verwacht, en deze stijgt inderdaad bij de implementatie op de werkelijke opstelling. Afhankelijk van de fout stijgt deze piek meer of minder: statische onbalans > dynamische onbalans > koppelonbalans.

De simulatie bevestigt deze resultaten. Na enkele tests blijkt dat de amplitude van deze piek lineair afhankelijk is van de grootte van de onbalans.



Figuur 7: Spectrum (a) werkelijkheid, (b) simulatie

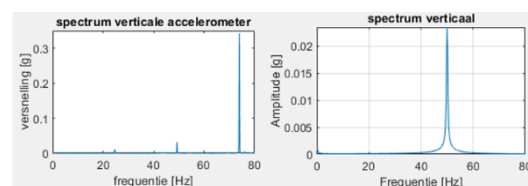
Het full spectrum van onbalans zou een grote piek op +1X moeten hebben en een kleinere piek op -1X. Dit wordt in beide gevallen bekomen.



Figuur 8: Full spectrum (a) werkelijkheid, (b) simulatie

#### D Parallele uitlijnfout

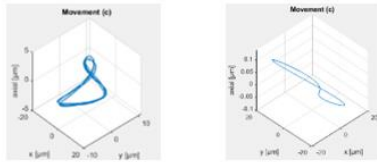
De implementatie van deze fout zou een stijging op de pieken 2X en 3X moeten veroorzaken. De orbitalen zouden een vervorming moeten bevatten. Dit wordt inderdaad verkregen bij de werkelijke opstelling. De simulatie geeft alleen een stijging op 2X. Uit de simulatie blijkt deze stijging lineair afhankelijk te zijn met de fout. Opvallend is dat deze fout ook leidt tot axiale trillingen, wat niet aanwezig is bij de referentiemeting en onbalans.



Figuur 9: Spectrum (a) werkelijkheid, (b) simulatie

De resulterende orbitalen (som van 1X en 2X) van de simulatie zijn ovalen, dus geen vervorming te bespeuren. Deze vervormingen worden bijgevolg veroorzaakt door de combinatie van een orbitaal in 1X en 2X. Dit kan bereikt worden door onbalans toe te voegen (figuur 10).

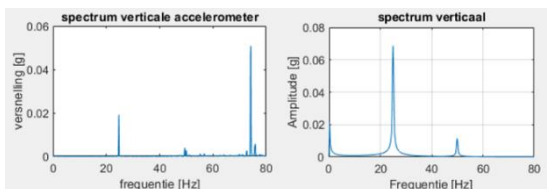




Figuur 10: Resulterende orbitaal (a) werkelijkheid, (b) simulatie

### E Hoekuitlijnfout

De implementatie van deze fout zou een stijging op 1X en 3X moeten veroorzaken. Het full spectrum hiervan zou een grotere piek op -1X moeten hebben in vergelijking met +1X. Dit wordt bevestigd bij de werkelijke opstelling. Bij de simulatie is een piek op 1X en 2X te zien. Deze laatste piek is veroorzaakt door een parallelle uitlijnfout, ontstaan door de implementatie van de hoekuitlijnfout. De pieken uit de simulatie blijken lineair afhankelijk te zijn van de fout. Ook hier zijn axiale trillingen aanwezig, waaruit besloten kan worden dat deze trillingen voornamelijk bij uitlijnfouten aanwezig zijn.



Figuur 11: Spectrum (a) werkelijkheid, (b) simulatie

Combinaties van deze uitlijnfout met onbalans zijn mogelijk en geven een nog sterkere stijging van de piek op 1X.

### F Flexibele koppeling

Alle fouten worden ook opgemeten bij het gebruik van een flexibele koppeling, zowel op de werkelijke opstelling als in de simulatie. De resultaten zijn gelijklopend, namelijk sterke daling van de pieken op 2X en 3X. Hieruit kan besloten worden dat uitlijnfouten worden toegelaten door flexibele koppeling en dus geen extra trillingen veroorzaken.

## IV. BESLUIT

Uit dit eindwerk blijkt dat de verschillende fouten goed gesimuleerd kunnen worden. Sommige resultaten worden hiermee bevestigd. Niet alles wordt echter perfect gesimuleerd. De piek op 3X blijft zoekende. Deze is voornamelijk aanwezig bij de combinatie van uitlijnfouten en een stijve koppeling. Verder kan gezocht worden naar de precieze oorzaak van de piek op 3X om dit eventueel te simuleren. Er kan ook nagegaan worden hoe het full spectrum verbeterd kan worden bij de simulatie. Bij een hoekuitlijnfout moet er bijvoorbeeld een grote piek op -1X verkregen worden.

## V. REFERENTIES

- [1] J. Kaikko, "BH50A1300 Maintenance Management: Introduction," Moodle, 2019. [Online]. Available: [https://moodle.lut.fi/pluginfile.php/489434/mod\\_resource/content/1/1\\_Introduction%28draft%29.pdf](https://moodle.lut.fi/pluginfile.php/489434/mod_resource/content/1/1_Introduction%28draft%29.pdf). [Accessed: 21-Nov-2019].
- [2] F. Verbelen, "Uitwerken van procedures voor machinediagnose d.m.v. trillingsanalyse op een testopstelling met standaardfouten," UGent Campus Kortrijk, 2013.
- [3] SpectraQuest, "SpectraQuest, Inc." [Online]. Available: <https://spectraquest.com/machinery-fault-simulator/details/mfs-1t/>.
- [4] M. Monte, F. Verbelen, and B. Vervisch, "The use of orbitals and full spectra to identify misalignment," Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser., vol. 5, pp. 215–222, 2014.
- [5] M. Monte, F. Verbelen, and B. Vervisch, "Detection of Coupling Misalignment by Extended Orbits," Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser.
- [6] C. Mishra, A. K. Samantaray, and G. Chakraborty, "Ball bearing defect models: A study of simulated and experimental fault signatures," J. Sound Vib., vol. 400, pp. 86–112, 2017.
- [7] E. Adolffson, "Simplified finite element bearing modeling with NX Nastran," 2015.

# Extended abstractII

## I. INTRODUCTION

In industry, there are several ways for maintaining a machine: curative, preventive, predictive and proactive maintenance (figure 1) [1], [2].

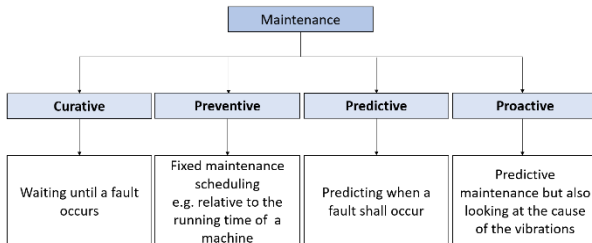


Figure 1: Scheme maintenance

Vibration analysis is a common way of predictive maintenance. This type of analysis is applied on the 'Machinery fault simulator' of SpectraQuest Inc (figure 2) [3]. This rotating machine allows to implement several machine faults, like unbalance and misalignment.



Figure 2: The 'Machinery fault simulator'

### A Analysis

The vibrations are measured with an accelerometer, which gives the acceleration in g (= gravitational acceleration = 9.81 m/s<sup>2</sup>) in function of time. This signal will be converted to the frequency domain via a Fast Fourier Transformation (FFT). From this, a spectrum can be plotted, which indicates what frequencies the signal contains and how strong they are present (with the amplitude). From this transformation (figure 3), it is clearer how the vibrations are composed.

This method makes it possible to analyze the machine faults. The spectra will contain peaks on the rotational speed, indicated by X, and on the harmonics, e.g. 2X, 3X, 4X, ... With these spectra, most machine faults can be distinguished from each other, but not all faults can. As a solution, the full spectrum can be plotted [4]. These kinds of spectra contain both the positive as the negative part of the frequency domain.

Another way to distinguish faults, is by orbits [4]. These show the movement of the axis. Monte et al. [5] discuss the use of extended orbits. In these orbits, the axial vibrations are included. 3D orbits give a clearer view.

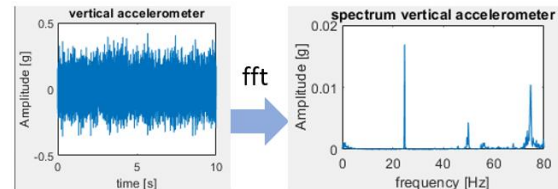


Figure 3: Difference signal in time and frequency domain

## II. OBJECTIVES

The purpose of this work is to create a simulation model of a rotating machine, in a multibody dynamics software package, allowing to implement several machine faults (or combinations). The software used is Siemens NX®.

Each fault (figure 4) has a typical characteristic in the frequency domain. Combination of these faults makes it very difficult to distinguish them because there is an overlap on several frequencies.

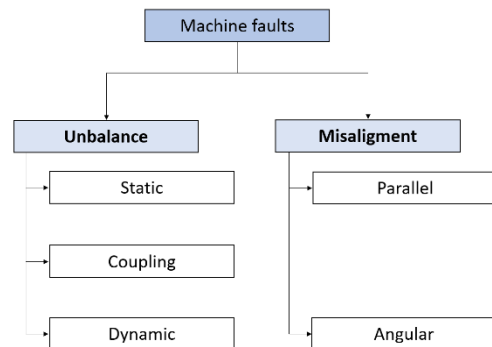


Figure 4: Schema machine faults

The simulation will be compared with measurements on the real machine and literature [2], [4], [5] to validate. This can clarify the results. The effect of the rigidity of the coupling will also be discussed.

### III. RESULTS

#### A Preliminary

##### 1) Structure simulation

The model (figure 5(a)) allows to implement unbalance and misalignment. Misalignment is achieved by shifting the motor-axis.

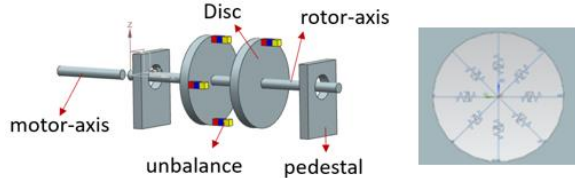


Figure 5: Simulation (a) model, (b) bearing

The rotor-axis is modelled as a flexible link, that allows local distortions (vibrations). Those distortions can be measured as displacement, speed or acceleration.

The bearings can be modelled in different ways, discussed in literature [2], [6], [7]. For the simplicity, a spring-damper-system is used (figure 5 (b)).

For the coupling, a combination of rotation and translation springs is used. The rotation rigidity of the coupling transfers the rotation from motor to rotor. The translation rigidity of the coupling indicates the rigidity of the coupling. So, no translation rigidity gives a very flexible coupling, a big translation rigidity gives a rigid coupling.

It is important that the control of the model is done with a CO-simulation, where the control circuit is modelled in Matlab/Simulink®. In this way, the dynamic model is controlled with a torque that keeps the speed constant. The control circuit consists of a desired speed, a feedback of the actual speed and a PI-controller.

#### B Reference measurement

A healthy setup should only have a peak at 1X, the rotational speed. The results of the actual setup show also peaks at 2X and 3X. Those peaks are not obtained in the simulation because it represents an ideal setup. So, the obtained peak at 1X is also negligibly small ( $\approx 1.8 \times 10^{-6}$  g). The results of the actual setup show otherwise, thus this setup is not ideal and contains small machine faults.

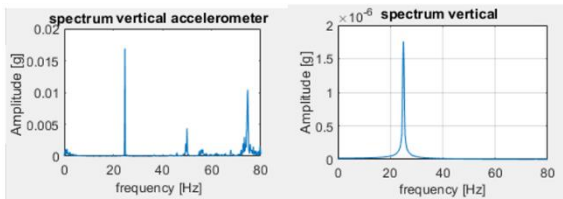


Figure 6: Spectrum (a) actual, (b) simulation

#### C Unbalance

The three types of unbalance are expected to cause an increase of the peak on 1X (figure 4). This is confirmed by the measurements on the actual setup. Depending on the fault, the amplitude of the peak varies: static unbalance > dynamic unbalance > couple unbalance.

The simulation confirms these results. After several tests, the amplitude of the peaks seems to be linear dependent on the size of the unbalance.

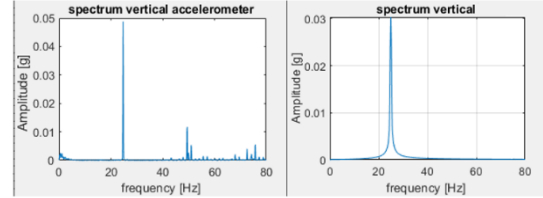


Figure 7: Spectrum (a) actual, (b) simulation

The full spectrum of unbalance results in a big peak at +1X and a smaller peak at -1X. In both ways, actual setup and simulation, the same results are obtained.

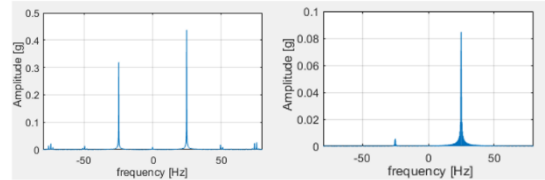


Figure 8: Full spectrum (a) actual, (b) simulation

#### D Parallel misalignment

The implementation of this fault results in a peak at 2X and 3X [2], [4], [5]. The obtained orbits should also contain a distortion. This is confirmed by the actual setup. The simulation only obtains a peak at 2X, that is linear dependent on the size of the parallel misalignment. This fault also leads to little axial vibrations, which is not present in the reference measurement or unbalance.

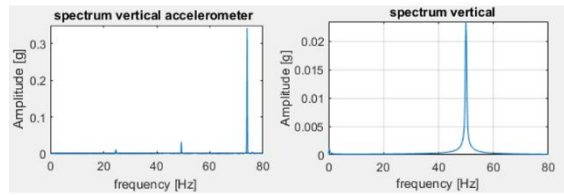


Figure 9: Spectrum (a) actual, (b) simulation

The resulting orbits (sum of 1X and 2X) of the simulation are ellipse, so no distortions as expected. The distortions are the result of the combination of an orbit in 1X and 2X. This can be achieved by adding unbalance to this simulation (figure 10).

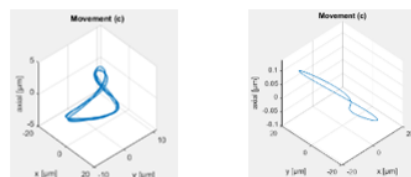


Figure 10: Orbit (a) actual, (b) simulation

### E Angular misalignment

The implementation of these faults results in a peak at 1X and 3X [2], [4], [5]. The full spectrum of this fault contains a peak at +1X and a bigger peak at -1X. Those expectations are confirmed with the actual setup. In the simulation, there is a peak at 1X and a small peak at 2X. That last one is the result of a parallel misalignment caused by the implementation of the angular misalignment. Both peaks are linear dependent on the size of the angular misalignment. This fault also leads to big axial vibrations, what characterizes this fault.

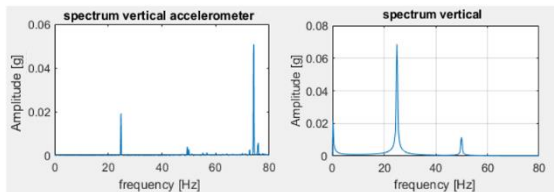


Figure 11: Spectrum (a) actual, (b) simulation

### F Flexible coupling

All faults have also been measured with a flexible coupling, both on the actual setup as in the simulation. The results are similar, namely a strong reduction of the peaks at 2X and 3X. So, it can be concluded that misalignment is tolerated by flexible couplings and is not causing extra vibrations.

## IV. CONCLUSION

From this research can be concluded that the simulation of machine faults is possible and gives good results. Not everything is perfectly simulated. The peak at 3X is not found yet. This peak is mainly present with the combination of misalignment and a rigid coupling. So, further studies could search for the exact cause of this peak in order to make simulation possible. Also, research could be done on how to get a better full spectrum from the simulation. An angular misalignment for example, should obtain a big peak at -1X.

## V. REFERENCES

- [1] J. Kaikko, "BH50A1300 Maintenance Management: Introduction," Moodle, 2019. [Online]. Available: [https://moodle.lut.fi/pluginfile.php/489434/mod\\_resource/content/1/1 Introduction %28draft%29.pdf](https://moodle.lut.fi/pluginfile.php/489434/mod_resource/content/1/1%20Introduction%28draft%29.pdf). [Accessed: 21-Nov-2019].
- [2] F. Verbelen, "Uitwerken van procedures voor machinediagnose d.m.v. trillingsanalyse op een testopstelling met standaardfouten," UGent Campus Kortrijk, 2013.
- [3] SpectraQuest, "SpectraQuest, Inc." [Online]. Available: <https://spectraquest.com/machinery-fault-simulator/details/mfs-1t/>.
- [4] M. Monte, F. Verbelen, and B. Vervisch, "The use of orbitals and full spectra to identify misalignment," Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser., vol. 5, pp. 215–222, 2014.
- [5] M. Monte, F. Verbelen, and B. Vervisch, "Detection of Coupling Misalignment by Extended Orbits," Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser.
- [6] C. Mishra, A. K. Samantaray, and G. Chakraborty, "Ball bearing defect models: A study of simulated and experimental fault signatures," J. Sound Vib., vol. 400, pp. 86–112, 2017.
- [7] E. Adolfsson, "Simplified finite element bearing modeling with NX Nastran," 2015.

# Inhoudsopgave

---

<b>VOORWOORD</b> .....	<b>I</b>
<b>PREAMBULE</b> .....	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>III</b>
<b>EXTENDED ABSTRACT I</b> .....	<b>IV</b>
<b>EXTENDED ABSTRACTII</b> .....	<b>VII</b>
<b>LIJST VAN FIGUREN</b> .....	<b>XIII</b>
<b>GEBRUIKTE SYMBOLEN EN AFKORTINGEN</b> .....	<b>XVI</b>
<b>1 INLEIDING</b> .....	<b>1</b>
<b>2 MEETPROCEDURE WERKELIJKE OPSTELLING</b> .....	<b>2</b>
2.1. Opstelling .....	2
2.2. Uitlijning .....	3
2.3. Koppeling .....	4
2.4. Meting .....	4
2.4.1. Sensoren.....	5
2.4.2. Inlezen en verwerken data.....	6
<b>3 OPBOUW SIMULATIE</b> .....	<b>9</b>
3.1. Software .....	9
3.2. Flexible body .....	9
3.2.1. FEM-file .....	10
3.2.2. SIM-file .....	11
3.2.3. NX-motion .....	13
3.2.4. Implementatie lager .....	14
3.2.5. Implementatie koppeling .....	16
3.3. CO-simulatie.....	16
<b>4 THEORETISCHE ACHTERGROND MACHINEFOUTEN</b> .....	<b>18</b>
4.1. Onbalans .....	18
4.2. Uitlijnfouten .....	19
4.3. Verwachte resultaten bij machinefouten .....	20

<b>5</b>	<b>REFERENTIEMETING</b>	<b>21</b>
5.1.	Resultaten werkelijke opstelling	21
5.2.	Simulatie	22
5.2.1.	Eenvoudige starre as	22
5.2.2.	Flexibele as zonder schijven	23
5.2.3.	Flexibele as met schijven	26
<b>6</b>	<b>ONBALANS</b>	<b>28</b>
6.1.	Resultaten werkelijke opstelling	28
6.2.	Simulatie	29
6.2.1.	Statische onbalans	29
6.2.2.	Koppelonbalans	30
6.2.3.	Dynamische onbalans	30
<b>7</b>	<b>UITLIJNFOUTEN</b>	<b>31</b>
7.1.	Parallele uitlijnfouten	31
7.1.1.	Resultaten werkelijke opstelling	31
7.1.2.	Simulatie	32
7.2.	Hoekuitlijnfout	37
7.2.1.	Resultaten werkelijke opstelling	37
7.2.2.	Simulatie	38
<b>8</b>	<b>COMBINATIES VAN FOUTEN</b>	<b>40</b>
8.1.	Parallele uitlijnfout met onbalans	40
8.1.1.	Resultaten werkelijke opstelling	40
8.1.2.	Simulatie	42
8.2.	Hoekuitlijnfout met onbalans	43
8.2.1.	Resultaat werkelijke opstelling	43
8.2.2.	Simulatie	45
8.3.	Parallele uitlijnfout met hoekuitlijnfout	46
8.4.	Benadering referentiemeting werkelijke opstelling	47
<b>9</b>	<b>DUURZAAMHEID</b>	<b>48</b>
<b>10</b>	<b>BESLUIT</b>	<b>49</b>
	<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>51</b>
	<b>BIJLAGEN</b>	<b>53</b>
A.	Datasheet Accelerometer	53
B.	Matlab® m-files	54
1.	Voorbeeld_fft	54
2.	Test_orbit	55
3.	FFT	56
4.	faseverschuiving_beide_lagers	57

C. Extra CAD-files..... 58

# Lijst van figuren

---

<i>Figuur 1.1: Schema machinefouten</i> .....	1
<i>Figuur 2.1: Meetopstelling</i> .....	2
<i>Figuur 2.2: Opstelling tijdens het uitlijnen</i> .....	3
<i>Figuur 2.3: Ingevulde waarden</i> .....	3
<i>Figuur 2.4: Voorbeeld na het opmeten van de uitlijning</i> .....	3
<i>Figuur 2.5: Toleranties van de offsets bij 1500 rpm</i> .....	4
<i>Figuur 2.6: (a) LoveJoy koppeling, bron: directindustry.com, (b) beamkoppeling, bron: tbhengelo.nl</i> .....	4
<i>Figuur 2.7: Meting op lagerhuis</i> .....	4
<i>Figuur 2.8: Opgemeten ski slope</i> .....	6
<i>Figuur 2.9: De sound and Vibration Input Module NI-9234 gebruikt voor de metingen</i> .....	6
<i>Figuur 2.10: Voorbeelden signalen in tijds- en frequentiedomein</i> .....	7
<i>Figuur 2.11: Voorbeeld van het verband tussen orbitaal en full spectrum</i> .....	8
<i>Figuur 3.1: CAD-model</i> .....	9
<i>Figuur 3.2: Idealized part na split body</i> .....	10
<i>Figuur 3.3: (a) gemeshte as, (b) 1D connectie gebruikt in de as</i> .....	10
<i>Figuur 3.4: As met fixed en free boundary degrees of freedom</i> .....	11
<i>Figuur 3.5: Eerste vier 'normale' modes</i> .....	11
<i>Figuur 3.6: Uitvergroete weergave van de mode shape van Mode 13</i> .....	11
<i>Figuur 3.7: Eerste 15 bekomen modes</i> .....	11
<i>Figuur 3.8: Tabel voor coëfficiënt A</i> .....	12
<i>Figuur 3.9: Connections flexible body</i> .....	13
<i>Figuur 3.10: Eigenfrequenties flexible body</i> .....	13
<i>Figuur 3.11: Voorstelling eenvoudige lager met vier veren</i> .....	14
<i>Figuur 3.12: Voorstelling eenvoudige lager met acht veren</i> .....	14
<i>Figuur 3.13: Orbitaal bij faseverschuiving (a) 90°, (b) 45°</i> .....	15
<i>Figuur 3.14: Voorstelling complexere lager met speling</i> .....	15
<i>Figuur 3.15: Voorstelling complexere lager met speling en alleen drukkrachten</i> .....	15
<i>Figuur 3.16: Closed loop regelkring opstelling</i> .....	16
<i>Figuur 3.17: Regelkring voor het bepalen van de bodeplot</i> .....	17
<i>Figuur 3.18: Bodeplot (amplitude, fase en coherentie)</i> .....	17
<i>Figuur 4.1: Soorten onbalans (a) statisch, (b) koppel en (c) dynamisch</i> .....	18
<i>Figuur 4.2: Soorten uitlijnfouten</i> .....	19
<i>Figuur 5.1: Spectra referentiemeting met (a) LoveJoy koppeling, (b) beamkoppeling</i> .....	21
<i>Figuur 5.2: Referentiemeting werkelijke opstelling (a) 3D orbitaal, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	22
<i>Figuur 5.3: Axiale verplaatsing as</i> .....	23
<i>Figuur 5.4: Verticale versnelling lager 1</i> .....	23
<i>Figuur 5.5: input hoeksnelheid opstelling</i> .....	24
<i>Figuur 5.6: Verticale (a) verplaatsing, (b) versnelling lager 1</i> .....	24
<i>Figuur 5.7: (a) input koppel, (b) output hoeksnelheid opstelling</i> .....	25
<i>Figuur 5.8: Lager 1 (a) verticale versnelling, (b) orbitaal en (c) spectrum</i> .....	25
<i>Figuur 5.9: Spectrum referentiemeting simulatie</i> .....	26
<i>Figuur 5.10: (a) 3D orbitalen referentiemeting simulatie en (b) radiale projectie</i> .....	27
<i>Figuur 5.11: Horizontale en verticale trilling lager 1</i> .....	27
<i>Figuur 5.12: Lagers met 4 veren (a) radiale projectie, (b) horizontale en verticale trilling lager 1</i> .....	27
<i>Figuur 6.1: Statische onbalans werkelijke opstelling met LoveJoy koppeling (a) spectrum, (b) full spectrum</i> .....	28



<i>Figuur 6.2: Statische onbalans werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen en (b) radiale projectie</i> .....	29
<i>Figuur 6.3: Statische onbalans simulatie (a) spectrum, (b) full spectrum</i> .....	29
<i>Figuur 6.4: Amplitude piek 1X in functie van grootte statische onbalans</i> .....	29
<i>Figuur 6.5: Statische onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie</i> .....	30
<i>Figuur 6.6: Spectrum koppelonbalans simulatie</i> .....	30
<i>Figuur 6.7: Spectrum dynamische onbalans simulatie</i> .....	30
<i>Figuur 7.1: (a) Spectra parallelle uitlijnfout werkelijke opstelling met LoveJoy koppeling, (b) Ingezoomd beeld van figuur 7.2 (a)</i> .....	31
<i>Figuur 7.2: Spectra parallelle uitlijnfout werkelijke opstelling met beamkoppeling</i> .....	31
<i>Figuur 7.3: Parallelle uitlijnfout werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	32
<i>Figuur 7.4: Opstelling high speed camera</i> .....	33
<i>Figuur 7.5: Voorstelling lager bij (a) gezonde opstelling, (b) parallelle uitlijnfout van 1 mm (frame uit simulatie)</i> .....	34
<i>Figuur 7.6: Spectrum bij (a) 1 000 000 N/m, (b) 1 000 N/m</i> .....	34
<i>Figuur 7.7: Ingezoomd beeld van figuur 7.7 (b)</i> .....	34
<i>Figuur 7.8: (a) sketch motor-as, (b) expressions model</i> .....	35
<i>Figuur 7.9: Spectra parallelle uitlijnfout simulatie via tweede manier met stijve koppeling</i> .....	35
<i>Figuur 7.10: Spectrum parallelle uitlijnfout simulatie via tweede manier met flexibele koppeling</i> .....	36
<i>Figuur 7.11: Amplitude piek op 2X in functie van grootte parallelle uitlijnfout</i> .....	36
<i>Figuur 7.12: Parallelle uitlijnfout simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	36
<i>Figuur 7.13: Hoekuitlijnfout werkelijke opstelling (a) spectra en (b) full spectrum</i> .....	37
<i>Figuur 7.14: Hoekuitlijnfout werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	38
<i>Figuur 7.15: Spectra hoekuitlijnfout simulatie met stijve koppeling</i> .....	38
<i>Figuur 7.16: Amplitude piek op 1X en 2X in functie van grootte hoekuitlijnfout</i> .....	39
<i>Figuur 7.17: Spectra hoekuitlijnfout simulatie met flexibele koppeling</i> .....	39
<i>Figuur 7.18: Hoekuitlijnfout simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	39
<i>Figuur 8.1: Combinatiefout parallelle uitlijnfout en onbalans werkelijke opstelling (a) spectra, (b) ingezoomd beeld (a)</i> .....	40
<i>Figuur 8.2: Full spectrum combinatiefout</i> .....	41
<i>Figuur 8.3: Spectra combinatiefout werkelijke opstelling met beamkoppeling</i> .....	41
<i>Figuur 8.4: Combinatiefout parallelle uitlijnfout en onbalans werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	41
<i>Figuur 8.5: Spectra combinatie parallelle uitlijnfout en onbalans simulatie met (a) stijve koppeling, (b) flexibele koppeling</i> .....	42
<i>Figuur 8.6: Combinatie parallelle uitlijnfout en onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	42
<i>Figuur 8.7: Spectrum combinatiefout met minder onbalans simulatie</i> .....	43
<i>Figuur 8.8: combinatiefout met minder onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	43
<i>Figuur 8.9: Combinatie hoekuitlijnfout en onbalans werkelijke optelling met LoveJoy koppeling (a) spectra, (b) full spectrum</i> .....	44
<i>Figuur 8.10: Combinatie hoekuitlijnfout en onbalans werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie</i> .....	44
<i>Figuur 8.11: Spectra combinatie hoekuitlijnfout en onbalans simulatie met stijve koppeling</i> .....	45
<i>Figuur 8.12: Combinatie hoekfout en onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale, (c) axiale projectie</i> .....	45
<i>Figuur 8.13: Spectra combinatie hoekuitlijnfout en parallelle uitlijnfout simulatie met stijve koppeling</i> .....	46

<i>Figuur 8.14: Combinatie hoekuitlijnfout en parallelle uitlijnfout simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie.....</i>	<i>46</i>
<i>Figuur 8.15: Spectrum verticale richting referentiemeting (a) werkelijke opstelling (a) benadering met simulatie .....</i>	<i>47</i>
<i>Figuur 8.16: Benadering referentiemeting simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie .</i>	<i>47</i>
<i>Figuur B.0.1: Implementatie extra CAD.....</i>	<i>58</i>

# Gebruikte symbolen en afkortingen

---

Rpm	Rounds per minute (= toeren per minuut)
EMC	Electromagnetic compatibility
BNC	Bayonet Neill-Concelman connector
DAQ	Data acquisitie systeem (= systeem dat gegevens verzameld)
g	Gravitational acceleration (= valversnelling = 9.81 m/s <sup>2</sup> )
FFT	Fast Fourier Transformation
RMS	Root Mean square (= effectieve waarde sinus)
w	Hoeksnelheid (= $2 \cdot \pi \cdot f$ , met f=frequentie)
CAD	Computer-aided design
FEM	Finite element method
EEA	eindige-elementenmethode
DOF	Degree of freedom
X bv. 1X	Rotatiesnelheid van de opstelling
SDG	Sustainable Development Goals (= Duurzame Ontwikkelingsdoelstellingen)

# 1 Inleiding

---

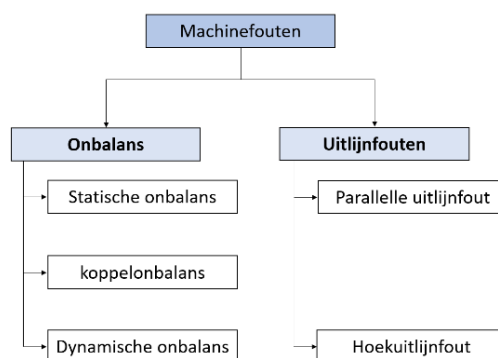
In de industrie worden machines volgens verschillende methodes onderhouden. Deze methoden zijn opgedeeld in vier grote takken, namelijk het curatief, preventief, predictief en proactief onderhoud [1], [2].

Bij het curatief onderhoud wordt op een fout gewacht vooraleer te reageren. Een methode van dit onderhoud is het direct curatief onderhoud. Hier zal bij het opmerken van een fout meteen gereageerd worden, wat ervoor zorgt dat de uitvaltijd geminimaliseerd wordt. Dit is een ongeplande methode, die duur is en een voorraad aan voldoende reservestukken is vereist. De andere methode is het uitgesteld curatief onderhoud en kan worden toegepast op fouten die uitgesteld kunnen worden. In dit geval werkt de machine verder tot op een vooropgestelde waarde van functionaliteit. Dit onderhoud is dus gepland, van zodra de fout is opgetreden. Hiervoor moeten de onderdelen niet op voorhand beschikbaar zijn en is dus kostenefficiënter [3].

Bij preventief onderhoud wordt het onderhoud uitgevoerd vooraleer de fout optreedt. Hier vinden de inspecties en/of vervangingen plaats op regelmatige basis. Dit kan gedefinieerd worden aan de hand van een kalender of aan de hand van de looptijd van de machine. Hierdoor worden de uitvaltijd en storingen gereduceerd.

Het predictief onderhoud voorspelt wanneer fouten zullen optreden. Het proactief onderhoud kijkt ook naar de aard van de fout. Hiervoor worden diagnoses genomen van de machine en worden nadien geanalyseerd naar eventuele fouten. Voorbeelden hiervan zijn olieanalyse, infrarood-metingen, ultrasound-metingen,... [4]. Nog een andere en veel voorkomende manier van diagnose is de trillingsanalyse. Dankzij deze analyse kunnen potentiële fouten gevonden en vermeden worden. Voor een trillingsanalyse van bijvoorbeeld een roterende machine zullen sensoren geplaatst worden op een lagerhuis om zo de trillingen te meten [2]. Veel voorkomende fouten zijn onbalans, uitlijnfouten, lagerschade,... Hieromtrent is kennis opgedaan in meerdere bronnen [2], [5]–[7].

Dergelijke trillingsanalyse zal toegepast worden op een opstelling die zich bevindt in het labo mechatronica aan de UGent Campus Kortrijk. Hierop kunnen de verschillende machinefouten en combinaties ervan geïmplementeerd worden om het effect ervan via een trillingsanalyse te bekijken. De verschillende machinefouten zijn schematisch voorgesteld in figuur 1.1. Iedere fout zal een typische karakteristiek vertonen bij de resultaten, waardoor deze herkend kunnen worden. Bij combinaties van fouten kan dit leiden tot gelijkaardige resultaten waardoor het moeilijk wordt om de aanwezige fouten eruit te halen.



**Figuur 1.1: Schema machinefouten**

Het doel van dit project is om een simulatiemodel op te bouwen van een roterende opstelling waarop de verschillende machinefouten (en combinaties) geïmplementeerd kunnen worden. Op dit model wordt ook een trillingsanalyse uitgevoerd en de resultaten worden vergeleken met deze van de werkelijke opstelling ter validatie. Deze simulatie zal duidelijkheid verschaffen over het effect van iedere machinefout op de aanwezige trillingen in de machine.

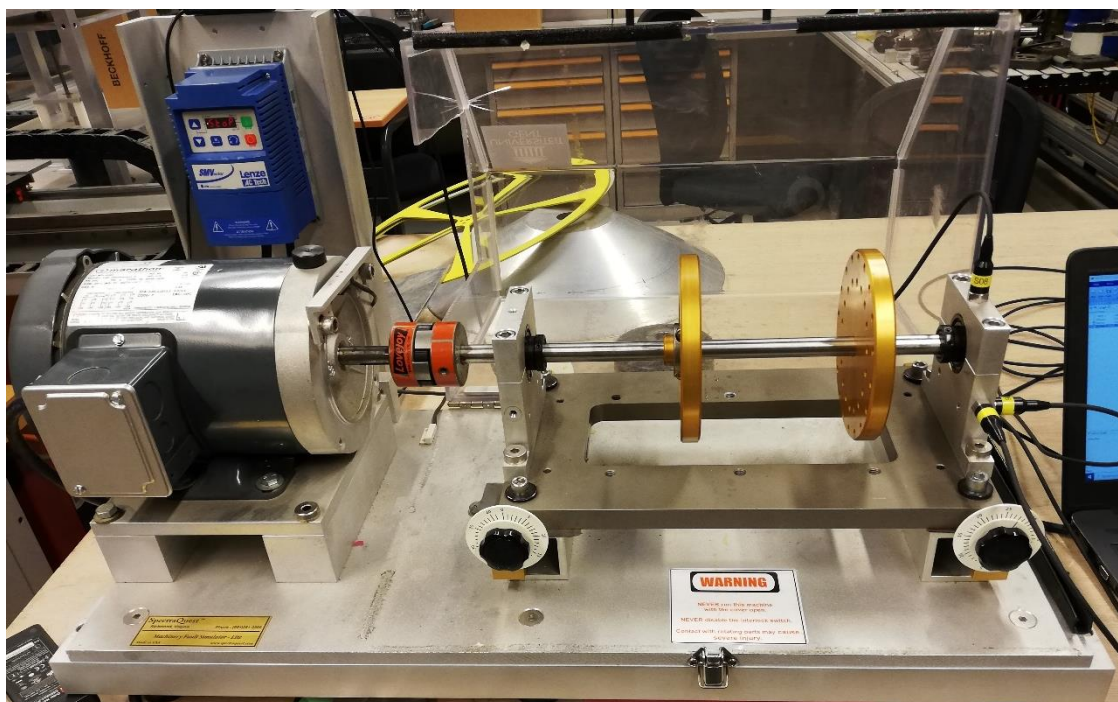
Belangrijke componenten van deze opstelling zijn de lagers. De veroorzaakte krachten door machinefouten zullen hierop inwerken en bijgevolg tot trillingen leiden. Hiervoor werden enkele modellen gevonden in de literatuur [2], [8]–[10].

## 2 Meetprocedure werkelijke opstelling

---

### 2.1. Opstelling

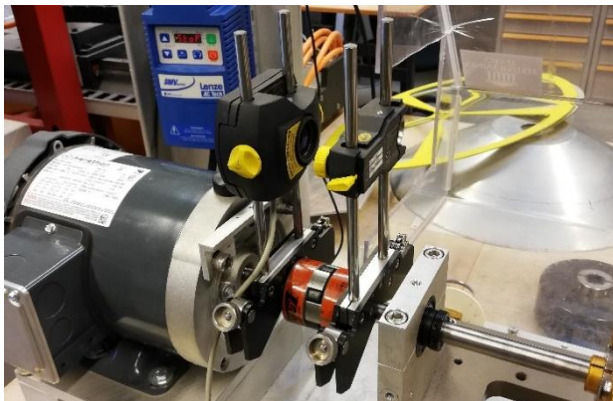
Ter verificatie van de simulaties, worden de verschillende machinefouten geïmplementeerd op de werkelijke opstelling in het labo mechatronica aan de UGent Campus Kortrijk. Deze meetopstelling is te zien in figuur 2.1. Het gaat namelijk over de ‘Machinery fault Simulator’ van SpectraQuest Inc. Deze opstelling maakt het mogelijk de verschillende fouten eenvoudig aan te brengen om ze zo op te meten. De as bestaat namelijk uit twee goudkleurige schijven met meerdere gaten met schroefdraad. Onbalans kan dus simpelweg verkregen worden door het aanbrengen van bouten. De uitlijnfouten kunnen veroorzaakt worden door verplaatsing van het frame via de vier draaiknoppen aan de onderkant. Om de uitlijning nauwkeurig te laten verlopen wordt een methode met lasers gebruikt. Dit wordt in het volgend deel ‘2.2 uitlijning’ besproken.



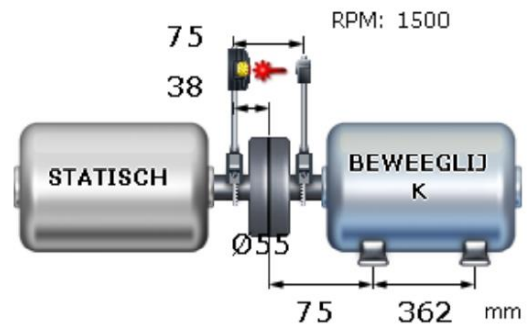
Figuur 2.1: Meetopstelling

## 2.2. Uitlijning

Om de uitlijnfouten nauwkeurig te implementeren of om de opstelling correct uit te lijnen ten opzichte van de motor, wordt een methode gebruikt met lasers, genaamd Shaftalign van Prüftechnik. Figuur 2.2 geeft de opstelling weer tijdens het uitlijnen van de as. Ze bestaat uit een laser, gekoppeld aan de motor-as, en een spiegel, gekoppeld aan de rotor-as. Vooraleer de metingen te kunnen uitvoeren, moeten de afmetingen van de opstelling en de snelheid waarop het aangedreven is, in rpm, ingevoerd worden. Figuur 2.3 geeft het scherm weer na het invoeren van de gevraagde parameters. Zoals te zien is in figuur 2.3, gebeuren alle metingen op 1500 rpm, wat 25 Hz is.



Figuur 2.2: Opstelling tijdens het uitlijnen



Figuur 2.3: Ingevulde waarden

Eens dit gebeurd is, volgt het opmeten van de uitlijning. Een meting van zo'n Shaftalign bestaat uit het uitschakelen van een laser en het bekijken van de positie van de werkatste straal, door de spiegel. Door vier dergelijke metingen te doen op vier verschillende hoeken, zal weergegeven worden op het scherm hoe groot de radiale en axiale fout is in zowel verticale als horizontale richting. De grootte van de fout zal aangegeven worden op de plaats van beide lagers. Figuur 2.4 geeft een voorbeeld van een bekomen scherm. Op deze figuur is te zien dat de opstelling ongeveer 0.85 mm horizontaal verschoven is ten opzichte van de motor-as. Op deze interface zijn ook smileys aanwezig op zowel het verticale als op het horizontale gedeelte. Die geven aan met een blije smiley dat de uitlijning uitstekend is. Een verdrietige smiley geeft aan dat het niet goed is en een OK wil zeggen dat het aanvaardbaar is. Hiervoor wordt gekeken of de bekomen waarden zich binnen de normen bevinden voor de uitlijning. Deze normen zijn afhankelijk van de rotatiesnelheid van de opstelling. De normen voor 1500 rpm, gebruikt bij de metingen, zijn te zien in figuur 2.5.



Figuur 2.4: Voorbeeld na het opmeten van de uitlijning

Toleranties	
Kort flexibel, Tolerantietype: Tabel	Waarde: eenheid:
Toerental	1500
Excellent:	
Axiaal	0.02 [mm]
Radiaal	0.06 [mm]
Acceptabel	
Axiaal	0.03 [mm]
Radiaal	0.09 [mm]

Figuur 2.5: Toleranties van de offsets bij 1500 rpm

## 2.3. Koppeling

De koppeling is een zeer belangrijke component bij roterende machines. Het zorgt namelijk voor de connectie tussen de motor en de rotor. Die component varieert zeer in de industrie. Het gaat van zeer stijve koppelingen tot zeer flexibele koppelingen. Een flexibele koppeling bijvoorbeeld, laat kleine uitlijnfouten toe [11]. Een stijvere koppeling daarentegen, laat dit minder toe en zorgt voor meer trillingen wat schadelijk is. Een zeer stijve koppeling laat zelf geen fouten toe waardoor een uitlijning perfect moet zijn [7].

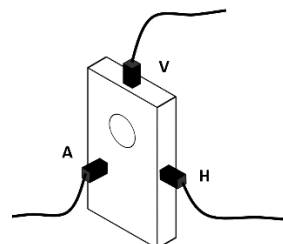
Voor de metingen worden twee koppelingen gebruikt, namelijk de LoveJoy en de beamkoppeling. Deze koppelingen zijn respectievelijk te zien in de figuren 2.6 (a) en (b). De beamkoppeling bevat meerdere uitsparingen waardoor dit een zeer flexibele koppeling is. Het wordt vooral gebruikt in lichte toepassingen, zoals bijvoorbeeld bij stapmotoren of kleine pompen [11]. De LoveJoy koppeling wordt ook gezien als een flexibele koppeling maar is ten opzichte van de beamkoppeling een veel stijvere koppeling. Dit wordt gebruikt om het verschil te zien in de metingen tussen een flexibele en een stijvere koppeling.



Figuur 2.6: (a) LoveJoy koppeling, bron: [directindustry.com](http://directindustry.com), (b) beamkoppeling, bron: [tbhengelo.nl](http://tbhengelo.nl)

## 2.4. Meting

De metingen gebeuren in de horizontale, verticale en axiale richting op het lagerhuis van een lager (figuur 2.7). Het opmeten in de drie richtingen zorgt namelijk voor meer mogelijkheden in het verwerken van de data. De metingen vinden plaats op de verste lager ten opzichte van de koppeling omdat dit meer trillingen toelaat en dus duidelijkere resultaten geeft dan de andere lager [6]. De gebruikte sensoren hiervoor, het inlezen en verwerken van de data zullen besproken worden.



Figuur 2.7: Meting op lagerhuis

## 2.4.1. Sensoren

Trillingen kunnen op drie manieren opgemeten worden, namelijk als verplaatsing, als snelheid en als versnelling. Een veelvoorkomende verplaatsingssensor is de eddy current sensor [12]. Een groot voordeel bij deze sensoren is dat deze contactloos zijn [13]; ze werken namelijk op het principe van wervelstromen [2]. Snelheidssensoren worden gebruikt voor lage tot middelhoge frequentiemetingen en kunnen op basis van eddy current of piëzo-elektrisch effect werken [12]. Zowel verplaatsings- als snelheidssensoren zijn mogelijke opties voor deze metingen. Voor de metingen van dit eindwerk wordt toch geopteerd om versnellingsensoren (accelerometers) te gebruiken omdat deze betrouwbaar zijn en een zeer groot frequentie- en amplitude bereik hebben. Het gaat hier om piëzo-elektrische accelerometers gebaseerd op het drukprincipe; specifiek gaat het om het model 608A11. Dit type sensor wordt 'piëzo-elektrisch' genoemd omdat het een kristal bevat die een elektrische spanning geeft door de druk die het ondervindt [13]. Belangrijk bij het kiezen van de sensor zijn de omgevingsfactoren, gewicht, gevoeligheid,...

### **Omgevingsfactoren**

Voor de omgevingsfactoren wordt gekeken naar de maximale bedrijfstemperatuur, de blootstelling aan schadelijke chemische stoffen en de vochtigheid [13]. Ook moet rekening gehouden worden met de voedingskabels die nabij de kabels van de sensoren gelegen zijn. Dit kan leiden tot EMC, wat de resultaten kan beïnvloeden [2].

### **Montage**

De montage van de accelerometers is ook een belangrijk gegeven. Dit kan namelijk door simpelweg deze sensor vast te houden, via een magneet, via lijm of via een schroefverbinding [13]. In deze metingen wordt voor dit laatste gekozen omdat dit voorzien is in de opstelling. De lagerhuizen bevatten namelijk verschillende gaten met schroefdraad waarin de sensoren geplaatst kunnen worden. Belangrijk hier is dat ze goed aangespannen zijn. Want als dit niet zo is, kan dit leiden tot het opmeten van extra trillingen, harmonische genaamd [2]. Hierdoor zouden extra pieken ontstaan in het spectrum, die normaal niet aanwezig en dus ongewenst zijn.

### **Gewicht**

Een ander gegeven waarmee rekening gehouden moet worden is het gewicht van de accelerometer ten opzichte van de opstelling. De massa van de versnellingsensoren mag namelijk niet groter zijn dan 10% van de massa van de opstelling zodat dit de trillingen niet te veel zou beïnvloeden [13]. Voor deze opstelling is dit dus een punt waar niet op gelet moet worden aangezien de grote massa van de opstelling.

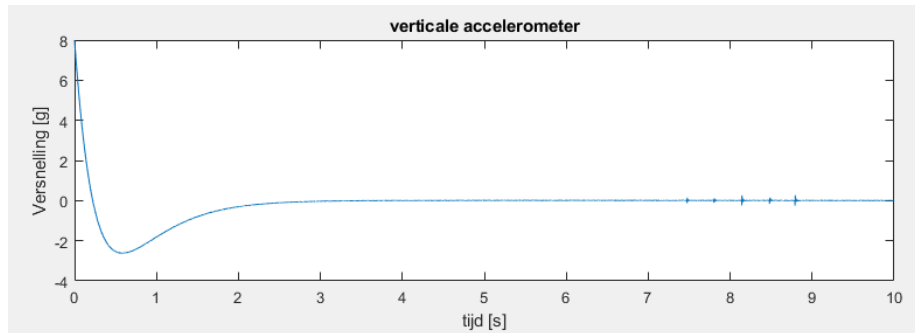
### **Gevoeligheid**

De gevoeligheid van de sensor geeft het verband weer tussen de trilling en de spanning op een referentiefrequentie [13]. De gevoeligheid van deze sensor is 100 mV/g ( $\pm 15\%$ ) en is af te lezen op de datasheet (bijlage A). De exacte gevoeligheid wordt bepaald tijdens de kalibratie van de sensor en is terug te vinden op het kalibratiecertificaat van de accelerometer. De gevoeligheid van de gebruikte versnellingsensoren, afgelezen op het certificaat, is 0.09 V/g of 90mV/g. Om nog een preciezere gevoeligheid van de sensor te bepalen is een volledige kalibratie nodig over het volledige bruikbare frequentiebereik (van 0.5 tot 10 000Hz). Dit is nodig omdat de gevoeligheid van de sensor afhankelijk is van de frequentie [13]. Ook zal deze gevoeligheid dalen zodra de resonantiefrequentie van deze sensor, hier 22 000Hz, bereikt is [2].



### Settling time

In de datasheet (bijlage A) van de accelerometer is af te lezen dat de settling time rond de 2s is. De settling time is de tijd die de sensor nodig heeft om optimaal te werken wanneer de voeding ingeschakeld wordt [2]. Het resultaat hiervan is te zien in figuur 2.8 (deze van de verticaal gerichte accelerometer). Dit fenomeen wordt de ski slope genoemd. Het is duidelijk te zien dat na ongeveer 2s de versnelling op 0g komt wat het juiste resultaat is. In de eerste 2s is de versnelling 8g om dan als een skipiste naar 0g te komen. De settling time is ook temperatuurafhankelijk [2]. Hoe hoger de temperatuur, hoe groter de settling time en dus hoe langer het zal duren vooraleer te kunnen meten.



Figuur 2.8: Opgemeten ski slope

### 2.4.2. Inlezen en verwerken data

De accelerometers worden geconnecteerd aan een Sound and Vibration Input Module NI-9234 via hun BNC-uitgang. Figuur 2.9 [14] geeft deze module weer. Deze wordt dan geconnecteerd met een usb-kabel aan een pc. Wanneer een meting uitgevoerd wordt, zal een Matlab® script 'DAQ.m' uitgevoerd worden zodat de ingelezen data beschikbaar is voor analyse.



Figuur 2.9: De sound and Vibration Input Module NI-9234 gebruikt voor de metingen

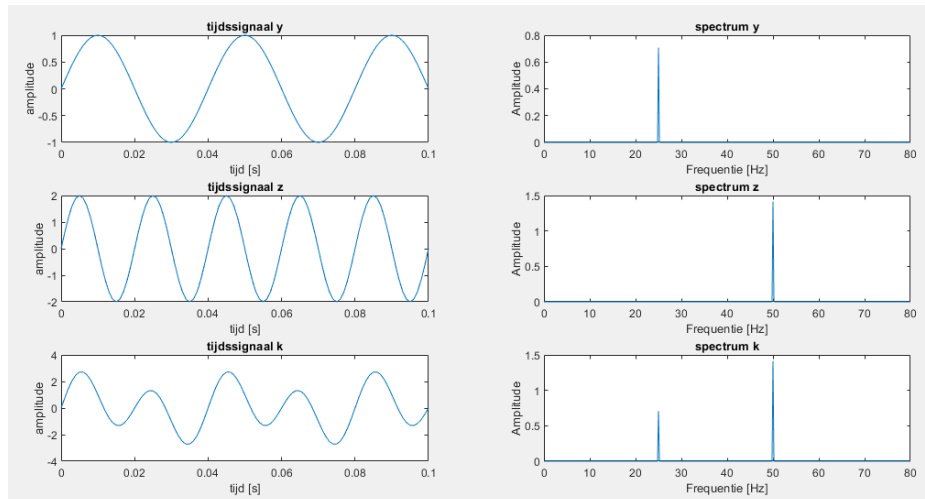
De ingelezen data is de versnelling in  $g$  in functie van tijd. Via dit Matlab script, 'DAQ.m', kan de meettijd en samplefrequentie gekozen worden. Hier wordt gekozen voor een meettijd van 10s en een samplefrequentie van 2048 Hz. Dit resulteert dus dat gedurende de volle meting, 20480 samples genomen zullen worden. De resolutie van het spectrum is 0.1 Hz (= 1 gedeeld door de meettijd). Deze resolutie zorgt voor duidelijke pieken dat de frequentie goed aangeeft. Hoe groter de resolutie, hoe breder de pieken zullen zijn en dus hoe minder nauwkeurig het wordt. De maximale frequentie die opgemeten kan worden is 1024Hz (= de helft van de samplefrequentie).

### Spectrum

Het resultaat is dus een tijdssignaal, waaruit weinig te besluiten valt. Daarom zal op dit signaal een FFT toegepast worden om over te gaan naar het frequentiedomein. Hieruit kan het spectrum geplotted worden van het opgemeten

signaal. Een dergelijk spectrum geeft aan welke frequenties het tijdsignaal bevat, en via de amplitude (RMS-waarde) in welke mate ze aanwezig zijn. Figuur 2.10 (gemaakt via Matlab script in bijlage B.1) geeft duidelijk het verschil weer tussen het tijds- en frequentiedomein en hoe een spectrum werkt. Bij het opmeten van trillingen van een roterende machine, zullen deze pieken de rotatiesnelheid (hiervoor wordt  $X$  gebruikt) en harmonische ervan (dus  $2X$ ,  $3X$ ,  $4X$ ,...) voorstellen. De rotatiesnelheid bepaalt dus de ligging van de pieken.

Bij het maken van een spectrum is het ook zeer belangrijk dat de data geconditioneerd worden. Dit wil zeggen dat een *window* gebruikt moet worden om *leakage* te voorkomen. Leakage willen zeggen dat ongewenste pieken aanwezig zullen zijn rond de rotatiefrequentie en harmonische. Dit ontstaat door geen volledige perioden te bemonsteren van sinussignalen. Als window in dit eindwerk wordt *hanning* gebruikt.



**Figuur 2.10: Voorbeelden signalen in tijds- en frequentiedomein**

Figuur 2.10 toont enkel positieve frequenties, dit wordt het half spectrum genoemd. Dit geeft al een duidelijk beeld over het opgemeten signaal. Uit de papers [2], [6] blijkt dat dit soort spectrum het niet altijd mogelijk maakt de opgelegde machinefouten (figuur 1.1) van elkaar te onderscheiden. Daarom kan ook gewerkt worden met het full spectrum, waar de meeste fouten wel uit gehaald kunnen worden. Het full spectrum bepaalt zowel het positief als het negatief frequentiebeeld. Hierdoor kan afgeleid worden of de dominante pieken een voorwaartse of tegenovergestelde component hebben ten opzichte van de rotatierichting [5]. Het maken van een full spectrum wordt duidelijk uitgelegd door Goldman en Muszynska [15], hier volgt een korte samenvatting. Om een full spectrum te kunnen plotten, moeten de radiale trillingen (horizontaal en verticaal) opgemeten worden. Uit deze trillingen kunnen de voorwaartse pieken  $R_w^+$  en tegenovergestelde pieken  $R_w^-$  bepaald worden voor de gewenste frequentie  $w$  (bv.  $1X$  of  $2X$ ):

$$R_w^+ = \sqrt{X_w^2 + Y_w^2 + 2X_w Y_w \sin(\alpha_w - \beta_w)} \quad (2.1)$$

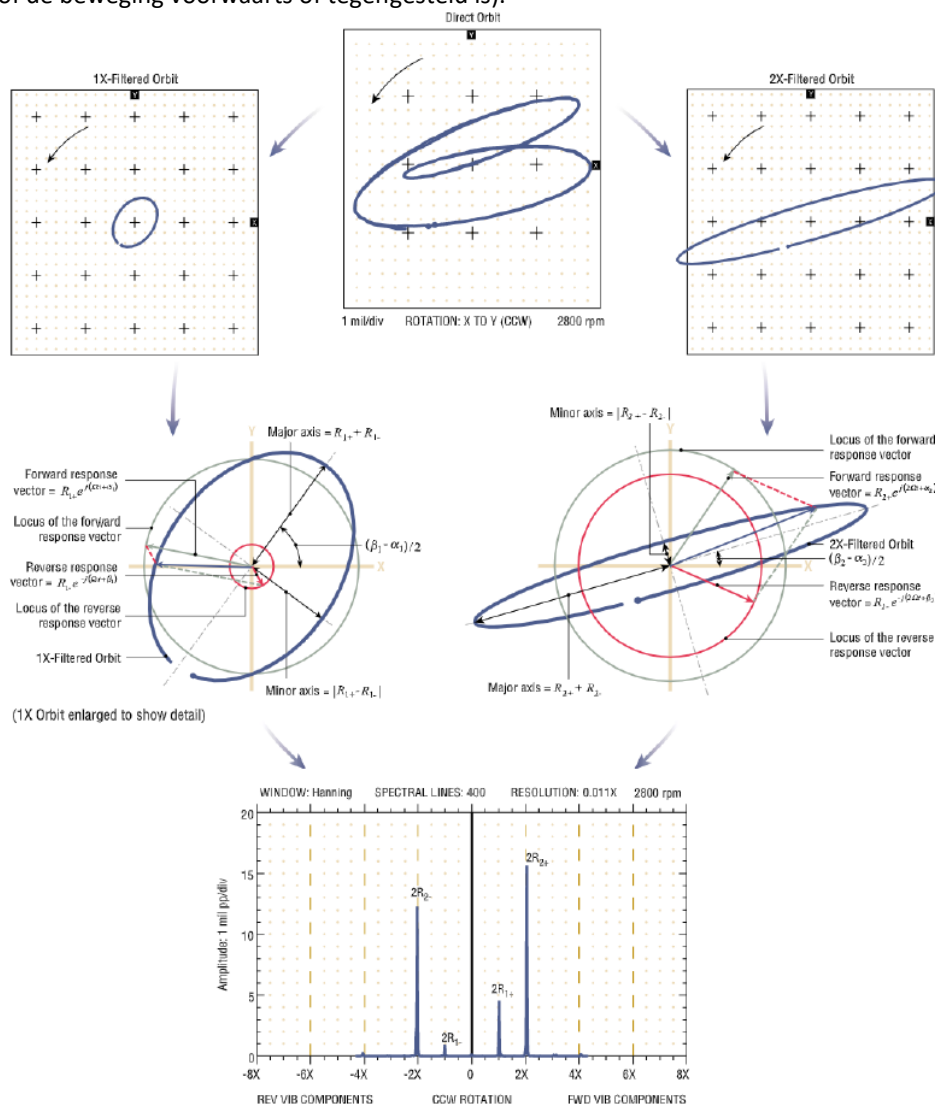
$$R_w^- = \sqrt{X_w^2 + Y_w^2 - 2X_w Y_w \sin(\alpha_w - \beta_w)} \quad (2.2)$$

met

- $w$  = frequentie
- $X_w$  = horizontale amplitude
- $Y_w$  = verticale amplitude
- $\alpha_w$  = hoek voorwaartse orbitaal
- $\beta_w$  = hoek tegenovergestelde orbitaal

## Orbitalen

Om de betekenis beter te kunnen interpreteren, kunnen de orbitalen geplot worden. Deze tonen de werkelijke radiale beweging van de as. Omdat versnelling wordt opgemeten zal dus twee keer geïntegreerd moeten worden om de verplaatsing te hebben van de as. Een orbitaal kan ook gefilterd worden per frequentie. Dus kan per aanwezige frequentie (1X of 2X) een apart orbitaal geplot worden (bovenaan figuur 2.11), hieruit kan duidelijk een verband afgeleid worden met het full spectrum. Dit verband is weergegeven in figuur 2.11 [15]. In deze figuur is iedere component uit vergelijking (2.1) en (2.2) aanwezig. Uit de oriëntatie van de gefilterde orbitalen 1X en 2X ( $= \frac{\beta_w - \alpha_w}{2}$ ) en de link ermee met het full spectrum uit figuur 2.11 en uit vergelijking (2.1) en (2.2) (het deel  $\sin(\alpha_w - \beta_w)$ ) kan besloten worden dat de ligging van de gefilterde orbitalen duidelijk aangeven hoe het full spectrum eruit zal zien. Bijvoorbeeld een orbitaal dat georiënteerd is naar rechtsboven zal grotere pieken hebben in het positieve deel. Een orbitaal dat georiënteerd is naar rechtsonder, zal grotere pieken hebben in het negatief deel. Een speciaal geval is een perfecte cirkel, hierbij zijn enkel positieve of negatieve pieken aanwezig (afhankelijk of de beweging voorwaarts of tegengesteld is).



**Figuur 2.11: Voorbeeld van het verband tussen orbitaal en full spectrum**

Via deze methoden kunnen de fouten nu al zeer goed onderscheiden worden, maar bij combinaties ervan is het nog altijd zeer moeilijk om de betreffende fouten te onderscheiden. Een extra hulp daarbij kunnen uitgebreide orbitalen zijn, die nog eens de axiale beweging van de as meerekenen. Dit wordt uitgebreid besproken in [5]. De aangehaalde methoden voor de signaalverwerking zullen gebruikt worden om de verschillende machinefouten (en combinaties) zo goed mogelijk van elkaar te onderscheiden.

# 3 Opbouw simulatie

## 3.1. Software

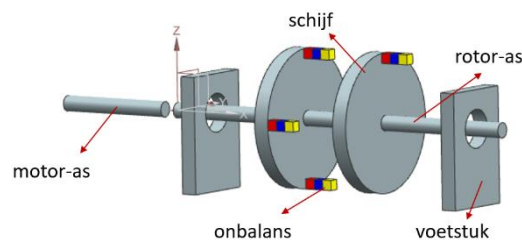
Voor de opbouw van de simulatie wordt het softwarepakket Siemens NX® gebruikt. In deze software zijn veel toepassingen mogelijk. Voor dit eindwerk zijn hieruit drie toepassingen gebruikt om de volledige simulatie mogelijk te maken. Deze worden besproken in tabel 3-1.

**Tabel 3-1: Gebruikte toepassingen in Siemens NX**

Toepassing	Uitleg
Modelling	Dit is de CAD- omgeving waarin de 3D componenten ontworpen kunnen worden.
NX-motion	In deze omgeving kan de kinematica en dynamica van het CAD-model bepaald worden. Kinematica is de bewegingsleer van het model zonder rekening te houden met de krachten. Dynamica is de krachtenleer die kijkt wat de invloed is van krachten op de beweging van het model. Hier kan dus voorspeld worden hoe het systeem zich zal gedragen zonder het werkelijk model te hebben. Alle componenten zijn in deze toepassing oneindig stijf (ze zullen dus geen vervormingen ondervinden).
Pre/post	In deze omgeving kan bijvoorbeeld een modale analyse gemaakt worden van componenten (dus eigenfrequenties bepalen) of sterkteberekeningen gemaakt worden. Deze berekeningen zijn allemaal gebaseerd op FEM of in het Nederlands EEM. Dit is een rekenmethode dat de component verdeelt in een eindig aantal elementen verbonden via nodes. Deze 'mantel' van elementen en nodes wordt een <i>mesh</i> genoemd. Via FEM kan een nauwkeurige benadering gemaakt worden van complexe componenten.

## 3.2. Flexible body

De gebruikte 3D-tekening bestaat uit een motor-as, rotor-as met twee schijven, twee voetstukken en een aantal extra blokjes om onbalans te implementeren. Het tekenen hiervan is geen eindcompetentie en hier wordt dus niet verder op ingegaan. Deze files zullen verder gebruikt worden in de motion en Pre/Post omgeving om de simulatie mogelijk te maken. Figuur 3.1 geeft de opstelling weer.



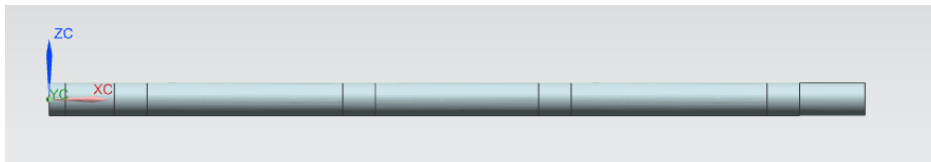
**Figuur 3.1: CAD-model**

Om trillingen te kunnen genereren in een NX-motion omgeving, wordt de rotor-as voorgesteld als een *flexible body*, aangemaakt in de Pre/Post-omgeving [2]. In deze omgeving wordt een modale analyse gemaakt van de component en aan de hand van de bekomen modes zal de as plaatselijke vervormingen mogelijk maken in de motion-omgeving. Deze vervormingen kunnen opgemeten worden als verplaatsing, snelheid of versnelling, wat nadien gebruikt kan worden voor de verdere analyses van deze opstelling.

In de Pre/Post omgeving is de werking ervan opgedeeld in drie delen: *idealized part* (waar aanpassingen aan de CAD kunnen gemaakt worden), *FEM-file* (waar de mesh wordt aangemaakt) en de *SIM-file* (waar randvoorwaarden kunnen gemaakt worden en waar gesolved wordt).

Bij het aanmaken van een Pre/Post model van deze opstelling, wordt alleen de rotor-as gebruikt. Alleen die component zal flexibel gemaakt worden. In de instellingen kan gekozen worden hoeveel modes of in welk interval modes moeten berekend worden (van de modale analyse). Dit mag naar eigen invullen gekozen worden. Hier wordt gekozen voor 20 modes. Als de *rigid body modes* vermeden moeten worden, moet 1 Hz gekozen worden als laagste frequentie. Namelijk bij een modale analyse zonder constraints (dus de component zal zes vrijheidsgraden bevatten) zullen zes modes berekend worden die vrij kunnen bewegen in een vrijheidsgraad (bijvoorbeeld langs de z-as, x-as, roterende rond y-as, ...) [16]. Deze beweging gebeurt zonder enige vervormingen en worden daarom rigid genoemd. Een typisch kenmerk van deze modes is dat ze een eigenfrequentie bevatten dicht bij 0 Hz.

Daarna wordt begonnen met de idealized part. Hier wordt de as gesplitst op de cruciale punten, namelijk waar de lagers, schijven en de koppeling zich bevinden. Het splitsen van de as zal nodig zijn voor een goede implementatie in NX-motion wat verder in de tekst aangehaald zal worden. Figuur 3.2 geeft de rotor weer na de splitsing.

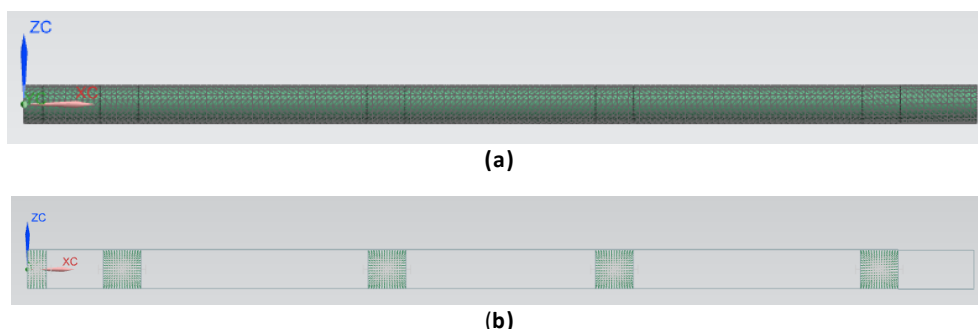


Figuur 3.2: Idealized part na split body

### 3.2.1. FEM-file

Vooraleer de as te meshen, moet rekening gehouden worden waar bepaalde joints, veren, of krachten zullen inwerken op de as in het motion gedeelte. Op deze plaatsen moeten namelijk extra *nodes* aangemaakt worden in de flexible body. Om de simulatie zo correct mogelijk te laten verlopen, moet de plaatselijke stijfheid van de as op de plaatsen van deze nodes herleid worden naar deze nodes. Het aanmaken van dergelijke connectie gebeurt via een *1D connectie*. Dit wordt gebruikt op de cruciale punten van de as (waar het gesplitst is), dus waar de lagers, schijven en koppeling zich bevinden. Het type element dat gebruikt is om de deze stijfheid te herleiden, is *RBE2* (één van de mogelijkheden bij 1D connectie). Dit element stelt een oneindig starre verbinding voor.

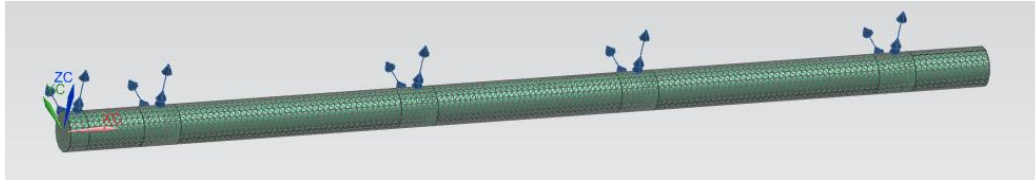
Het materiaal gebruikt voor de modale analyse is staal, net als de werkelijke as. Bij het maken van de 3D mesh is een elementgrootte genomen van 5 mm. Hoe kleiner deze elementen zijn, hoe nauwkeuriger de benadering van de component wordt (zal dus meer elementen bevatten wat leidt tot meer rekenwerk). Figuur 3.3 (a) geeft de gemeshte as weer en figuur 3.3 (b) de 1D connecties op de cruciale punten van de as.



Figuur 3.3: (a) gemeshte as, (b) 1D connectie gebruikt in de as

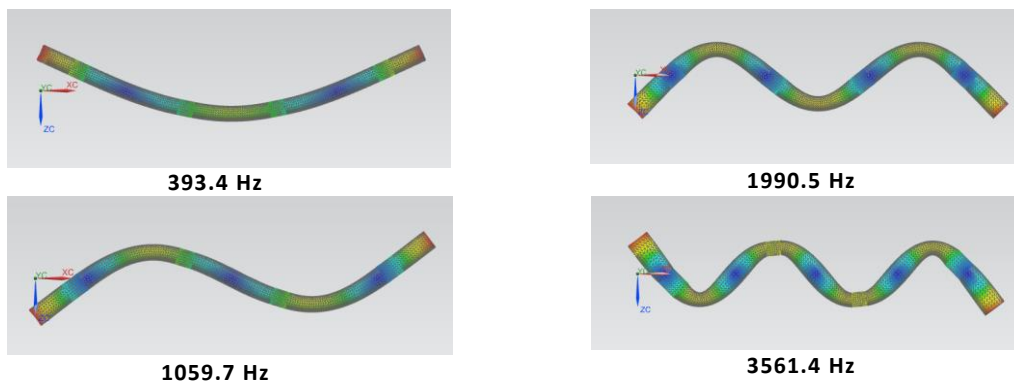
### 3.2.2. SIM-file

In dit deel moeten de *free en fixed boundary degrees of freedom* aangeduid zijn. De free boundary DOF moeten geplaatst worden waar een kracht kan inwerken of waar een veer geplaatst wordt, dus bij de lagers en de schijven. De fixed boundary DOF moet geplaatst worden waar een beweging zal plaatsvinden, dus bij de koppeling. Figuur 3.4 geeft het eindresultaat weer.



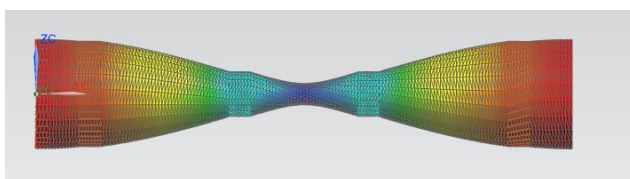
**Figuur 3.4: As met fixed en free boundary degrees of freedom**

Na het uitvoeren van de modale analyse kunnen de eigenfrequenties weergegeven worden en kunnen bijhorende 'mode shapes' gevisualiseerd worden. Figuur 3.5 geeft de eerste vier normale modes weer van de as. Hier wordt 'normale' modes gezegd omdat de eerste zes modes rigid body modes zijn en niet van belang zijn. De as heeft zes rigid body modes omdat het zes vrijheidsgraden bezit. Zoals eerder vermeld kunnen deze modes weggewerkt worden door de berekeningen te laten starten aan 1 Hz.



**Figuur 3.5: Eerste vier 'normale' modes**

Figuur 3.6 geeft de eerste 15 bekomen modes weer. De eerste zes zijn duidelijk de rigid body modes. Wat daarna opvalt, is dat iedere eigenfrequentie, en dus mode shape, twee keer aanwezig is. Dit is omdat iedere normale mode in zowel XY- als XZ-vlak aanwezig is. Mode 13 daarentegen is maar één keer aanwezig omdat dit een mode is waar de as zich in de dikte zal uitzetten en dus niet van vlak kan variëren. De uitvergroete weergave van de mode shape daarvan is te zien in figuur 3.7.



**Figuur 3.6: Uitvergroete weergave van de mode shape van Mode 13**

+	Mode 1, 0.00271871 Hz
+	Mode 2, 0.00242522 Hz
+	Mode 3, 0.000388088 Hz
+	Mode 4, 0.00225981 Hz
+	Mode 5, 0.00271165 Hz
+	Mode 6, 0.00307611 Hz
+	Mode 7, 393.366 Hz
+	Mode 8, 393.391 Hz
+	Mode 9, 1059.56 Hz
+	Mode 10, 1059.66 Hz
+	Mode 11, 1990.37 Hz
+	Mode 12, 1990.53 Hz
+	Mode 13, 3420.59 Hz
+	Mode 14, 3561.41 Hz
+	Mode 15, 3561.71 Hz

**Figuur 3.7: Eerste 15 bekomen modes**

Ter verificatie kunnen deze eigenfrequenties berekend worden aan de hand van formule (3.1) [17]:

$$f_x = A * \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{E * I}{\mu * l^4}} \quad (3.1)$$

- met  $E$  = Elasticiteitsmodulus [Pa]
- $I$  = Oppervlaktetraagheidsmoment [m<sup>4</sup>]
- $l$  = lengte as [m]
- $\mu$  = massa per eenheid van lengte [kg/m]
- $A$  = coëfficiënt uit figuur 3.8 [17]

Om de vergelijking (3.1) in te vullen moeten bovenstaande parameters gekend zijn. De parameter  $E$  is afhankelijk van het soort materiaal dat gebruikt wordt. Zoals eerder aangehaald is dit staal en is  $E$  dus gelijk aan 210.10<sup>9</sup> Pa. Parameter  $I$  hangt af van de vorm van de doorsnede. Hier gaat het gewoonweg om een cirkel en kan  $I$  dus berekend worden aan de hand van formule (3.2) [18]:

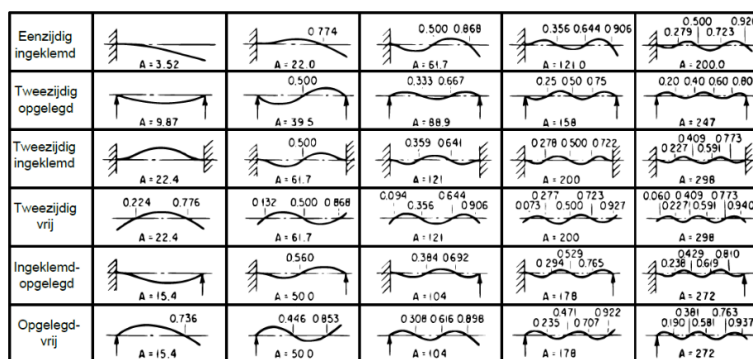
$$I = \frac{\pi * r^4}{4} \quad (3.2)$$

- met  $r$  = straal cirkel [m]

Doordat de doorsnede van de as een cirkel is, zal het oppervlaktetraagheidsmoment in beide richtingen gelijk zijn. Hierdoor zullen sommige modes twee keer voorkomen met dezelfde eigenfrequentie, in beide richtingen (zoals eerder aangehaald in blz. 11). De straal van de cirkel is 0.01 m. Dit maakt dat het oppervlaktetraagheidsmoment 8.10<sup>-4</sup> m<sup>4</sup> is. De lengte  $l$  van de as is 0.5 m en de massa per eenheid van de lengte is 2.46 kg/m. Dit wordt gevonden door de massa van de as, 1.23 kg, af te lezen op NX-motion. De coëfficiënt  $A$  is te vinden uit figuur 3.8 [17]. De as is tweezijdig ingeklemd door de lagers, daarom zal de derde rij gebruikt worden. Dit maakt dat  $A_1 = 22.4$ ,  $A_2 = 61.7$ ,  $A_3 = 121$  en  $A_4 = 200$ . Uit tabel 3-2 blijkt de afwijking rond de 10% te liggen. Hieruit kan dus geconcludeerd worden dat de vervormingen ten gevolge van de elasticiteit binnen een foutmarge van ongeveer 10% zullen liggen ten opzichte van de werkelijke as. De aanwezige afwijking zou verklaard kunnen worden doordat de as gesplitst is geweest op een aantal plaatsen.

Tabel 3-2: Verschil gesimuleerde en berekende modale analyse

	Simulatie [Hz]	Berekend [Hz]	Afwijking [%]
1 <sup>e</sup> mode	393.4	372.7	10.6
2 <sup>e</sup> mode	1059.7	1026.5	10.3
3 <sup>e</sup> mode	1990.5	2013.0	10.1
4 <sup>e</sup> mode	3561.4	3327.3	10.7



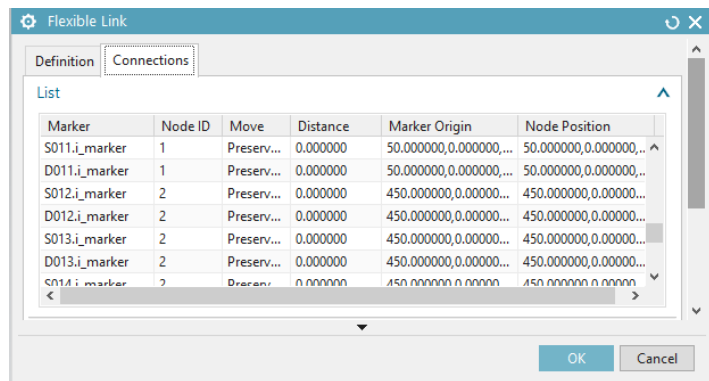
Figuur 3.8: Tabel voor coëfficiënt A

### 3.2.3. NX-motion

Hier wordt gestart met het definiëren van *links* en *joints*. De aandrijving van de opstelling (25 Hz) gebeurt op de motor-as. Deze beweging wordt dan overgedragen aan de rotor-as via de koppeling (wordt behandeld in het deel '3.5. Implementatie koppeling').

Het voorstellen van de lagers gebeurt door middel van veren en dempers maar daar wordt in het deel '3.4 Implementatie lager' verder op ingegaan.

Na het aanmaken van alle links, joints, veren, enz. kan nu de flexible body toegevoegd worden. Hier moet de juiste link aangeduid worden en de .OP2 file (= resultaten uit Pre/Post) geïmporteerd worden. Hier is het deel 'Connections' belangrijk. Daar moet gecontroleerd worden of de joints, veren, enz. aan de juiste nodes zijn geconnecteerd. Figuur 3.9 geeft een voorbeeld weer. De 'distance' moet 0 mm zijn om een correct resultaat te bekomen. Stel als dit 0.001 mm zou zijn, kan bij het gedeelte 'move' de invulling aangepast worden naar 'move to node' om dit toch correct te laten simuleren. Dit zou de rekentijd verlengen, wat vermeden moet worden.



**Figuur 3.9: Connections flexible body**

In motion omgeving kunnen de modes weergegeven worden van de flexibele link, te zien in figuur 3.10. Iedere frequentie waar een '\*' aanwezig is, is een frequentie waarmee rekening wordt gehouden in de simulatie. Bij een te grote rekentijd kunnen sommige eigenfrequenties die niet van belang zijn, in de simulatie gedeactiveerd worden. Hierdoor zal de nauwkeurigheid iets dalen maar zal ook de rekentijd dalen. In deze simulatie wordt, na iedere mode shape te bekijken, gekozen om alleen de modes 7-12, 14-17 en 20-21 te activeren (alleen buigmodes zoals figuur 3.5). Na enkele tests met de activering van slechts de hierboven vermelde modes enerzijds en tests met de activering van alle modes, worden dezelfde resultaten bekomen maar met een verschil in rekentijd. Bij de activering van alle modes duurt het langer. Bijgevolg zullen alleen de nodige modes geactiveerd worden teneinde de rekentijd te beperken. Ook in figuur 3.10 is te zien dat de eerste zes modes niet gebruikt worden. Dit zijn namelijk de rigid body modes en deze worden nooit in rekening gebracht in de simulaties en worden altijd gedeactiveerd. De demping van de modes kan ook aangepast worden en zijn standaard 5%. Deze zijn behouden in de simulaties omdat ze niet veel effect hebben op de simulatie. Kort uitgelegd, viskeuze demping is de demping veroorzaakt door de interactie met de vloeistof, hier dus de lucht [19]. Dit is een parameter die niet zomaar opgemeten kan worden, in tegenstelling tot bijvoorbeeld de massa.

Mode Shape Details		
# Mode	Frequency	%Viscous
1	2.394e-03	5.00000
2	1.500e-03	5.00000
3	9.312e-04	5.00000
4	2.203e-03	5.00000
5	3.079e-03	5.00000
6	3.286e-03	5.00000
* 7	3.934e+02	5.00000
* 8	3.934e+02	5.00000
* 9	1.060e+03	5.00000
* 10	1.060e+03	5.00000
* 11	1.990e+03	5.00000
* 12	1.991e+03	5.00000
13	3.421e+03	5.00000
* 14	3.561e+03	5.00000
* 15	3.562e+03	5.00000

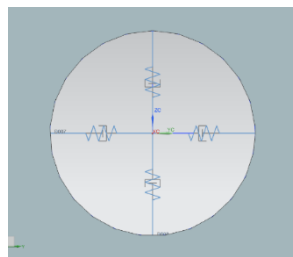
**Figuur 3.10: Eigenfrequenties flexible body**

Via de hulp van markers en sensoren kan de verplaatsing, snelheid en versnelling van de as op plaatsen van de lager opgemeten worden. Deze resultaten kunnen dan overgezet worden naar een Excel document om vervolgens via Matlab te kunnen verwerken.



### 3.2.4. Implementatie lager

De implementatie van de lager is het belangrijkste onderdeel van de opstelling. Deze componenten ondersteunen de as en hier zullen de trillingen ontstaan. Bijgevolg zullen de trillingen dus ook bij de lagers opgemeten worden. De lagers kunnen van zeer eenvoudig tot zeer complex voorgesteld worden. Een zeer nauwkeurige simulatie van de lager, bijvoorbeeld een 3D model, is zeer moeilijk te implementeren. Allerlei factoren zoals bijvoorbeeld smering, centrifugaal effect, enz. [9], [20] kunnen dan in rekening gebracht worden. Dit zou niet alleen zeer moeilijk zijn, maar het zou een zeer lange rekentijd vergen om dit te simuleren. Daarom wordt voor dit eindwerk naar een eenvoudig model gezocht voor de lager. Hierdoor zal de rekentijd niet te lang zijn maar de nauwkeurigheid blijft genoeg behouden. Een eenvoudig en nauwkeurig model van een lager kan simpelweg een veerdempersysteem zijn. Figuur 3.11 geeft een model weer waar met vier veren en vier dempers wordt gewerkt. Als stijfheid is 38000 N/mm gebruikt en 250 Ns/m als demping voor het voorstellen van de lager [2]. Omdat hier gewerkt wordt in paren moeten deze waarden gedeeld worden door twee.



**Figuur 3.11: Voorstelling eenvoudige lager met vier veren**

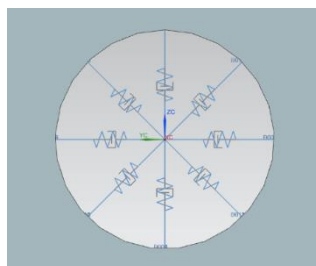
De connectie tussen het veerdempersysteem en de flexibele as is zeer belangrijk voor een goede simulatie. Deze connectie moet met de juiste node van de flexible body gelinkt zijn. Dit is al eerder aangehaald in het deel '3.2.3 NX-motion', zie figuur 3.9.

Het model in figuur 3.11 is een zeer eenvoudig, misschien zelfs het eenvoudigste, model om een lager voor te stellen. Om het bijvoorbeeld complexer te maken, dus realistischer, kunnen meer veren gebruikt worden per lager. Volgens Carucci [8] zal het model nauwkeuriger worden als je meer veren gebruikt, maar het verschil met een model met minder veren is niet zo groot. Ook zal de rekentijd hierdoor stijgen. Toch zal een model gebruikt worden met acht veren die 45° van elkaar verwijderd zijn. Figuur 3.12 geeft dit model weer. De stijfheid en demping van dit model wordt dan via volgende formule (3.3) bepaald:

$$k_4 = k_8 + 2 * \sin(45^\circ) * k_8 \quad (3.3)$$

met  $k_4$  = Stijfheid veren bij lager met vier veren

$k_8$  = Stijfheid veren bij lager met acht veren



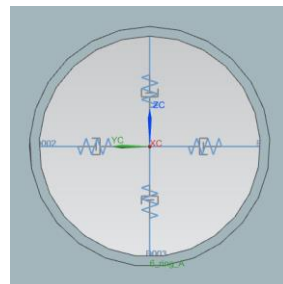
**Figuur 3.12: Voorstelling eenvoudige lager met acht veren**

Enkele testen, gemaakt in een Matlab script (zie bijlage B.2), zijn de reden waarom dit model wordt gebruikt. In dit script worden orbitalen geplot. Dit is gemaakt om te begrijpen hoe faseverschuivingen tussen de trillingen in horizontale en verticale richting een effect hebben op orbitalen. Bij het eerste model, met vier veren, zal dit altijd  $90^\circ$  zijn. Als  $90^\circ$  gebruikt wordt in dit script, wordt figuur 3.13 (a) bekomen als orbitaal. Logischerwijze is de amplitude hier niet van belang. Hier wordt dus een cirkel bekomen, wat te verwachten is bij een ideale opstelling. Als  $45^\circ$  wordt gebruikt, wordt figuur 3.13 (b) bekomen. Hier wordt een ellips bekomen. Hierdoor is het idee gekomen om het model met meer veren te gebruiken. Namelijk door stijfheden van bijvoorbeeld de schuine veren aan te passen kunnen de orbitalen gemanipuleerd worden om realistischere beelden (ellipsen) te verkrijgen. Daar zal later bij de simulaties verder op ingegaan worden.



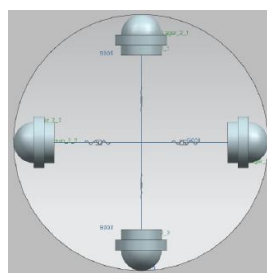
**Figuur 3.13: Orbitaal bij faseverschuiving (a)  $90^\circ$ , (b)  $45^\circ$**

In de literatuur zijn nog andere modellen te vinden. Bijvoorbeeld het 5 -DOF systeem van Mishra *et al.* [9]. Ook Verbelen [2] vermeldt nog twee andere modellen naast het eenvoudige veerdempersysteem. Het eerste model is ook een veerdempersysteem maar met aanwezigheid van een speling van  $5 \mu\text{m}$ . Figuur 3.14 geeft de lager weer in NX-motion. Om deze speling mogelijk te maken wordt dus nog een extra ring getekend. Het grote nadeel hier is het gebruik van 3D contact tussen het voetstuk en de extra ring. Dit zorgt dat de rekentijd van het model zeer lang wordt.



**Figuur 3.14: Voorstelling complexere lager met speling**

Het andere model van Verbelen [2] is een complexer model. Bij de vorige modellen werken de veren altijd in paren, waardoor zowel druk- als trekkrachten aanwezig zijn. Dit is niet zo in de realiteit, waar alleen drukkrachten aanwezig zijn. Dit model houdt daar rekening mee en alleen drukkrachten zullen aanwezig zijn. Figuur 3.15 [2] toont hoe een dergelijke lager eruit ziet. De uiteinden van iedere veer zijn dus voorzien van een soort kogel. Ook hier is gewerkt met 3D contacten waardoor de rekentijd verhoogt.



**Figuur 3.15: Voorstelling complexere lager met speling en alleen drukkrachten**

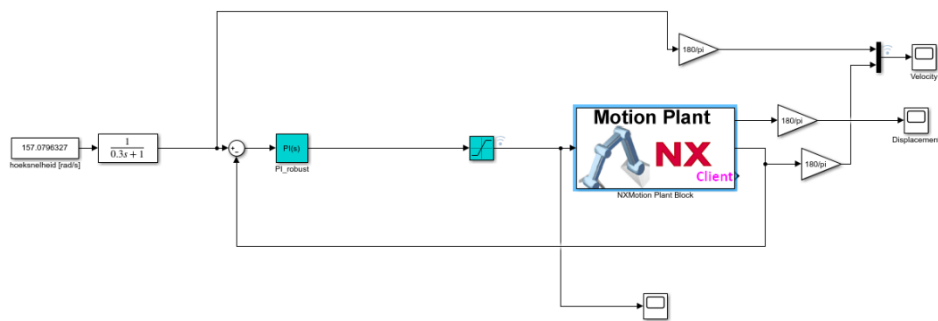
### 3.2.5. Implementatie koppeling

De koppeling kan op verschillende manieren voorgesteld worden, bijvoorbeeld door een *revolute joint* [2] (alleen rotatie rond één as, dus geen translatie mogelijk) of een *bush* [8], [9] (een combinatie van rotatie en lineaire veren). De bush stelt een flexibele koppeling voor volgens Mishra *et al.* [9]. Daar wordt voor de rotatiestijfheid van de koppeling  $1 \cdot 10^4$  Nm/rad gebruikt en 100 Nms/rad voor demping. Door de translatiestijfheid van de bush te verhogen kan deze koppeling als een stijvere koppeling gezien worden.

### 3.3. CO-simulatie

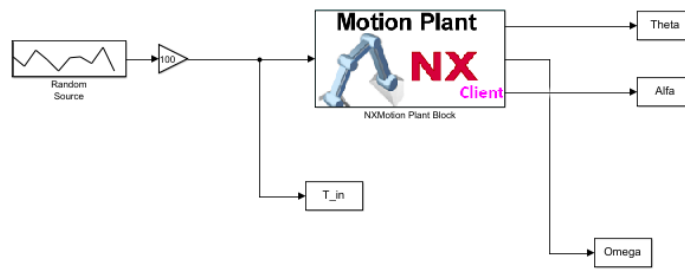
Verder in dit eindwerk zal aangehaald worden dat de aansturing best met een CO-simulatie gebeurt. De reden hiervoor is dat de hoeksnelheid constant wordt gehouden, wat de wenswaarde is, en dit wordt bereikt met een koppel als input. Dat laatste is een belangrijke factor omdat nu niet meer moet afgeleid worden om bijvoorbeeld versnelling op te meten. Dit is wel het geval met een snelheid als input. Afleiden kan namelijk zorgen voor numerieke fouten, wat ongewenst is.

Figuur 3.16 geeft de regelkring weer voor deze masterproef. Deze regelkring bestaat uit een gewenste hoeksnelheid en een teruggekoppelde werkelijke snelheid die via een PI-regelaar omgezet wordt in de nodige stroom, lees koppel. Hiermee wordt de opstelling aangedreven om de gewenste snelheid te bereiken. Als regelaar wordt hier een PI-regelaar gebruikt omdat de i-actie nodig is zodat de regelkring zal blijven uitsturen eens de wenswaarde bekomen is, dus om de constante snelheid te behouden.



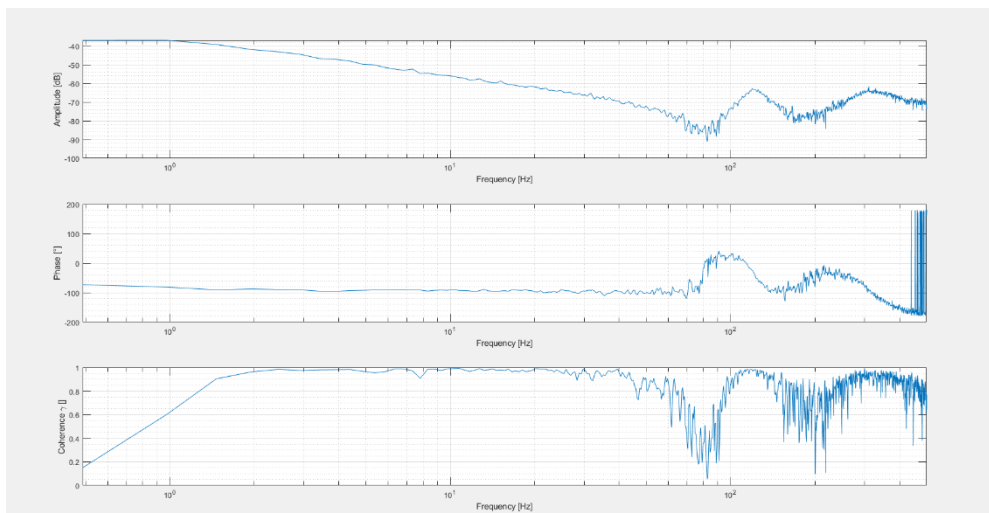
**Figuur 3.16: Closed loop regelkring opstelling**

Het instellen van de PI-regelaar gebeurt via de bode plot van het systeem. Hiervoor moet eerst de bode plot bepaald worden. Dit kan aan de hand van een extra matlab script en simulink kring. Eerst moet het simulink programma, te zien in figuur 3.17, uitgevoerd worden op de opstelling. Deze zal een ruis leggen op het systeem waaruit de input koppel en output hoeksnelheid opgemeten wordt.



**Figuur 3.17: Regelkring voor het bepalen van de bodeplot**

Deze opgemeten waarden worden dan gebruikt in het matlab script 'bode\_verwerking.m' waaruit amplitude, fase en Coherentie verkregen worden in functie van frequentie op logaritmische schaal. De coherentie geeft de relatie weer tussen de bekomen bode en de werkelijkheid. Dit moet dus best zoveel mogelijk tegen één liggen, wat het geval is. Bij de antiresonantie pieken gaat de coherentie naar nul, dit is logisch omdat je een bepaalde input geeft, maar de output wordt klein (het systeem zal bijna niet meer bewegen). Figuur 3.18 geeft de bekomen bodeplots weer van de opstelling.



**Figuur 3.18: Bodeplot (amplitude, fase en coherentie)**

Nu de bodeplot is bepaald, kan de PI-regelaar ingesteld worden. Hiervoor moet men 6x van de anti-resonantie piek gaan. Dit is een vuistregel voor een robuuste regelaar. Voor een meer agressieve regelaar moet een punt genomen worden dicht bij de anti-resonantie piek [21]. Op dit punt kan de versterking, frequentie en bijhorende fase opgemeten worden. Via deze waarden kan de PI-regelaar ingesteld worden. De berekeningen hiervoor liggen buiten de competenties van deze masterproef en verder zal hier niet verder op ingegaan worden. De verkregen waarden kunnen dan ingevuld worden in de Simulink regelkring. Eventueel kunnen via trial en error de waarden nog aangepast worden om een betere regeling te verkrijgen.

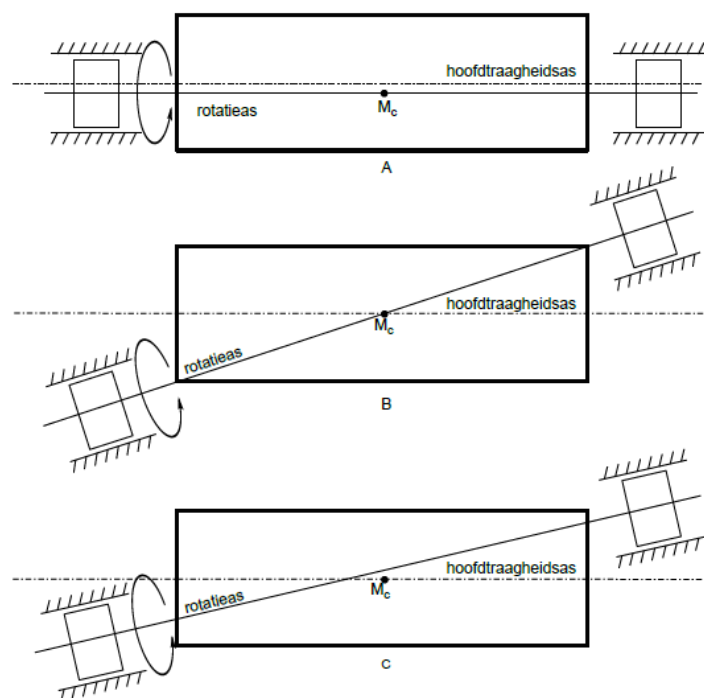
## 4 Theoretische achtergrond machinefouten

In dit hoofdstuk zullen alle machinefouten uitgelegd worden aan de hand van de literatuur. Ook hun effect op het frequentiedomein en orbitalen zullen opgelijst worden in een samenvattende tabel. Die tabel bevat dus de verwachtingen en zal in verdere hoofdstukken vergeleken worden met de resultaten van de werkelijke opstelling en simulaties.

### 4.1. Onbalans

Onbalans is een veelvoorkomende machinefout in de realiteit en wordt beschreven in de literatuur [2], [22], [23].

Deze fout ontstaat wanneer de rotatie-as niet samenvalt met de hoofdtraagheidsas. Bij zo'n situatie zal de rotor rond zijn hoofdtraagheidsas willen draaien, maar de lagers zullen deze beweging niet toelaten. Door de centrifugale kracht van de onbalans ontstaan trillingen in de lagers. Dit kan leiden tot slijtage en onnodig geluid. Dat is dus een van de grote oorzaken van trillingen in de lagers en dit moet zo veel mogelijk geminimaliseerd worden. Onbalans kan onderverdeeld worden in drie soorten: statische, koppel- en dynamische onbalans. Deze zijn weergegeven in figuur 4.1 [2].



**Figuur 4.1: Soorten onbalans (a) statisch, (b) koppel en (c) dynamisch**

Statische onbalans is van toepassing wanneer een parallelle offset aanwezig is tussen de hoofdtraagheidsas en rotatie-as. Hieruit volgt dat beide lagers in fase zouden trillen.

Koppelonbalans komt voor wanneer twee gelijke massa's op 180° van elkaar worden geplaatst op de as. Ze houden dus elkaar in evenwicht bij stilstand. Wanneer de opstelling roteert, resulteert dit in trillingen. Dit zorgt ervoor dat de trillingen in beide lagers in tegenfase zullen trillen.

Dynamische onbalans is een combinatie van de 2 voorgaande soorten. Dit is het meest voorkomend in werkelijkheid. Hier zou de fase van de trillingen in beide lagers variëren tussen 0° en 180°.

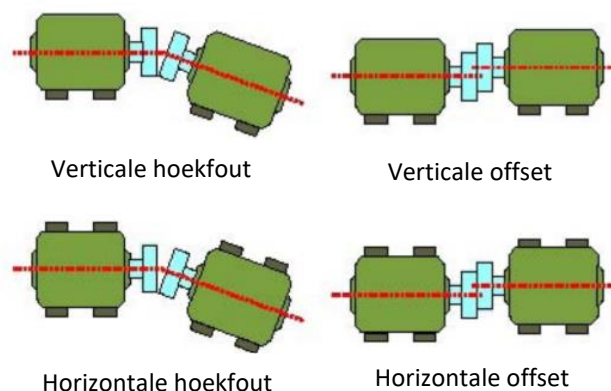
Het corrigeren van onbalans gebeurt via eenvlakbalanceren of tweevlakbalanceren, dit wordt duidelijk uitgelegd door Verbelen [2].

Onbalans zal zorgen voor een sterke stijging van de 1X-component in de radiale richting en de 2X- en 3X-componenten zullen nauwelijks beïnvloed worden. De orbitalen bij onbalans zullen ellipsen zijn. Bij het bepalen van de full spectrum bij onbalans, is een grote +1X-component en een kleine -1X-component aanwezig [6].

## 4.2. Uitlijnfouten

In het handboek *An Engineer's Guide Making Maintenance Matter* [7] worden de uitlijnfouten uitgebreid beschreven. Een uitlijnfout vindt plaats wanneer twee assen gekoppeld worden en beide niet correct gecentreerd worden ten opzichte van elkaar. Uitlijnfouten worden onderverdeeld in twee varianten, namelijk de parallelle uitlijnfout en de hoekuitlijnfout. De parallelle uitlijnfout treedt op wanneer een offset aanwezig is tussen de centerlijnen van beide assen. Hier blijven beide assen wel parallel met elkaar. Dit wordt uitgedrukt in mm of  $\mu\text{m}$ . Een hoekuitlijnfout daarentegen treedt op wanneer beide rotatieassen niet parallel zijn. De ene as staat dus onder een hoek ten opzichte van de andere rotatie-as. Deze fout kan uitgedrukt worden in graden, in mm, rad,...

Op een machine kunnen vier mogelijke fouten optreden: horizontale offset, verticale offset, horizontale hoekfout en verticale hoekfout. Deze fouten zijn te zien in figuur 4.2 [7]. Het zijn allemaal zuivere fouten, wat bijna nooit voorkomt in de praktijk. Meestal zullen dit combinaties zijn van bovenstaande fouten. Deze combinaties van fouten zijn vaak voorkomend en moeten zo snel mogelijk gedetecteerd worden. Hoe groter de uitlijnfout, hoe groter de trillingen. Dit kan leiden tot vermoeiing van componenten en tot beschadiging van onderdelen, vooral bij de lagers. Zelfs kleine uitlijnfouten kunnen bij stijgende snelheid een grote impact hebben volgens Monte *et al.* [6].



**Figuur 4.2: Soorten uitlijnfouten**

Een belangrijke factor bij deze fouten is de koppeling. Deze zorgt voor de overbrenging van koppel en rotatie van de motor naar de aangedreven as. De koppeling kan een stijve of flexibele koppeling zijn. Zoals eerder aangehaald zal een zeer stijve koppeling niet kunnen gebruikt worden waar een kleine parallelle uitlijnfout aanwezig is. De reden hiervan is dat zo'n koppeling deze fouten niet toelaat [6], [7]. Als dit toch zou optreden, zal dit zware gevolgen met zich meebrengen.

Een parallelle uitlijnfout zorgt voor een afschuifkracht en een buigmoment op het einde van de aangedreven as [6]. Dit leidt tot grote radiale krachten in de lagers wat gemeten wordt als trillingen. Deze radiale krachten zijn gelegen op 1X, 2X en 3X in de vorm van pieken in het spectrum, vooral de piek op 2X zal gestegen zijn ten opzichte van referentiemeting. Bij grote uitlijnfouten kunnen zelfs de hoge ordes geëxciteerd geraken. De piek op 2X kan gedeeltelijk uitgelegd worden als volgt: bij het roteren van de as zullen twee excitaties plaatsvinden bij iedere rotatie. Wordt het full spectrum van een systeem met parallelle uitlijnfout bepaald, dan zal ook een piek in -2X gevormd worden [2].

In de literatuur [2], [5], [6] blijkt dat orbitalen duidelijke vervormingen bevatten bij het implementeren van een parallelle uitlijnfout.

Hoekuitlijnfouten zorgen voor een buigend moment resulterend in grote axiale trillingen. Deze zijn te meten als 1X, 2X en 3X orde pieken. Hier zal vooral de 1X-component gestegen zijn. Hoekuitlijnfouten kunnen dus een gelijkaardig spectrum hebben als onbalans. Het full spectrum kan hier dan een duidelijk verschil aantonen. Het full spectrum bij deze fout bevat zowel een grote piek op -1X als op +1X [6].

### 4.3. Verwachte resultaten bij machinefouten

In tabel 4-1 worden de verwachte resultaten uit de literatuur [2], [5]–[7], [11] [23]–[25] van de verschillende machinefouten samengevat. De resultaten bij de metingen (zowel op werkelijke opstelling als in simulatie) kunnen dan vergeleken worden met deze tabel ter bevestiging.

**Tabel 4-1: Verwachte resultaten bij de verschillende machinefouten**

Machinefouten	Spectrum	Full spectrum	Orbitaal
Referentiemeting	Kleine pieken op 1X, 2X en 3X wegens kleine machinefouten	/ (afhankelijk van aanwezigheid kleine machinefouten)	Ellipsen
Onbalans	Stijging 1X (alleen radiaal)	Grote +1X piek Kleine -1X piek	Ellipsen (groter)
Parallelle uitlijnfout	Stijging 2X (vooral radiaal) Stijging 3X (hangt af van koppeling)	Grote piek +2X Grote piek -2X	Geen perfecte ellips, het bevat een duidelijke vervorming
hoekuitlijnfout	Stijging 1X (vooral axiaal maar ook radiaal) Stijging 3X (hangt af van de koppeling)	Kleine +1X piek Grote -1X piek	Ellipsen

## 5 Referentiemeting

Vooraleer de machinefouten te implementeren op de opstelling, wordt een referentiemeting gemaakt. Dit is belangrijk zodat de veranderingen in de resultaten door machinefouten kunnen opgemerkt worden ten opzichte van de referentiemeting.

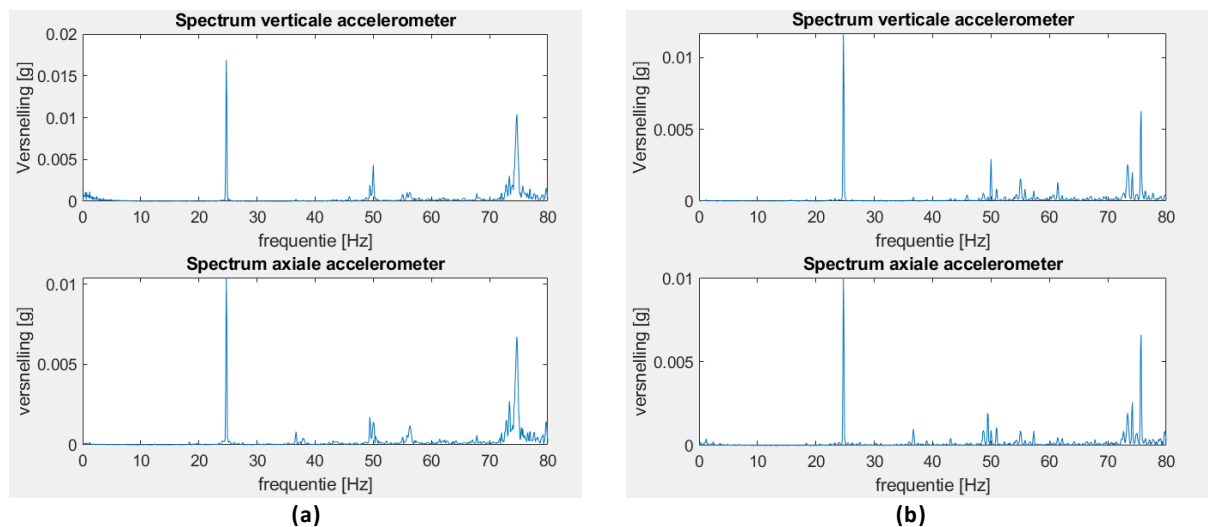
Om een zo correct mogelijke meting te hebben zonder fouten, zal de opstelling uitgelijnd worden met de Shaftalign van Prüftechnik. Dit is besproken in '2.2. Uitlijning'. Om de meting te analyseren zullen spectra en orbitalen gebruikt worden. De bespreking zal gebeuren aan de hand van de  $\pm 1X$ ,  $\pm 2X$  en de  $\pm 3X$ .

### 5.1. Resultaten werkelijke opstelling

De metingen vinden plaats op de meetopstelling besproken in hoofdstuk 2. Figuur 5.1 (a) geeft de bekomen spectra weer van de opstelling met minimale machinefouten bij het gebruik van de LoveJoy koppeling (stijvere koppeling). Hier wordt 'minimale' machinefouten gezegd omdat de opstelling nooit zonder fouten zal zijn. Zoals aangegeven in hoofdstuk 4, is uit figuur 5.1 duidelijk te zien dat wel degelijk fouten aanwezig zijn, namelijk door de aanwezige pieken op 1X (25 Hz), 2X (50 Hz) en 3X (75 Hz). De piek op 1X kan wijzen op een kleine onbalans en/of hoekuitlijnfout. De piek op 2X wijst op een kleine parallelle uitlijnfout. Als laatste wijst de piek op 3X op de aanwezigheid van parallelle uitlijnfout en/of hoekuitlijnfout (hangt af van de koppeling die gebruikt wordt). De amplitudes van de horizontale en verticale trillingen liggen in de buurt van elkaar. De amplitude van de axiale trillingen is ongeveer tweemaal zo klein.

Ter verificatie worden de resultaten in figuur 5.1 (a) vergeleken met deze in de literatuur. Het half spectrum bekomen door Monte *et al.* [5] is gelijkaardig, wat dus goed is. Het enig verschil is dat de amplitude van de bekomen pieken daar nog lager ligt, wat erop wijst dat de uitlijning van de as nog preciezer is toegepast.

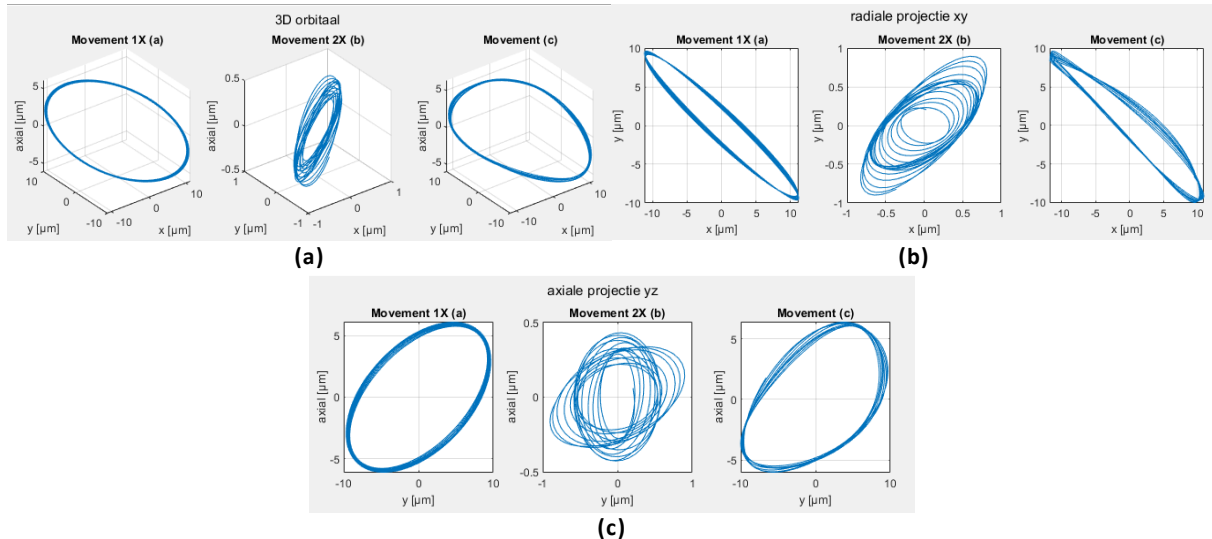
Ook wordt een referentiemeting gedaan bij een zeer flexibele koppeling, namelijk met de beamkoppeling. Figuur 5.1 (b) geeft de bekomen spectra weer. Gelijkaardige spectra worden bekomen als bij de vorige koppeling.



Figuur 5.1: Spectra referentiemeting met (a) LoveJoy koppeling, (b) beamkoppeling



Figuur 5.2 (a) geeft de 3D orbitalen weer, (b) de radiale projectie en (c) een axiale projectie. Zoals verwacht (hoofdstuk 4) worden ellipsen bekomen. Wat hier opvalt is dat de radiale projectie van het orbitaal niet representatief is voor de volledige orbitaal. Het is dus zeer nuttig om een 3D orbitaal te plotten [5]. In de resulterende orbitalen valt op dat de ellipsen niet perfect zijn. Dit toont aan dat uitlijnfouten aanwezig zijn.



**Figuur 5.2: Referentiemeting werkelijke opstelling (a) 3D orbitaal, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

## 5.2. Simulatie

Vooraleer machinefouten te kunnen introduceren in de simulatie, moet een correct werkende opstelling gemaakt worden zonder fouten. Bij de meting van een gezonde opstelling (hier mag dit ideale opstelling genoemd worden), moet een zeer kleine piek op 1X bekomen worden. Om de referentiemeting te vinden wordt stap voor stap gewerkt. Om te beginnen wordt een starre as zonder schijven gebruikt, om daarna over te gaan naar flexibele body met schijven.

### 5.2.1. Eenvoudige starre as

Hier wordt simpelweg een motion file aangemaakt met de motor-as, rotor-as en de voetstukken. Voor de voorstelling van de lagers wordt voor de eenvoudigste geopteerd, namelijk een veerdersysteem van vier veren. De opstelling is gelijkaardig aan deze van figuur 3.1 maar zonder de schijven en onbalans.

Voor de koppeling wordt hier gekozen voor een bush met een rotatie stijfheid en demping van 10000 Nm/rad en 100 Nms/rad, meegegeven in punt '3.2.5. Implementatie koppeling'.

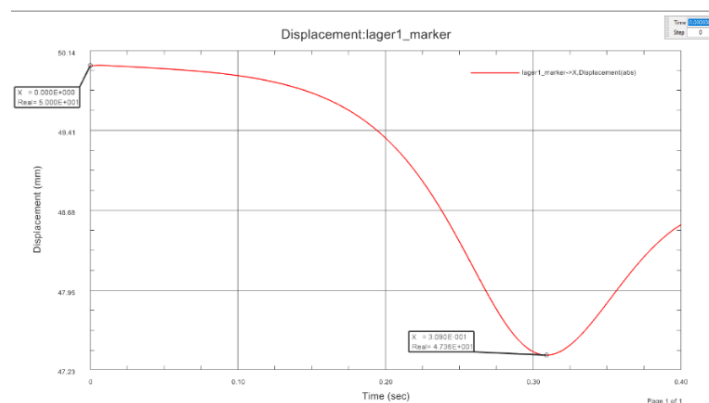
Voor de simulatie wordt een driver van 25 Hz opgelegd, wat 1500 rpm is. In dit deel wordt vooral gekeken of het gebruik van zwaartekracht al dan niet nodig is voor de simulatie. Wordt zwaartekracht gebruikt, dan valt de as heel even bij het starten van de simulatie. Dit is ongewenst en gebeurt niet in de werkelijkheid. Om deze valbeweging tegen te gaan, wordt een voorspanning toegevoegd aan de onderste veren van de lager. Voor de correcte waarden wordt gekeken naar de massa van de as en wordt dit vermenigvuldigd met  $g$ . De bekomen waarde moet dan gedeeld worden door twee omdat hier twee lagers aanwezig zijn. Daarna wordt zowel de opstelling met zwaartekracht en voorspanning in de onderste veren en zonder zwaartekracht gesimuleerd. De resultaten van beide simulaties zijn dezelfde.

Hieruit kan dus besloten worden dat de volgende simulaties zonder zwaartekracht uitgevoerd kunnen worden. Uit de resultaten van deze simulatie blijkt dat de versnelling (trillingen) in de lagers quasi nul is. Dit is logisch omdat het om een starre as gaat en dus lokale vervormingen niet mogelijk zijn. Dit toont meteen het grote voordeel van het gebruik van flexible body waar lokale vervormingen wel mogelijk zijn.

### 5.2.2. Flexibele as zonder schijven

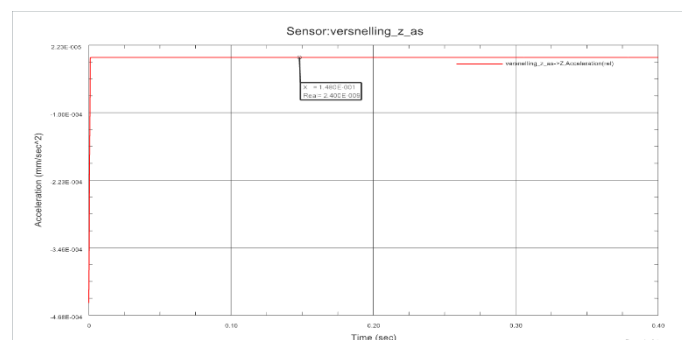
Deze stap is gelijkaardig aan de vorige stap, dus dezelfde voorstelling van de lagers en koppeling maar voor de lagers is de stijfheid verlaagd naar 19 000 N/m in plaats van 19 000 N/mm om een beter resultaat te bekomen. Namelijk doordat de schijven zijn weggelaten, is de massa van de opstelling sterk gedaald en is de stijfheid dus ook iets verlaagd. Ander verschil met vorig deel is dat de as als flexible body is geïmplementeerd. Het aanmaken van zo'n flexible body is al eerder besproken voor de volledige opstelling. Enig verschil is dat de schijven hier niet toegevoegd moeten worden.

Voor dit deel ligt dus de zwaartekracht niet aan en wordt de as aangedreven door een driver met een constante hoeksnelheid van 25 Hz. Wat hier opvalt is dat de as zich axiaal veel verplaatst. Dit is te zien in figuur 5.3. Deze grafiek toont dat de as zich tot 2.64 mm verplaatst, wat in werkelijkheid niet zo groot is. Om deze bewegingen te beperken, wordt een veer geplaatst tussen beide assen.



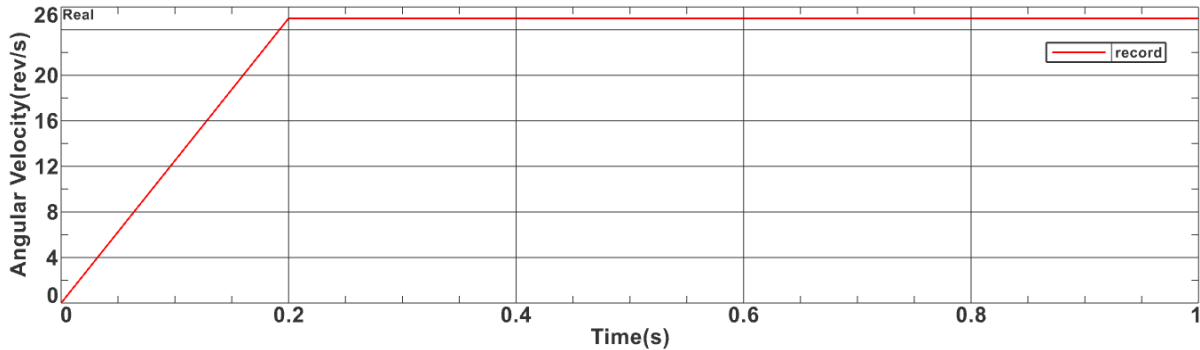
**Figuur 5.3: Axiale verplaatsing as**

Daarna wordt de verticale versnelling van lager 1 opgemeten, weergegeven in figuur 5.4. Hier is duidelijk te zien dat een enorme grote versnelling bekomen wordt in het begin van de simulatie. Dit komt doordat hier gewerkt wordt met een constante driver, dus moet het systeem in 0.001 s, omdat een samplefrequentie van 1000 Hz is gebruikt, versnellen van 0 naar 1500 rpm. Dit zorgt voor een zeer groot koppel en dus zeer grote versnelling.



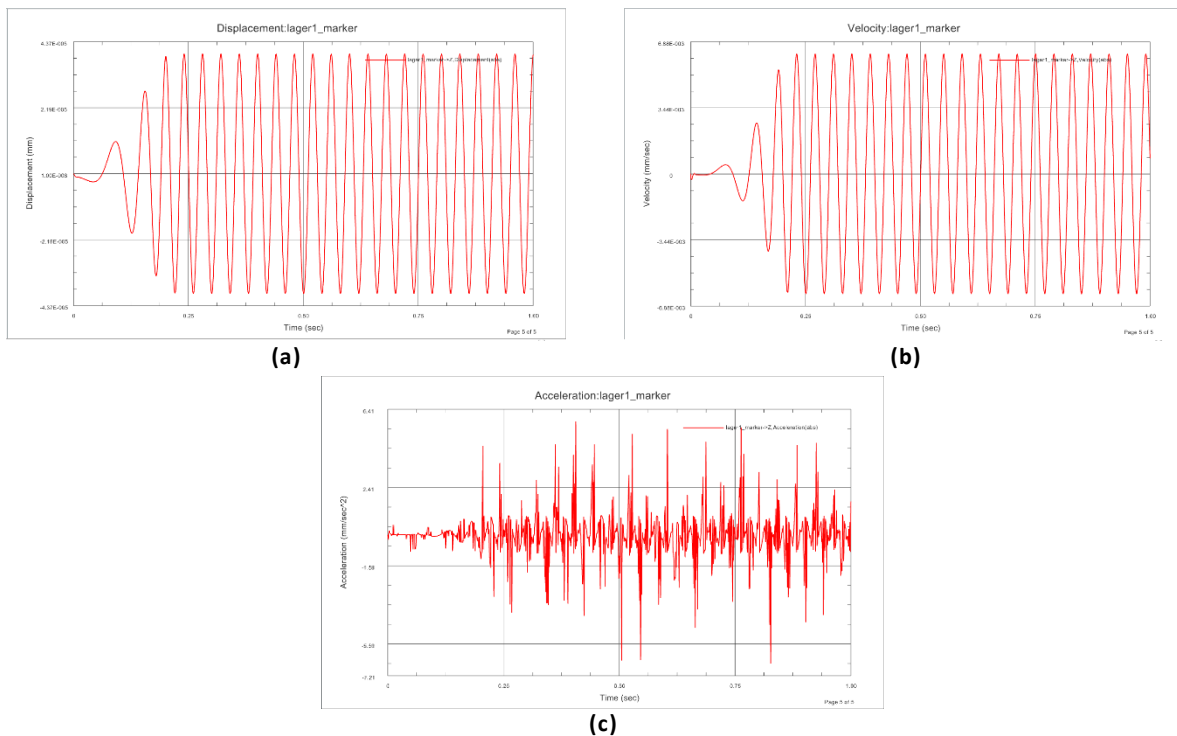
**Figuur 5.4: Verticale versnelling lager 1**

Om dit te vermijden kan gewerkt worden met een *CAM-tabel* om het systeem te laten versnellen van 0 naar 1500 rpm in bijvoorbeeld 0.2 s. Bij een CAM-tabel zal voor ieder tijdstip (afhankelijk van de sampletijd) een waarde gedefinieerd worden van een bepaalde parameter. Omdat het hier gaat om hoeksnelheid zal voor ieder tijdstip een snelheid meegegeven worden. Hierdoor zal bovenstaand verschijnsel vermeden worden. Figuur 5.5 geeft de hoeksnelheid weer die opgelegd wordt via zo'n tabel.



**Figuur 5.5: input hoeksnelheid opstelling**

Na de simulatie is de verticale verplaatsing, snelheid en versnelling van lager 1 opgemeten met sampletijd van 0.001 s. Deze zijn respectievelijk te zien in figuur 5.6 (a), (b) en (c). Hier wordt duidelijk een goede uitkomst bekomen voor de verplaatsing en snelheid. Voor de versnelling daarentegen wordt veel ruis bekomen.



**Figuur 5.6: Verticale (a) verplaatsing, (b) versnelling lager 1**

Doordat de aandrijving via een snelheid gebeurt, moet dus nog afgeleid worden naar versnelling, wat dus numerieke fouten zal opleveren, en kan leiden tot ruis. Een oplossing hiervoor is het opleggen van een koppel waardoor niet meer afgeleid moet worden.

Bij het opleggen van een koppel zal het mechanisme starten met een hoeksnelheid van 0 rpm. Deze zal dus nog moeten versnellen tot 1500 rpm. Eens de gewenste hoeksnelheid is bereikt, moet nog een klein koppel opgelegd worden om het systeem op constante snelheid te houden. Dit koppel wordt het lastkoppel genoemd.

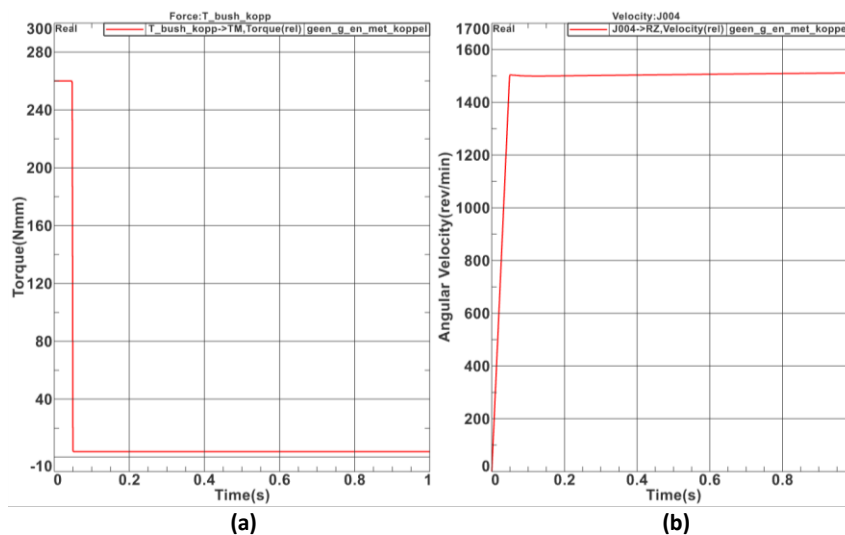
Bepalen van het koppel om te versnellen:  
 Dit is aan de hand van volgende formule berekend:

$$T_{\text{aanloop}} = J \cdot \alpha \tag{3.1}$$

met  $T_{\text{aanloop}}$  = aanloop koppel (Nm)  
 $J$  = inertie (kgm<sup>2</sup>)  
 $\alpha$  = hoekversnelling (rad/s<sup>2</sup>) maar kan gezien worden als  $w/t$  (= hoeksnelheid/tijd)

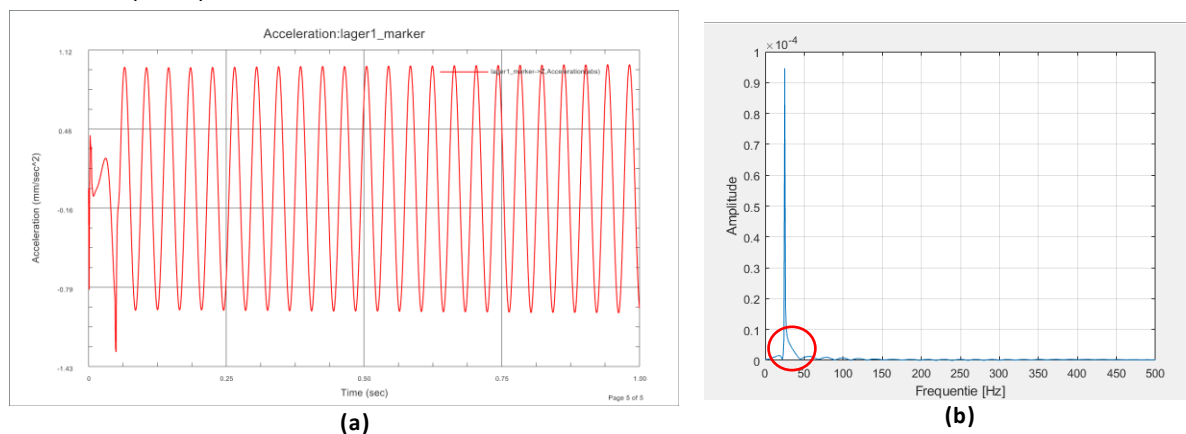
De opstelling (motor-as + rotor-as) heeft een inertie van 80 kgmm<sup>2</sup> (afgelezen op NX-motion). De hoeksnelheid en tijd kunnen ingevuld worden naar wat gewenst is. Dus 157.08 rad/s (= 25Hz) en dit moet bereikt worden in 0.05 s. Bij het invullen van deze waarden, wordt een aanloop koppel van 0.251 Nm bekomen. Deze is een beetje aangepast via trial en error naar 0.26 Nm waardoor 25 Hz perfect bereikt wordt in 0.05 s.

Het bepalen van het lastkoppel is via trial en error gebeurd. Het lastkoppel voor deze opstelling is constant omdat het hier gaat om een vaste inertie. Hier is 3.73 Nmm gebruikt als lastkoppel. Figuur 5.7 (a) en (b) geven respectievelijk het koppel en bijkomende snelheid weer.



**Figuur 5.7: (a) input koppel, (b) output hoeksnelheid opstelling**

Met het koppel als input wordt figuur 5.8 bekomen voor de verticale versnelling van lager 1. Dit is dus een veel beter resultaat in vergelijking met vorig deel. Hiervan is het spectrum geplot. Deze is te zien in figuur 5.8 (b). Het spectrum is bekomen door een FFT te doen met de versnelling in g als input. Het resultaat is zoals gewenst, een zeer kleine piek op 25 Hz.



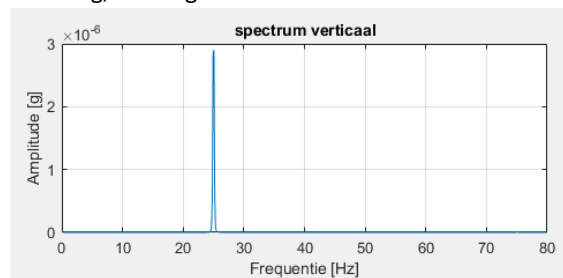
**Figuur 5.8: Lager 1 (a) verticale versnelling, (b) orbitaal en (c) spectrum**

In het spectrum (figuur 5.8 (b)) is het duidelijk te zien dat na de piek van 25 Hz een verbreding aanwezig is van de piek (aangegeven met rode cirkel). Dit komt doordat het koppel als input niet perfect de snelheid constant houdt op 25 Hz. Als oplossing hiervoor kan gewerkt worden met een CO-simulatie met een gewenste hoeksnelheid van 25 Hz. De input van het systeem is dan een koppel om het systeem op 25 Hz te houden. Hier wordt dit niet toegepast omdat het doel van dit deel niet was om een zo correct mogelijke simulatie te maken maar om de implementatie correct in te vullen om een juist beeld te verkrijgen. Een zo correct mogelijke simulatie maken valt dan onder het volgende deel.

### 5.2.3. Flexibele as met schijven

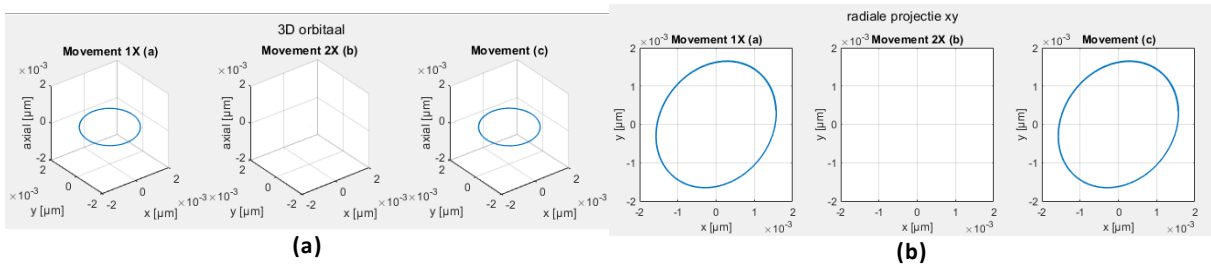
De implementatie van de schijven kan op veel verschillende manieren, namelijk via fixed joint, bush, revolute joint met bush en universal joint. Het meest logische zou via fixed joint zijn zoals het in werkelijkheid is. De verschillende implementaties zijn getest geweest en de beste zou via zowel fixed joint of universal joint zijn. Hier is fixed joint gebruikt. Het opmaken van de flexible body is al eerder besproken. Zoals in vorig deel is besproken, zal de aansturing hier gebeuren via een Co-simulatie via Matlab/Simulink. Het maken van een CO-simulatie is ook al eerder in deze paper uitgelegd.

Voor de koppeling is dezelfde implementatie gebruikt als vorig deel maar voor de veerdempersystemen van de lagers is 19000 N/mm en 125 Ns/mm gebruikt, dus zoals in de thesis van Verbelen [2]. Figuur 5.9 geeft het spectrum weer in verticale richting, in horizontale is hetzelfde resultaat verkregen (bepaald via code in bijlage B.3). In de radiale richting wordt dus een kleine piek bekomen op 25 Hz, wat gewenst is. In de axiale richting is een zeer kleine piek, namelijk  $5 \cdot 10^{-12}$  g, verkregen wat dus verwaarloosbaar klein is.



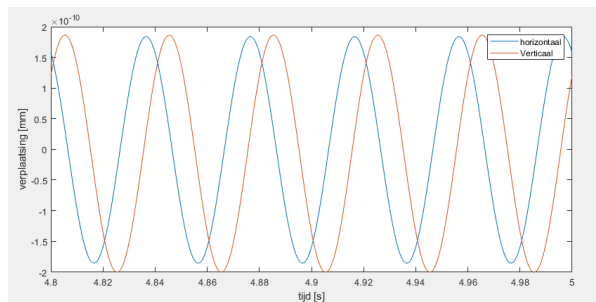
**Figuur 5.9: Spectrum referentiemeting simulatie**

In tegenstelling tot de werkelijke referentiemeting (figuur 5.1 (a) ), zijn hier geen pieken aanwezig op 2X en 3X, en is de piek op 1X veel kleiner. Hier zijn dus duidelijk geen machinefouten aanwezig. Het gaat dus om een ideale opstelling. Figuren 5.10 (a) en (b) geven de bekomen orbitalen weer. Wat hier opvalt is dat enkel 1X orbitalen aanwezig zijn, wat logisch is omdat enkel trillingen op 1X aanwezig zijn. De orbitalen zijn ook puur radiaal aanwezig (geen axiale trillingen aanwezig). Deze resultaten zijn gelijkaardig als bij de werkelijke opstelling, namelijk ellipsen die vooral aanwezig zijn op 1X. De verschillen (orbitalen op 2X en een axiale component) zijn het gevolg van het verschil tussen een ideale opstelling en een opstelling met machinefouten. In het deel '8.4 benadering referentiemeting werkelijke opstelling' zal aan de hand van de machinefouten, mogelijk in de simulatie, een benadering gemaakt worden om de kleine machinefouten van de werkelijke referentiemeting na te simuleren om eventueel meer gelijklopende resultaten te bekomen.



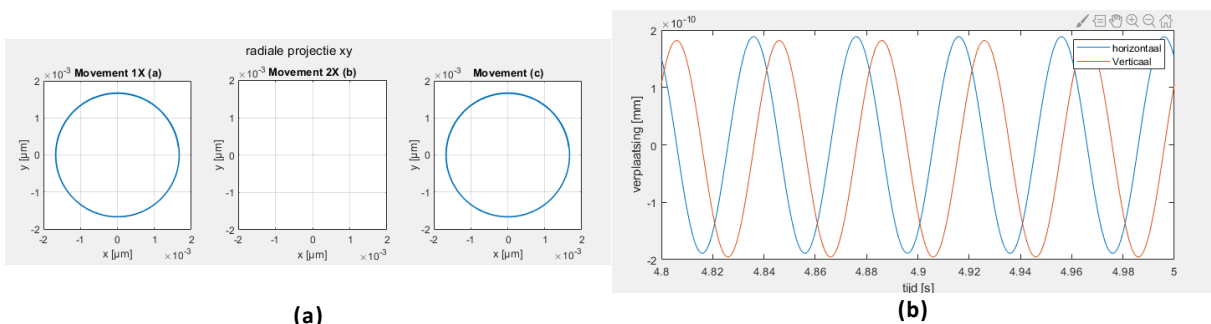
**Figuur 5.10: (a) 3D orbitalen referentiemeting simulatie en (b) radiale projectie**

In de radiale projectie in figuur 5.10 (b) is duidelijk te zien dat dit geen perfecte cirkel is. Dit is omdat de lager is gemodelleerd met behulp van acht veren. Namelijk bij de veren in de schuine richting, linksboven en rechtsonder, zijn de stijfheden iets verhoogd. Hierdoor zal de as meer vrijheid hebben rechtsboven en linksonder met de orbitalen in figuur 5.10 als resultaat. Zoals eerder aangehaald zal dit zorgen dat de faseverschuiving tussen de horizontale en verticale trillingen niet meer perfect 90° zullen zijn. Figuur 5.11 geeft deze trillingen weer in één grafiek. De Matlab script is te vinden in bijlage B.4 De faseverschuiving tussen deze twee is 81°. Het resultaat is duidelijk te zien in de radiale projectie. Dit maakt ook dat de radiale projectie van de simulatie een meer gelijkaardige vorm heeft als de radiale projectie van de werkelijke metingen.



**Figuur 5.11: Horizontale en verticale trilling lager 1**

Ter volledigheid wordt de referentiemeting nog eens opnieuw gedaan met de lager met vier veren op 90° van elkaar. Figuur 5.12 geeft het grote verschil weer met de vorige lager, namelijk de radiale projectie van de 3D orbitaal. Hier is nu duidelijk een cirkel gekomen. Ook hier zijn beide trillingen in één grafiek gebracht om de faseverschuiving te bepalen. Zoals verwacht is de faseverschuiving 90°, waardoor een perfecte cirkel wordt bekomen. Voor de volgende simulaties zal dus gewerkt worden met de lager met acht veren, waardoor realistischere orbitalen bekomen kunnen worden.

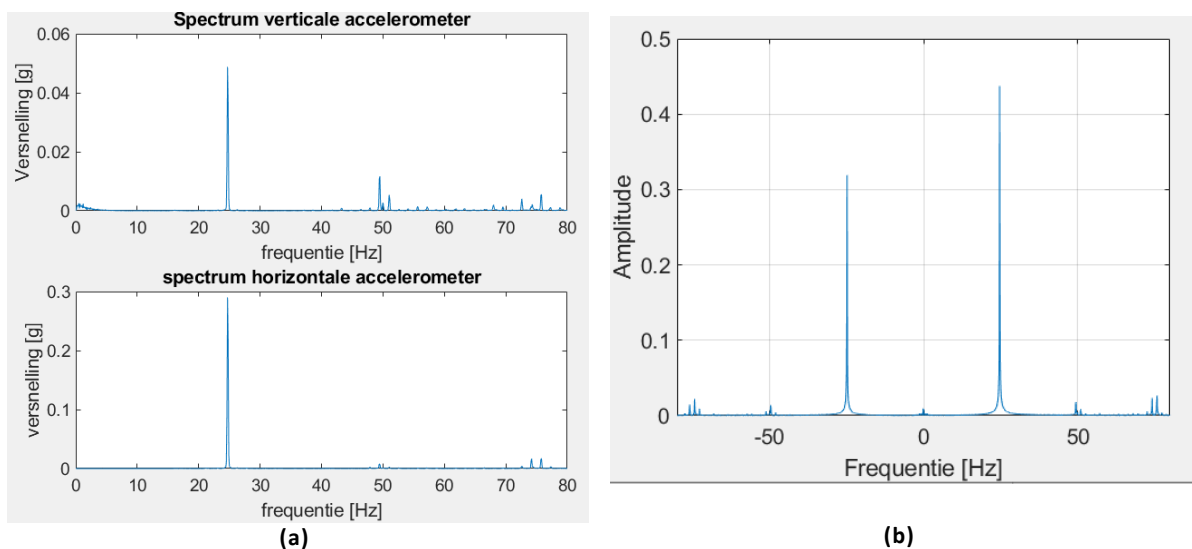


**Figuur 5.12: Lagers met 4 veren (a) radiale projectie, (b) horizontale en verticale trilling lager 1**

## 6 Onbalans

### 6.1. Resultaten werkelijke opstelling

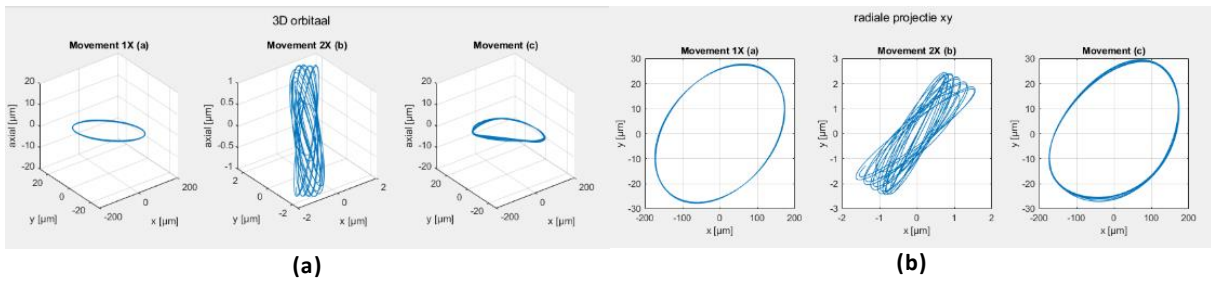
Figuur 6.1 (a) geeft het spectrum weer in radiale richting bij het gebruik van de LoveJoy koppeling. Deze spectra bevestigen de verwachtingen uit tabel 4-1 (radiale stijging op 1X). Wat hier ook opvalt is dat de amplitude van de horizontale trillingen ( $\approx 0.3 g$ ) veel hoger ligt dan bij de verticale en axiale trillingen, namelijk zes keer groter. Volgens *Mobius Institute* [23] zal de machine vermoedelijk lijden onder resonantie of structurele losheid (bijvoorbeeld bouten die los zitten [26]) als de amplitude van de horizontale trillingen groter is dan twee keer de amplitude van de verticale trillingen. In de axiale trillingen stijgt de piek op 1X ook, door de aanwezige uitlijnfouten, maar niet zo sterk als radiaal. Figuur 6.1 (b) geeft de full spectrum weer bij onbalans. Ook hier wordt het verwachte beeld bekomen. Deze resultaten worden ook bekomen bij het gebruik van de beamkoppeling (een zeer flexibele koppeling). De stijfheid van de koppeling is dus niet van belang bij onbalans.



**Figuur 6.1: Statische onbalans werkelijke opstelling met LoveJoy koppeling (a) spectrum, (b) full spectrum**

Bij het opleggen van koppelonbalans, twee massa's op  $180^\circ$  plaatsen, wordt hetzelfde effect bekomen, dus een stijging van de 1X component. De stijging daarentegen is veel minder dan bij statische onbalans. Bij dynamische onbalans zijn de twee massa's op ongeveer  $90^\circ$  geplaatst, dus ongeveer in het midden tussen statische en koppelonbalans. Hier is de piek op 1X ook gestegen. De piek is groter dan deze bij koppelonbalans maar wel kleiner dan bij statische onbalans. Dit is dus de gewenste uitkomst.

In figuur 6.2 zijn de uitgebreide orbitalen en radiale projecties weergegeven bij statische onbalans. Hieruit is af te leiden dat de as voornamelijk beweegt in het radiaal vlak. Het trilt natuurlijk ook deels in axiale richting. Deze axiale trillingen en trillingen op 2X (50 Hz) worden veroorzaakt door de aanwezigheid van kleine uitlijnfouten. In de radiale projectie worden ellipsen verkregen, namelijk in de 1X en resulterende orbitaal. In hoofdstuk 2 is aangehaald dat aan de hand van de radiale orbitalen het full spectrum kan voorspeld worden. Inderdaad, de 1X orbitaal is naar rechtsboven georiënteerd en +1X is sterker aanwezig dan -1X. Deze meting bevestigt dus deze vaststelling.

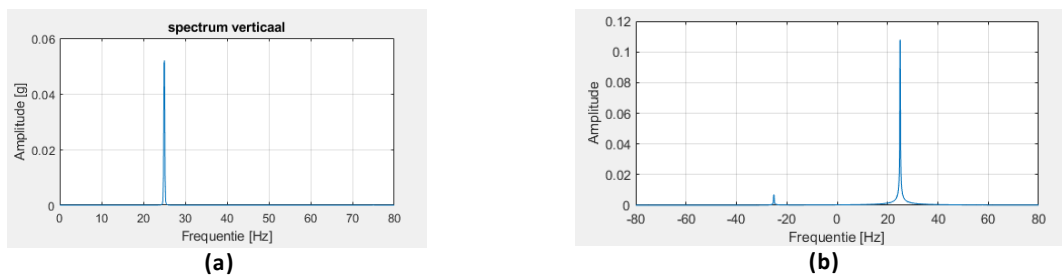


**Figuur 6.2: Statische onbalans werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen en (b) radiale projectie**

## 6.2. Simulatie

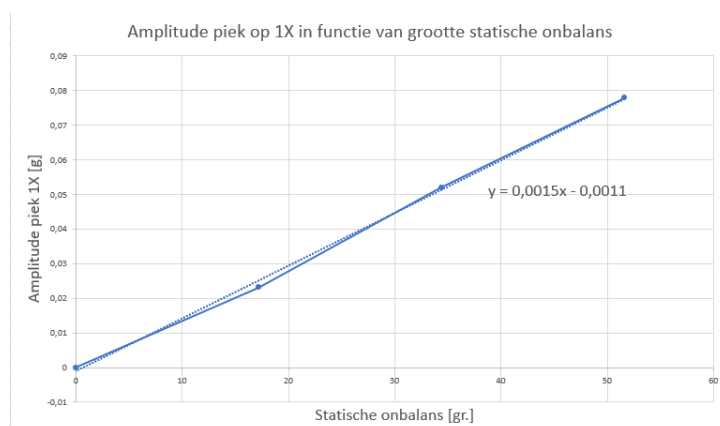
### 6.2.1. Statische onbalans

In figuur 6.3 (a) is het spectrum weergegeven in verticale richting (hetzelfde resultaat is bekomen in horizontale richting). Zoals bij de metingen van de werkelijke opstelling is hier een duidelijke stijging van het 1X component aanwezig in radiale richting (zoals verwacht, axiaal niet gestegen). De 2X en 3X componenten zijn niet gestegen tegenover de referentiemeting, dus geen pieken aanwezig. Figuur 6.3 (b) geeft het full spectrum weer van de simulatie. Hier is ook het gewenste resultaat bekomen, namelijk een kleine -1X piek en een grotere +1X piek.



**Figuur 6.3: Statische onbalans simulatie (a) spectrum, (b) full spectrum**

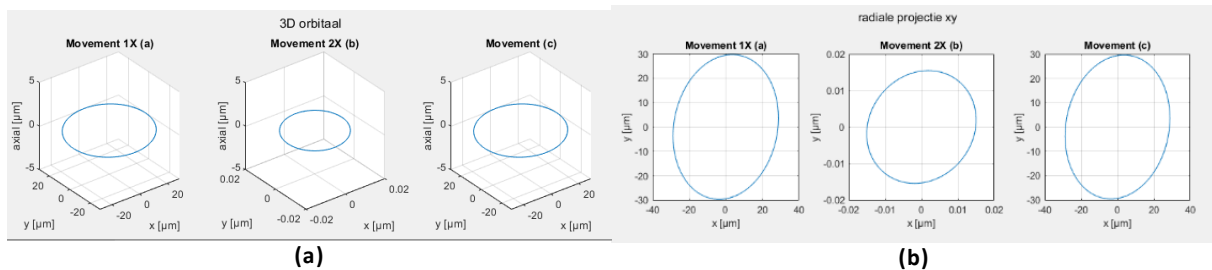
Als test is de amplitude van de radiale piek op 1X bekeken ten opzichte van verschillende groottes van onbalans. In figuur 6.4 is het resultaat zeer duidelijk, namelijk de piek is lineair afhankelijk van de grootte van onbalans. Het verband kan gezien worden als:  $y = 0.0015x - 0.0011$ .



**Figuur 6.4: Amplitude piek 1X in functie van grootte statische onbalans**



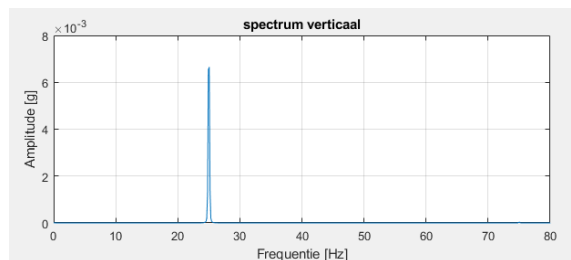
Figuur 6.5 geeft respectievelijk de 3D orbitalen en radiale projectie ervan. Door de verwaarloosbare kleine axiale trillingen bestaat de 3D orbitaal puur uit de radiale projectie. De radiale projectie heeft een gelijkaardig beeld als de werkelijke opstelling, namelijk een ellips. Deze ellips is sterk naar boven gericht, wat dus de reden is waarom zo'n kleine piek op -1X verkregen is in het full spectrum (theorie full spectrum deel '2.4.2 inlezen en verwerken data').



**Figuur 6.5: Statische onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie**

### 6.2.2. Koppelonbalans

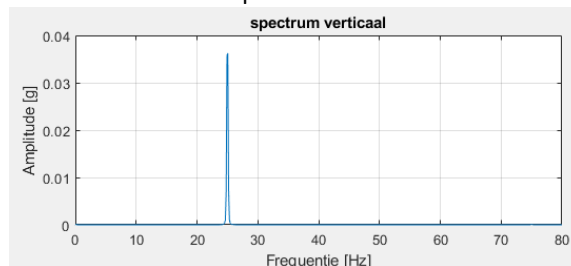
Voor de implementatie van koppelonbalans worden twee massa's toegevoegd op 180° van elkaar. Figuur 6.6 geeft het spectrum weer. Zoals in werkelijkheid stijgt gewoon de piek op 1X maar in mindere mate als statische onbalans. Voor de orbitalen wordt een gelijkaardig beeld verkregen als bij statische onbalans met als enig verschil de grootte ervan (dus amplitude).



**Figuur 6.6: Spectrum koppelonbalans simulatie**

### 6.2.3. Dynamische onbalans

Laatste mogelijke onbalans is de meest voorkomende onbalans fout in de praktijk. Het gaat namelijk om een combinatie van statische en koppelonbalans. Om de correctheid na te kunnen gaan zijn de twee gewichten op 90° geplaatst van elkaar. Als resultaat wordt dan het gemiddelde van de vorige twee fouten verwacht voor de amplitude van de piek op 1X. Het gemiddelde is ongeveer 0.029 g. Figuur 6.7 geeft het bekomen resultaat weer door dynamische onbalans te implementeren. De amplitude van de pieken in de radiale richting is 0.036 g, wat dus toch wat scheelt van de berekende amplitude. De amplitude van deze piek is dus niet lineair afhankelijk van de ligging van de onbalans (tussen 0° en 180° ten opzichte van de andere onbalans).



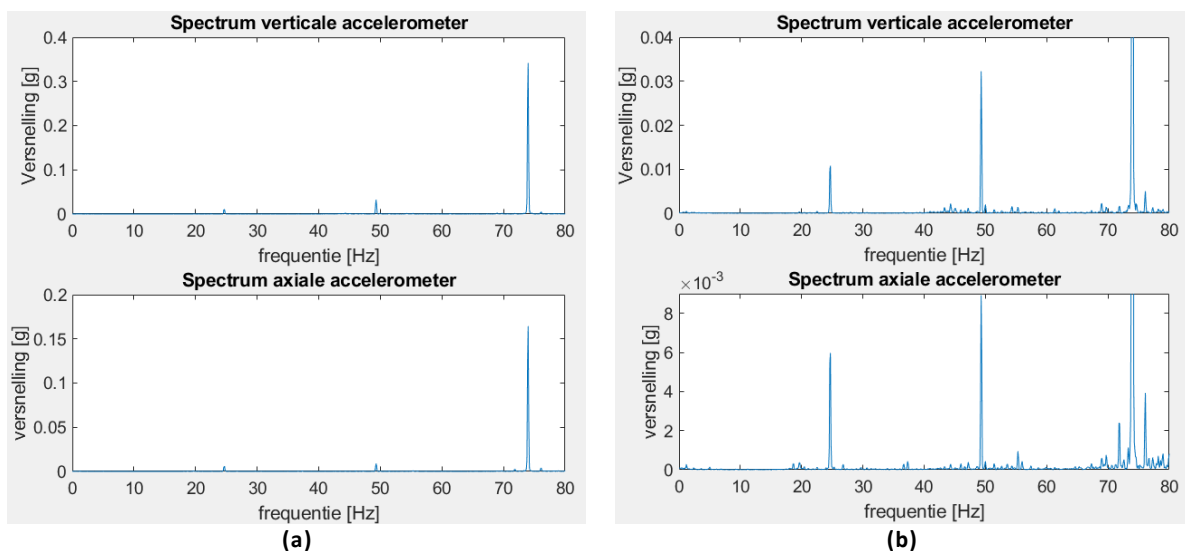
**Figuur 6.7: Spectrum dynamische onbalans simulatie**

# 7 Uitlijnfouten

## 7.1. Parallele uitlijnfouten

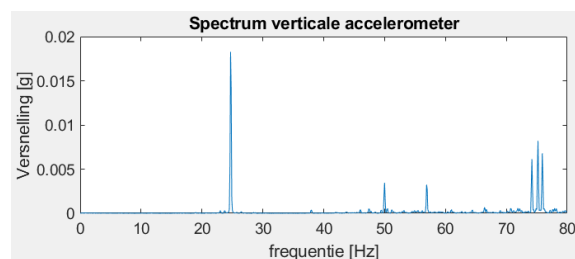
### 7.1.1. Resultaten werkelijke opstelling

Figuur 7.1 (a) geeft de spectra weer in radiale en axiale richting bij de implementatie van een parallelle uitlijnfout bij het gebruik van de LoveJoy koppeling (stijvere koppeling). Wat meteen opvalt is de enorme stijging van de pieken op 3X in zowel de verticale, horizontale en axiale richting. Dit is door de combinatie van een uitlijnfout en een stijvere koppeling. Figuur 7.1 (b) geeft de spectra weer van figuur 7.1 (a) maar ingezoomd op de pieken 1X en 2X. Als dit vergeleken wordt met de referentiemeting, valt dus ook duidelijk op dat de piek op 2X (50 Hz) sterk gestegen is. De piek op 1X (25 Hz) is licht tot niet gestegen, dus bijna dezelfde amplitude als in de referentiemeting. Als laatste valt ook op dat de trillingen in de axiale richting, op 3X component na, nog altijd minder sterk aanwezig zijn dan de radiale trillingen. Dat is logisch omdat in de theorie aangehaald is dat parallelle uitlijnfouten voor extra radiale krachten zorgen.



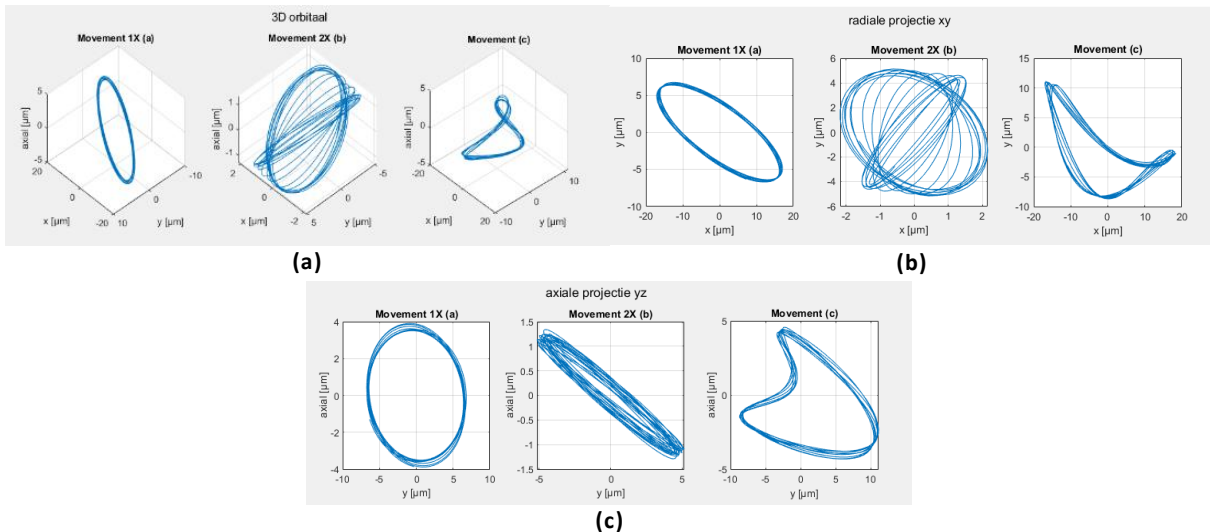
**Figuur 7.1: (a) Spectra parallelle uitlijnfout werkelijke opstelling met LoveJoy koppeling, (b) Ingezoomd beeld van figuur 7.2 (a)**

Als tweede meting is een parallelle uitlijnfout geïmplementeerd bij het gebruik van een beamkoppeling (zeer flexibele koppeling). Figuur 7.2 geeft het bekomen spectrum weer in verticale richting. Hier wordt bijna precies hetzelfde uitgekomen als bij de referentiemeting (ook horizontaal en axiaal). Hieruit volgt dat een opstelling met een zeer flexibele koppeling dus optimaal kan werken onder invloed van kleine uitlijnfouten.



**Figuur 7.2: Spectra parallelle uitlijnfout werkelijke opstelling met beamkoppeling**

Figuren 7.3 (a) tot (c) tonen respectievelijk de 3D orbitalen, de radiale projectie en een axiale projectie ervan. De bekomen resultaten tonen zeer goed de ‘vervormingen’ van de ellips aangehaald in tabel 4-1. Hier is meteen een duidelijk verschil aan te tonen met de referentiemeting en onbalans. De vervorming door parallelle uitlijnfout is dus een *krul* (vormt een soort ‘8’), aanwezig in de resulterende 3D orbitaal. In de radiale en axiale projecties zijn ook duidelijk geen ellipsen meer te zien. Voor de beweging van de 1X-component wordt wel een ellips bekomen. In de paper van Monte *et al.* [5] zijn zeer gelijkaardige orbitalen bekomen waardoor deze metingen een bevestiging vormen.



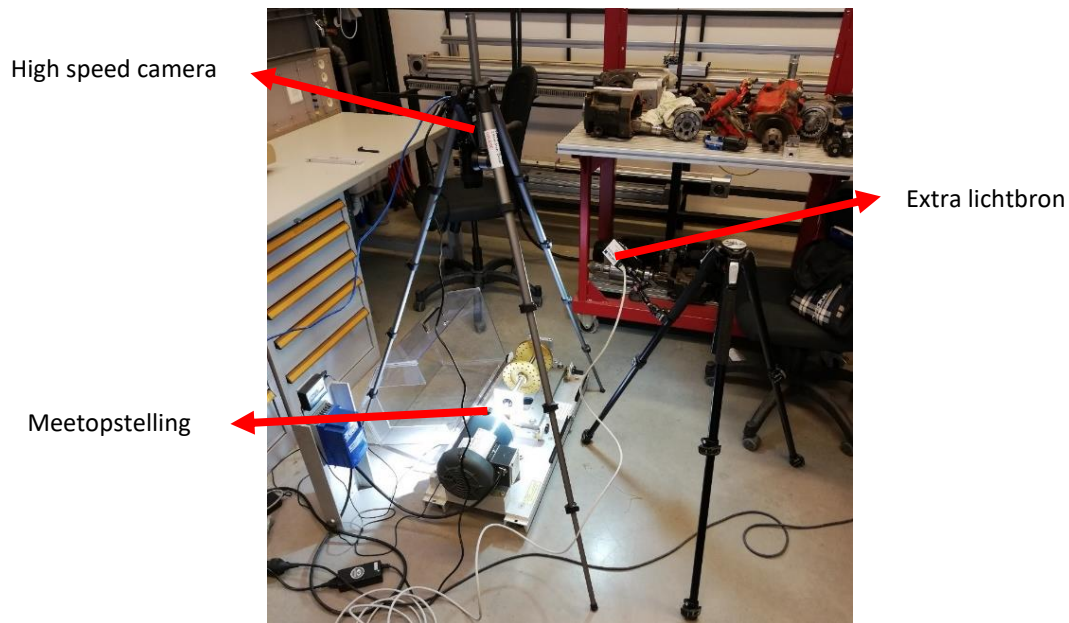
**Figuur 7.3: Parallelle uitlijnfout werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

### 7.1.2. Simulatie

Bij het implementeren van een parallelle uitlijnfout wordt een stijging van het 2X piek verwacht. Maar om deze fout te kunnen simuleren, moet het gedrag van de werkelijke as gekend zijn. Hiervoor kan een high speed camera gebruikt worden die de as filmt om zo duidelijker te zien hoe de as zich gedraagt. Als camera werd de Miro C110 gebruikt. Het instellen van de camera voor een duidelijk beeld is aan de hand van drie ‘hendels’:

- Diafragma = hoeveelheid licht dat je doorlaat
- Inzoomen
- Scherpstellen

Hiermee wordt dan in de horizontale en verticale richting gefilmd. Voor de verticale richting is dit niet moeilijk, de camera kan op een staander gezet worden en op 1 m geplaatst worden. Om de koppeling te filmen in de horizontale richting moet de camera dus ook op 1 m boven de koppeling geraken om een scherp beeld te bekomen. Dit is namelijk niet mogelijk omdat de aanwezige staander niet groot genoeg is. De oplossing hiervoor is om de camera zo hoog mogelijk te verkrijgen, ongeveer 80 cm, en het beeld donkerder te maken doordat het beeld toch scherp is bij deze afstand. Om toch een duidelijk beeld te verkrijgen, wordt nog een extra lichtbron toegevoegd op de koppeling. Figuur 7.4 geeft de opstelling weer voor het filmen van de koppeling in de horizontale richting.



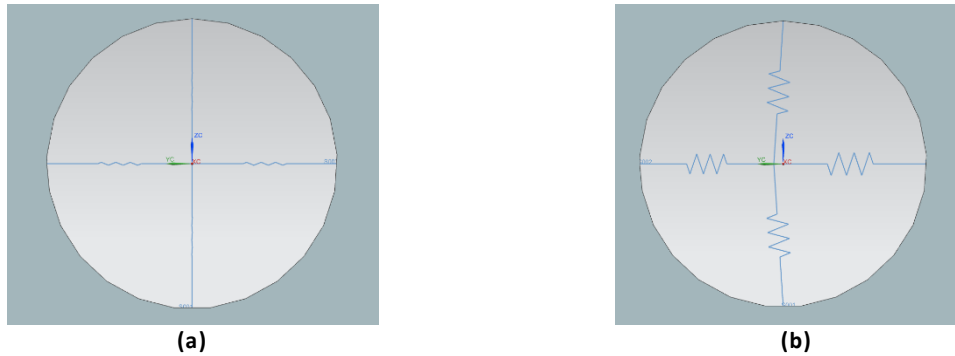
**Figuur 7.4: Opstelling high speed camera**

Uit de verkregen filmpjes valt duidelijk op dat de as constant wil terugkeren naar het correcte middelpunt (dus middelpunt gelegen op de rotatie-as van de motor). Dit is logisch wegens de aanwezige parallelle offset tussen beide rotatie-assen.

Om deze offset fout te implementeren zijn twee manieren mogelijk, een eenvoudige snelle manier of een meer tijdrovende maar realistischere manier. Beide methodes zullen besproken en uitgevoerd worden in de simulatie.

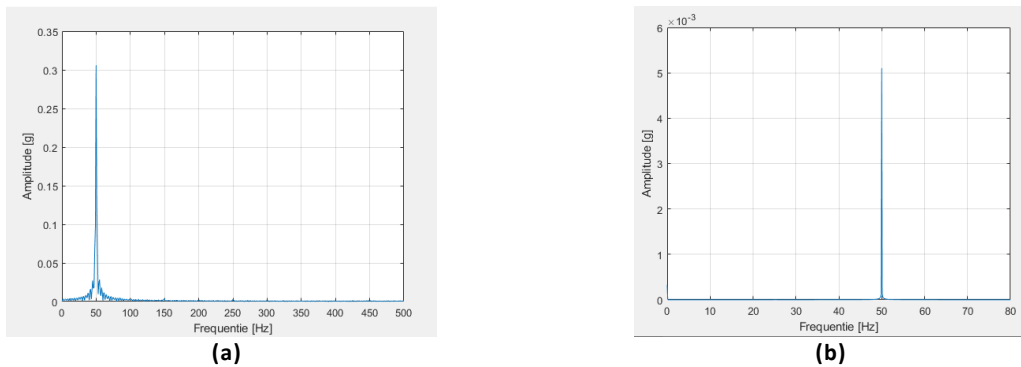
#### 7.1.2.1. Aanpassen van de veren

De eerste manier is de vrije lengte van de horizontale veren van beide lagers aanpassen. Hun normale vrije lengte is 25 mm. Eén van de twee veren kan dan bijvoorbeeld aangepast worden naar 24 mm en de andere dan naar 26 mm. Hierdoor wordt een parallelle uitlijnfout van 1 mm bekomen. Figuur 7.5 (a) en (b) tonen respectievelijk de voorstelling van de lager bij een gezonde opstelling en bij een opstelling met parallelle uitlijnfout van 1 mm.



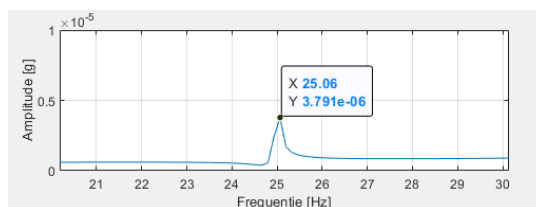
**Figuur 7.5: Voorstelling lager bij (a) gezonde opstelling, (b) parallelle uitlijnfout van 1 mm (frame uit simulatie)**

Vooraleer de simulatie te kunnen uitvoeren, moet de koppeling nog correct geïmplementeerd worden. Zoals eerder vermeld bij het deel van de high speed camera, zal de koppeling de as continu willen terugbrengen naar het oorspronkelijk middelpunt, wat resulteert in trillingen. Om dit eveneens te bekomen in de simulatie zal een translatie stijfheid toegekend worden aan de bush (die de koppeling voorstelt). Een specifieke waarde voor deze stijfheid is niet geweten. Dit zal via trial en error moeten. Voor een eerste test is 1 000 000 N/m en 1 000 N/m gebruikt, respectievelijk te zien in figuur 7.6 (a) en (b). In beide gevallen wordt een piek op 2X bekomen wat het gewenste effect is bij de aanwezigheid van een parallelle fout. Wat ook blijkt is dat hoe groter deze stijfheid is, hoe groter de amplitude is van de versnelling verkregen door de simulatie.



**Figuur 7.6: Spectrum bij (a) 1 000 000 N/m, (b) 1 000 N/m**

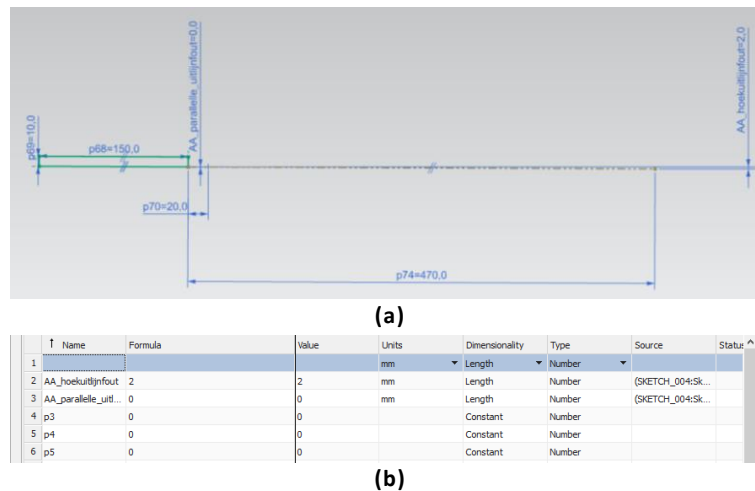
Bij het inzoomen op 25 Hz in figuur 7.6 (b), is een heel kleine piek te zien op 25 Hz. Dit ingezoomd beeld is te zien in figuur 7.7. Hier is duidelijk een piek op 1X te zien. Bij het implementeren van een onbalans zal deze dus stijgen en is een combinatie van onbalans en parallelle uitlijnfout mogelijk.



**Figuur 7.7: Ingezoomd beeld van figuur 7.7 (b)**

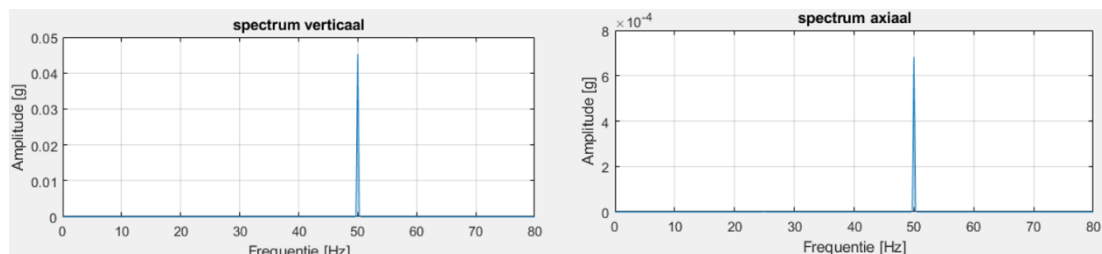
### 7.1.2.2. Verschuiven van volledige opstellingen

Hier wordt gedaan wat bij de werkelijke opstelling wordt gedaan, namelijk de volledige opstelling opschuiven. Deze manier is dus een meer tijdrovende maar realistischere manier. Om deze implementatie toch eenvoudiger te houden wordt niet de volledige opstelling verschoven, maar wordt de motor-as verschoven. Dit vergt minder werk en komt op hetzelfde neer. Figuur 7.8 (a) geeft de sketch weer van de motor-as waar duidelijk te zien is hoe de offset fout toegevoegd kan worden door een afstand mee te geven. Om dit snel te kunnen aanpassen zijn hiervoor *expressions* aangemaakt, te zien in figuur 7.8 (b).



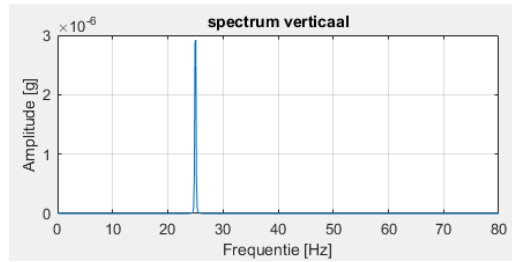
**Figuur 7.8: (a) sketch motor-as, (b) expressions model**

Figuur 7.9 geeft de bekomen spectra weer bij deze opstelling. Zoals gewenst, wordt een grote piek op 2X in radiale richting verkregen. Ook axiaal wordt een piek op 2X verkregen, wel met een veel kleinere amplitude. Hier wordt dus het verwachte effect verkregen (hoofdstuk 4), zoals bij de werkelijke opstelling.



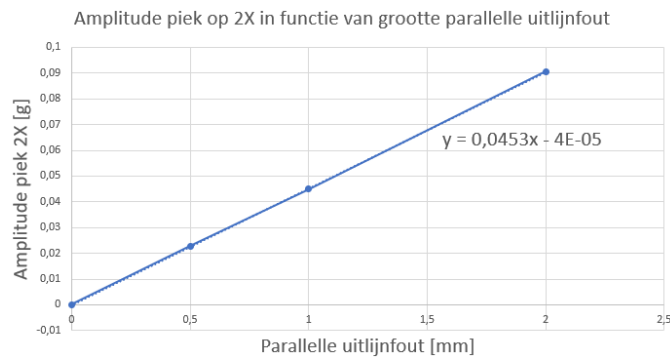
**Figuur 7.9: Spectra parallele uitlijnfout simulatie via tweede manier met stijve koppeling**

Wordt een opstelling met parallele uitlijnfout gesimuleerd maar met een zeer flexibele koppeling (geen translatie stijfheid meegegeven bij de bush) wordt figuur 7.10 bekomen als spectrum. Wat hier opvalt is dat de pieken op 2X zeer sterk gedaald zijn (zelfs niet meer aanwezig). De pieken op 1X zijn niet veranderd, namelijk dezelfde piek op 1X als bij de referentiemeting. Dus hetzelfde effect wordt bekomen als bij de beamkoppeling. Bij het gebruik van een flexibele koppeling zal de as dus niet veel, tot geen trillingen op 2X ondervinden.



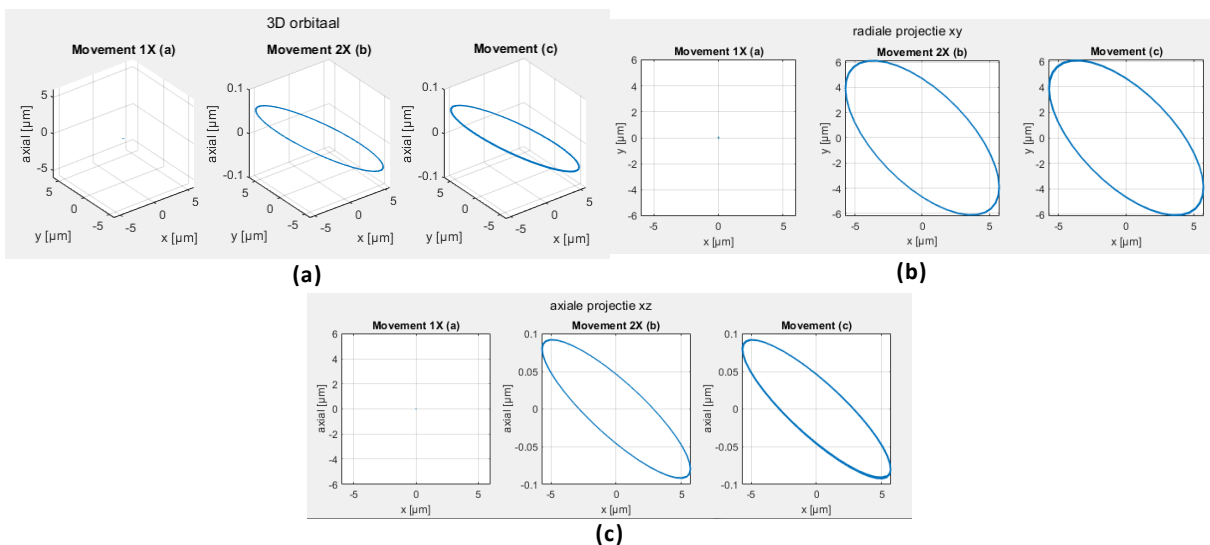
**Figuur 7.10: Spectrum parallelle uitlijnfout simulatie via tweede manier met flexibele koppeling**

Als test is de amplitude van de radiale piek op 2X bekeken ten opzichte van verschillende groottes van parallelle uitlijnfout. In figuur 7.11 is het resultaat zeer duidelijk, namelijk de piek is lineair afhankelijk van de grootte van deze uitlijnfout. Het verband kan gezien worden als:  $y = 0.0453x - 0.00004$ .



**Figuur 7.11: Amplitude piek op 2X in functie van grootte parallelle uitlijnfout**

Figuren 7.12 (a) tot (c) tonen respectievelijk de 3D orbitalen, de radiale projectie en axiale projectie ervan. Wat hier meteen opvalt is dat de 1X orbitalen niet aanwezig zijn en dus geen invloed hebben op de resulterende orbitalen. Dit geeft dat de resulterende orbitalen gelijk zijn aan de 2X orbitalen, dus ellipsen die vooral radiaal aanwezig zijn en klein beetje axiaal. Op zich is dit moeilijk te vergelijken met de werkelijke metingen omdat deze altijd een 1X-component bevat en dus een 1X orbitalen heeft. Dit zal de resulterende orbitaal compleet veranderen. Dit zal besproken wordt in het deel '8. Combinaties van fouten'.



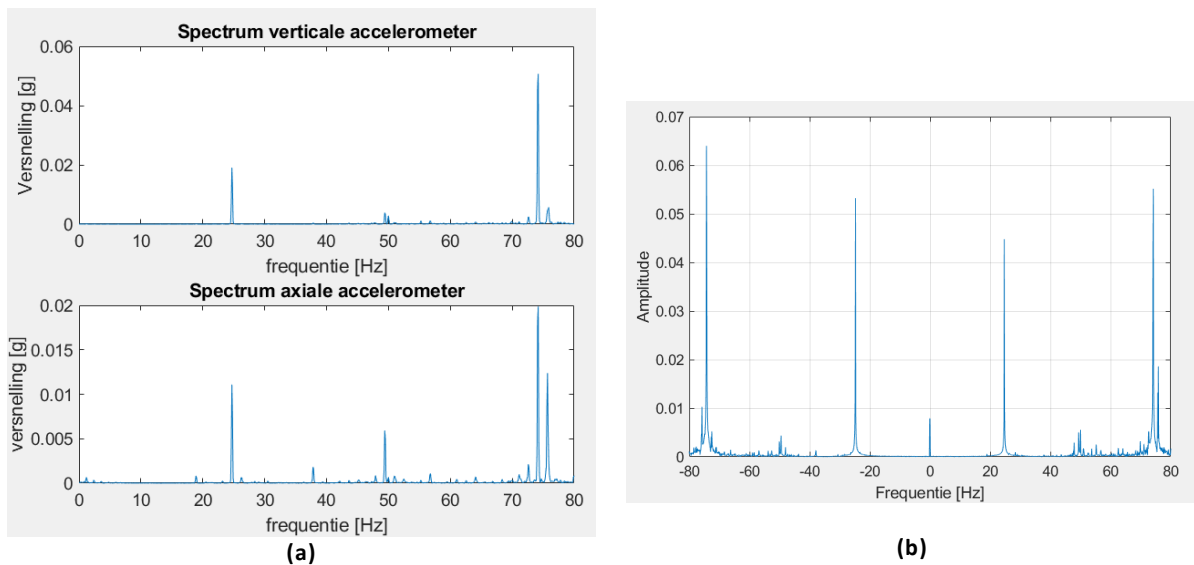
**Figuur 7.12: Parallelle uitlijnfout simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

## 7.2. Hoekuitlijnfout

### 7.2.1. Resultaten werkelijke opstelling

Figuur 7.13 (a) geeft de spectra weer in radiale en axiale richting bij implementatie van een hoekuitlijnfout. Hierbij is de LoveJoy koppeling gebruikt. Uit figuur 7.13 (a) is een duidelijke stijging te zien van de piek op 3X. De piek 1X, die verwacht wordt te stijgen, stijgt maar een klein beetje. In axiale richting is ook een kleine stijging aanwezig van de pieken op 1X en 3X. De pieken op 2X zullen hier bijna niets stijgen. Bij het implementeren van deze fout en het gebruik van de beamkoppeling zullen zeer gelijkaardige spectra bekomen worden.

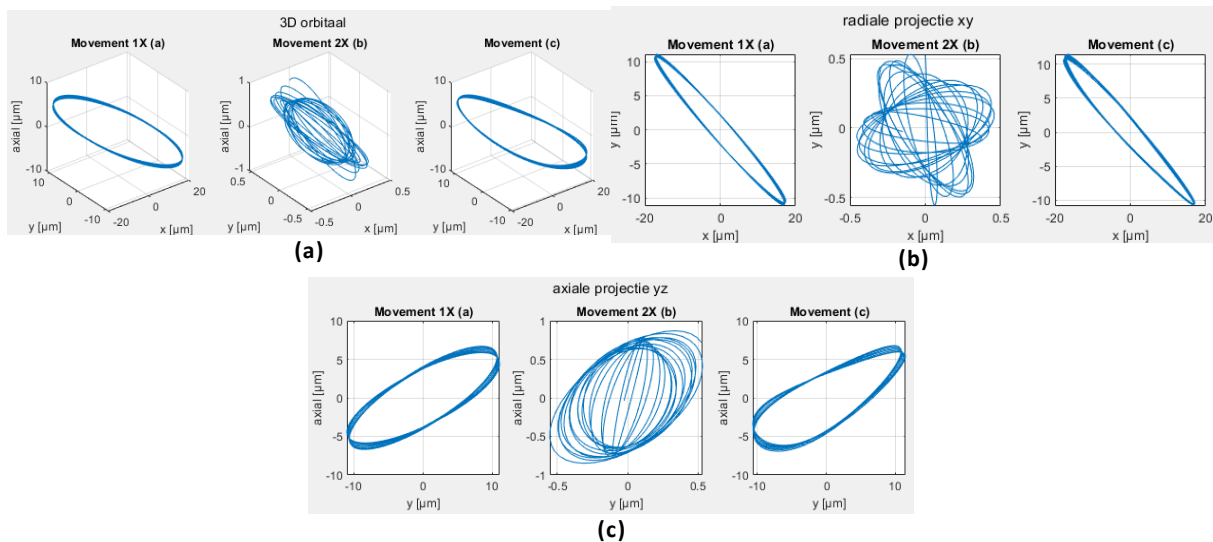
Om deze fout duidelijk te herkennen, wordt het full spectrum geplot. Figuur 7.13 (b) toont het full spectrum van deze fout. Zoals verwacht is de piek op -1X ook sterk aanwezig, hier zelfs meer dan +1X. Bij onbalans is dit omgekeerd. Dit is dus een zeer belangrijk kenmerk van een hoekuitlijnfout.



**Figuur 7.13: Hoekuitlijnfout werkelijke opstelling (a) spectra en (b) full spectrum**

Figuren 7.14 (a) tot (c) geven respectievelijk de 3D orbitalen, radiale projectie en een axiale projectie. In de 1X orbitalen worden perfecte ellipsen bekomen, in de 2X orbitalen worden andere vormen bekomen. Omdat vooral 1X componenten aanwezig zijn door deze fout (zie spectra), zullen de resulterende orbitalen (som van 1X en 2X) ook ellipsen zijn (wel een klein beetje vervormd, dus geen perfecte ellipsen). Ook bij deze meting klopt de vaststelling uit hoofdstuk 2 over het full spectrum. De 1X orbitaal is naar rechtsonder georiënteerd en inderdaad is een grotere piek verkregen op -1X dan op +1X.

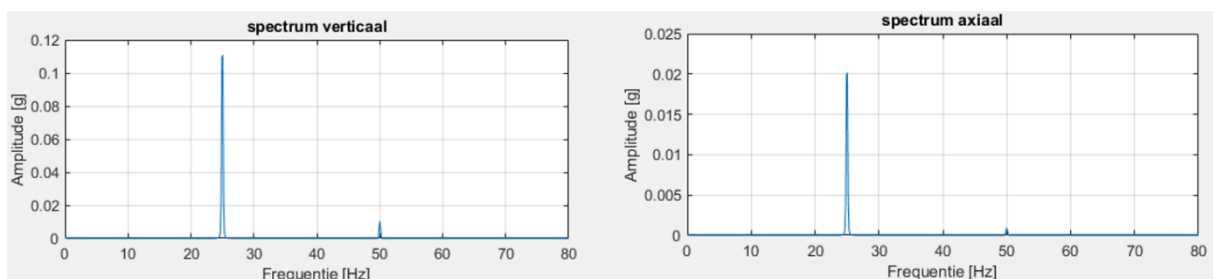




**Figuur 7.14: Hoekuitlijnfout werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

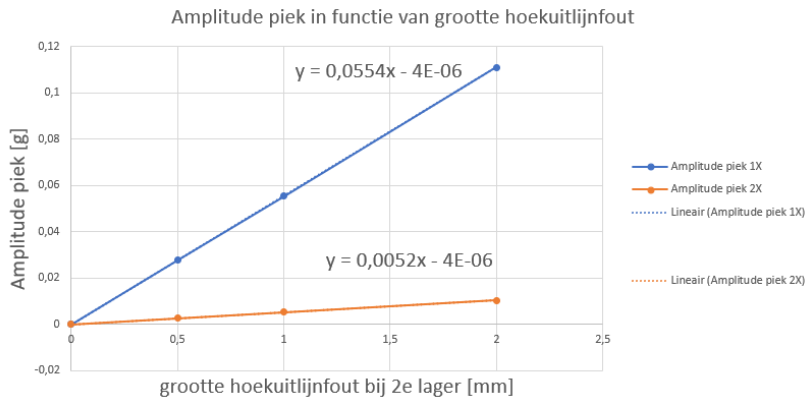
## 7.2.2. Simulatie

Voor de simulatie van hoekuitlijnfouten wordt zoals bij parallelle uitlijnfouten op twee manieren gewerkt. Namelijk door de vrije veren aan te passen zoals in '7.1.2.1 Aanpassen van de veren' of door de volledige opstelling te verschuiven zoals in '7.1.2.2. Verschuiven van volledige opstelling'. Na enkele testen blijkt alleen de tweede manier correcte resultaten te geven. Figuur 7.15 geeft de spectra weer. De piek op 1X is dus duidelijk gestegen tegenover de referentiemeting, vooral de axiale trillingen zijn sterk aanwezig ten opzichte van de andere fouten (dus zoals verwacht in tabel 4-1). Ook de piek op 2X stijgt deels, dat is door de kleine parallelle uitlijnfout die aanwezig is door een hoekuitlijnfout te implementeren.



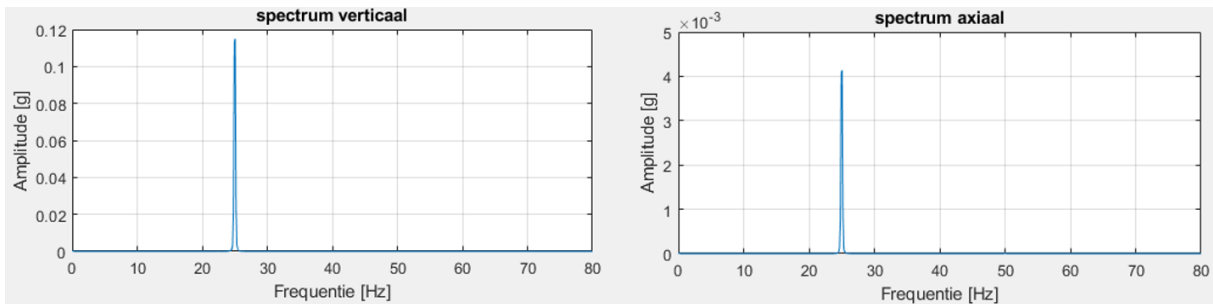
**Figuur 7.15: Spectra hoekuitlijnfout simulatie met stijve koppeling**

Zoals bij de andere machinefouten wordt gekeken hoe de spectra zich zullen gedragen door de grootte van de hoekuitlijnfout aan te passen. Het aangeven van de grootte van deze fout is door de afstand tussen de rotatieassen van de motor-as en de rotor-as op de plaats van de tweede lager op te meten. Dit gebeurt loodrecht op de rotatie-as van de rotor. In figuur 7.16 is het verband te zien tussen de amplitude van de pieken op 1X en 2X in functie van de grootte van deze fout. Ook hier is het verband lineair. De evenredigheid van piek op 1X is voorgesteld door een vergelijking:  $y = 0.0554x - 0.000004$ . Van 2X is dit:  $y = 0.0052x - 0.000004$ .



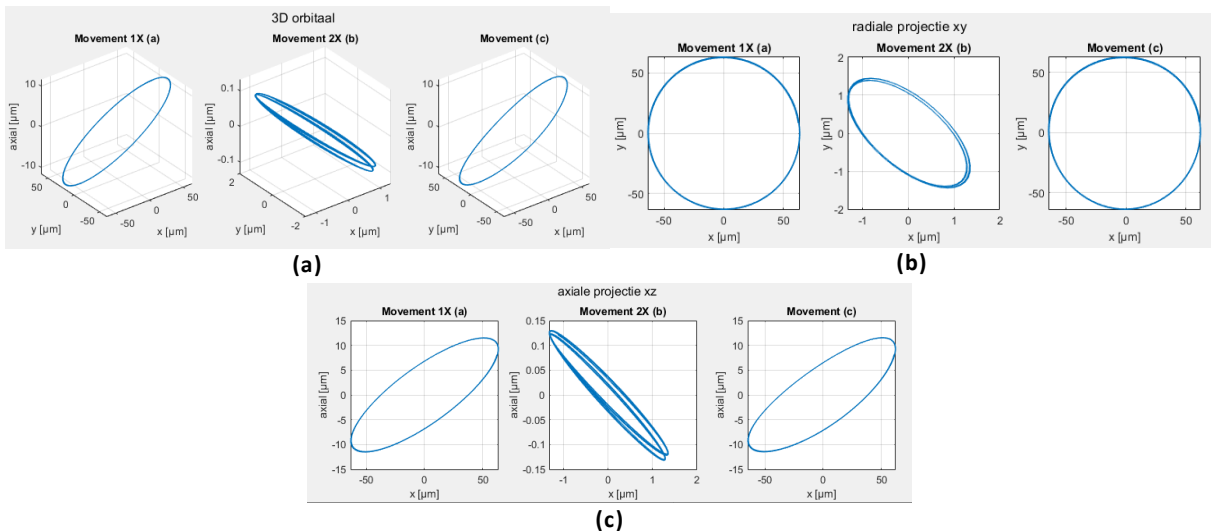
**Figuur 7.16: Amplitude piek op 1X en 2X in functie van grootte hoekuitlijnfout**

Deze fout is ook gesimuleerd bij het gebruik van een zeer flexibele koppeling. Figuur 7.17 geeft de bekomen spectra weer. Zoals eerder aangehaald dalen de pieken op 2X enorm veel, hier zelf niet meer aanwezig. De pieken op 1X blijven sterk aanwezig zoals verwacht.



**Figuur 7.17: Spectra hoekuitlijnfout simulatie met flexibele koppeling**

Figuren 7.18 (a) tot (c) geven de 3D orbitalen en de projectie ervan weer. Zoals bij de orbitalen van de werkelijke opstelling zijn de 1X componenten dominant en worden voor de resulterende bewegingen van de as vooral ellipsen verkregen. Voor deze simulatie geeft het full spectrum geen correcte resultaten. De piek op +1X is zeer sterk aanwezig en de piek op -1X is bijna niet aanwezig. Uit figuur 7.18 (b) is dit logisch, want in het deel '2.4.2 Inlezen en verwerken data' is aangehaald dat bij een cirkel als orbitaal alleen positieve of negatieve pieken aanwezig zullen zijn in het full spectrum. Hier gaat het dus alleen om positieve pieken. Om correcte resultaten te verkrijgen in het full spectrum, moet de radiale 1X orbitaal een ellips zijn dat naar rechtsonder georiënteerd is.



**Figuur 7.18: Hoekuitlijnfout simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

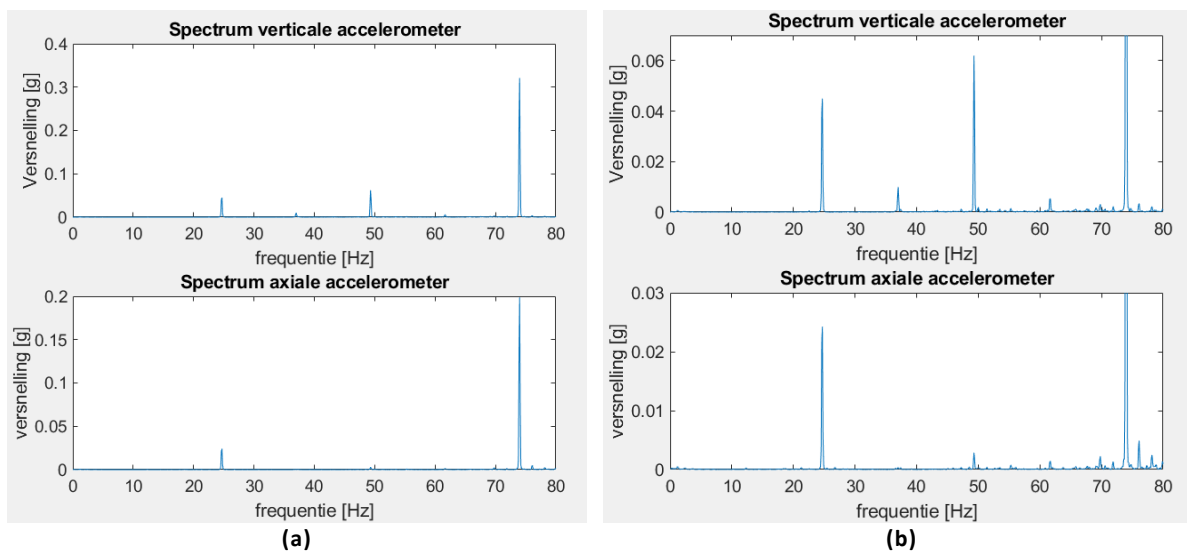
## 8 Combinaties van fouten

Uit voorgaande hoofdstukken kan aan de hand van meerdere analyses, bijvoorbeeld door spectra, een duidelijk verschil gezien worden tussen de verschillende fouten. Uit hoofdstuk 4 kan gezien worden dat onbalans kan lijken op hoekuitlijnfouten en omgekeerd (bij simulatie bijvoorbeeld wordt radiaal hetzelfde effect bekomen). Bij gecombineerde fouten kan het dus zeer moeilijk zijn deze fouten van elkaar te onderscheiden. De verschillende combinatiefouten zullen één voor één opgemeten en besproken worden aan de hand van de halve en full spectra en de orbitalen. Dit wordt zowel voor de werkelijke als voor de gesimuleerde opstelling gedaan.

### 8.1. Parallele uitlijnfout met onbalans

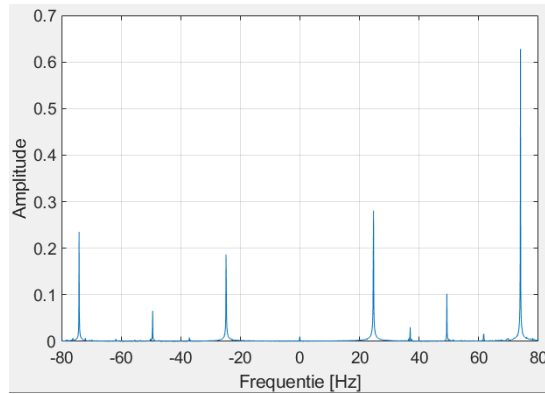
#### 8.1.1. Resultaten werkelijke opstelling

Bij een combinatie van een offset fout en een onbalans fout wordt een piek op 1X, 2X en 3X verwacht. Figuur 8.1 (a) toont de bekomen spectra bij het gebruik van de LoveJoy koppeling en figuur 8.1 (b) hetzelfde spectrum maar ingezoomd. Radiaal zijn de pieken op 1X, 2X en 3X sterk gestegen, zoals verwacht. Om zeker te zijn dat dit om onbalans en parallelle uitlijnfout gaat, kan het full spectrum en orbitalen ook geplot worden.



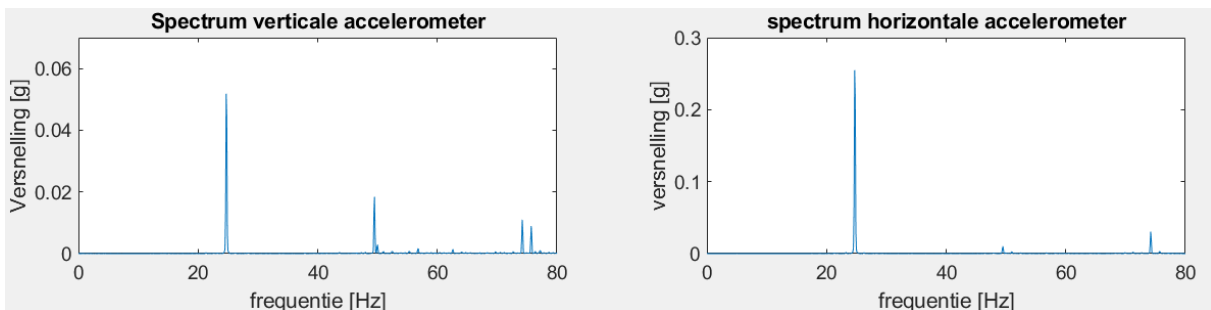
**Figuur 8.1: Combinatiefout parallelle uitlijnfout en onbalans werkelijke opstelling (a) spectra, (b) ingezoomd beeld (a)**

Figuur 8.2 geeft het full spectrum weer. Hier kan dus meteen aangetoond worden dat het gaat om onbalans en niet om een hoekfout, namelijk door de kleinere piek op -1X ten opzichte van de piek op +1X. Ook zijn duidelijke pieken op  $\pm 2X$  aanwezig wat de parallelle uitlijnfout aangeeft.



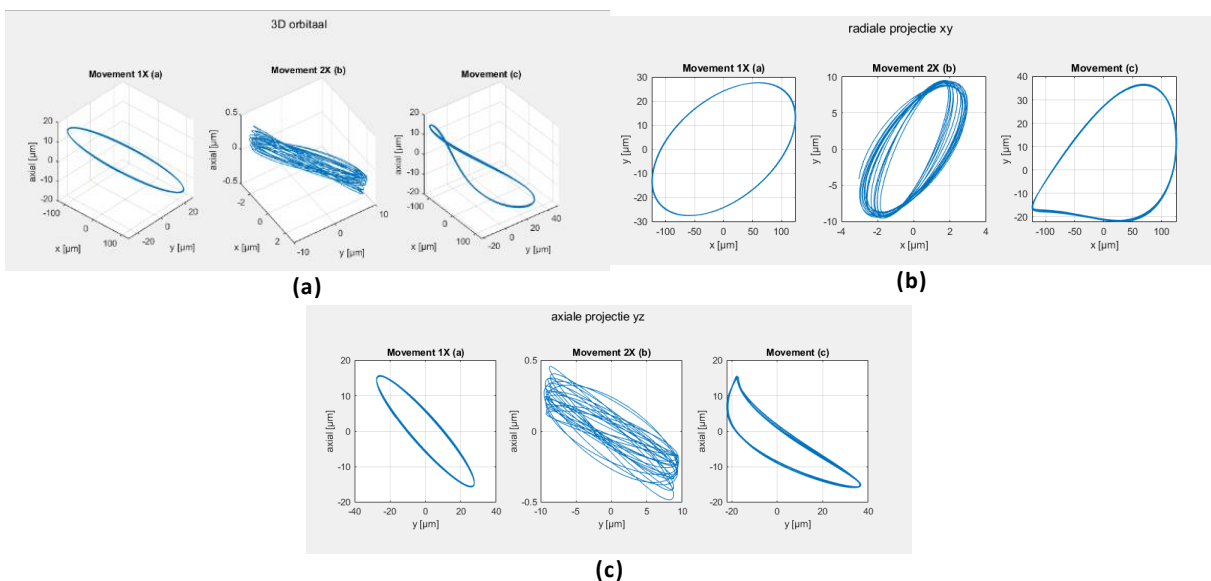
**Figuur 8.2: Full spectrum combinatiefout**

Figuur 8.3 geeft de halve spectra weer van deze combinatiefout bij het gebruik van de beamkoppeling. Deze spectra zijn bijna identiek aan een pure onbalansfout. Dit was dus te verwachten omdat een zeer flexibele koppeling uitlijnfouten toelaat en deze dus niet te zien zijn in de spectra.



**Figuur 8.3: Spectra combinatiefout werkelijke opstelling met beamkoppeling**

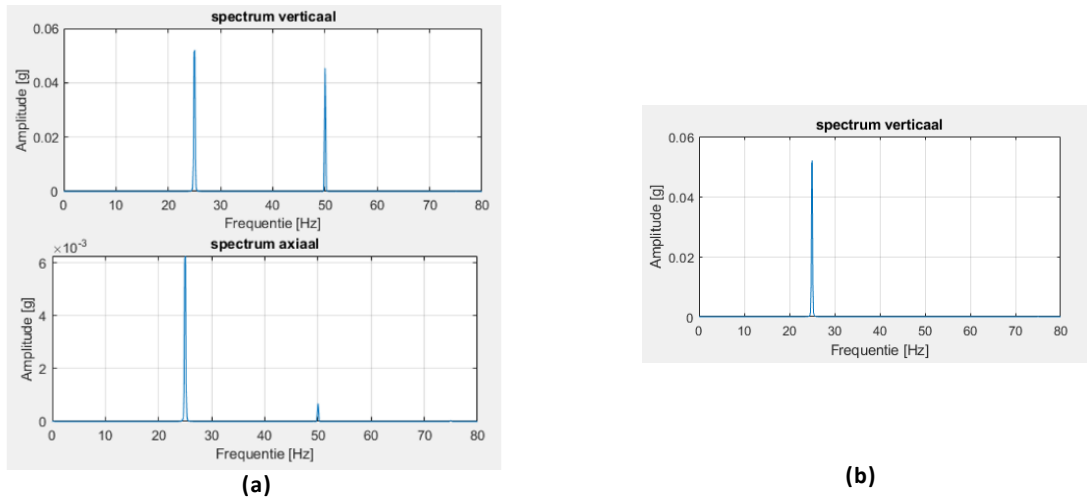
Figuren 8.4 (a) tot (c) geven de 3D orbitalen en hun projecties weer bij het gebruik van een stijve koppeling. Wat hier meteen opvalt is dat de orbitalen nog steeds een sterke vervorming (soort krul) bevatten. Dit is door de aanwezigheid van de parallelle uitlijnfout. Maar de vervorming is minder aanwezig dan bij een pure parallelle uitlijnfout. Dit is omdat de pieken op 1X sterk gestegen zijn en dus dominantier zijn geworden bij de resulterende orbitaal.



**Figuur 8.4: Combinatiefout parallelle uitlijnfout en onbalans werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

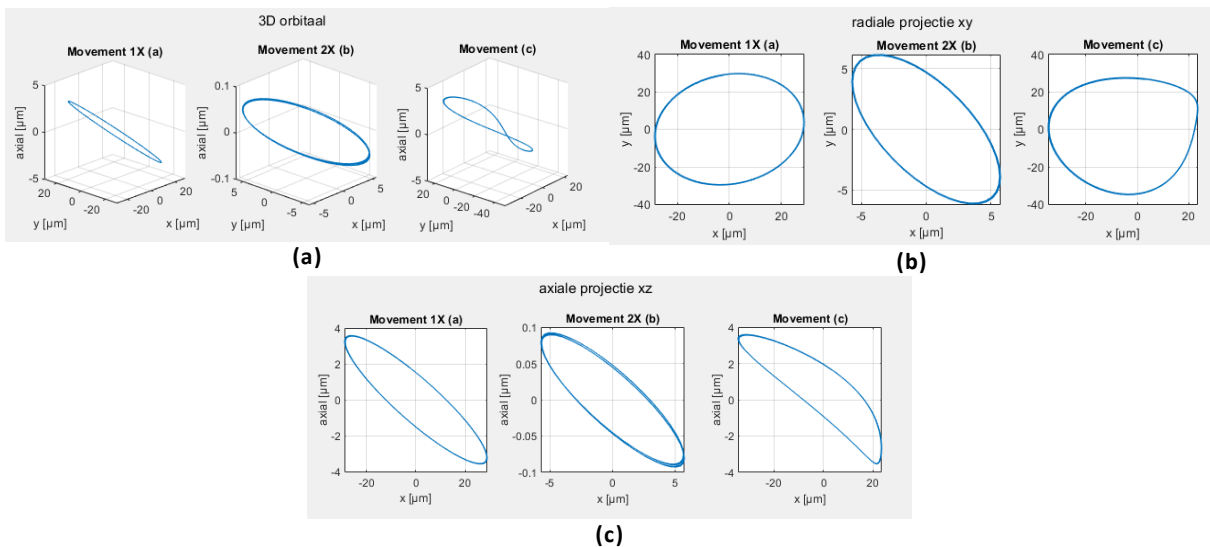
## 8.1.2. Simulatie

Deze combinatiefout wordt ook in het simulatiegedeelte opgemeten. Figuur 8.5 (a) geeft het radiale en axiale spectrum weer bij het gebruik van een stijve koppeling. Zoals gewenst zijn pieken op 1X en 2X aanwezig, vooral radiaal en deels axiaal (veel kleinere amplitude). Deze combinatiefout is ook gesimuleerd met een flexibele koppeling. Deze is te zien in figuur 8.5 (b). Bij deze simulatie zijn geen pieken meer aanwezig op 2X. Het spectrum is dus identiek aan het spectrum van een pure onbalans fout, dit is dus een gelijkaardig effect zoals bij de werkelijke opstelling.



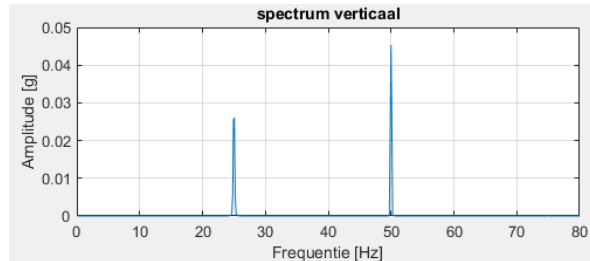
**Figuur 8.5: Spectra combinatie parallelle uitlijnfout en onbalans simulatie met (a) stijve koppeling, (b) flexibele koppeling**

Figuren 8.6 (a) tot (c) geven de 3D orbitalen met bijhorende projecties weer. Hier worden orbitalen verkregen zeer gelijkaardig aan de werkelijke opstelling, wat dus een duidelijke bevestiging is. Bij de resulterende orbitaal van de projecties is namelijk een duidelijke vervorming aanwezig (dus geen perfecte ellipsen) en bij de resulterende 3D orbitaal is een duidelijke 'kruis' aanwezig.



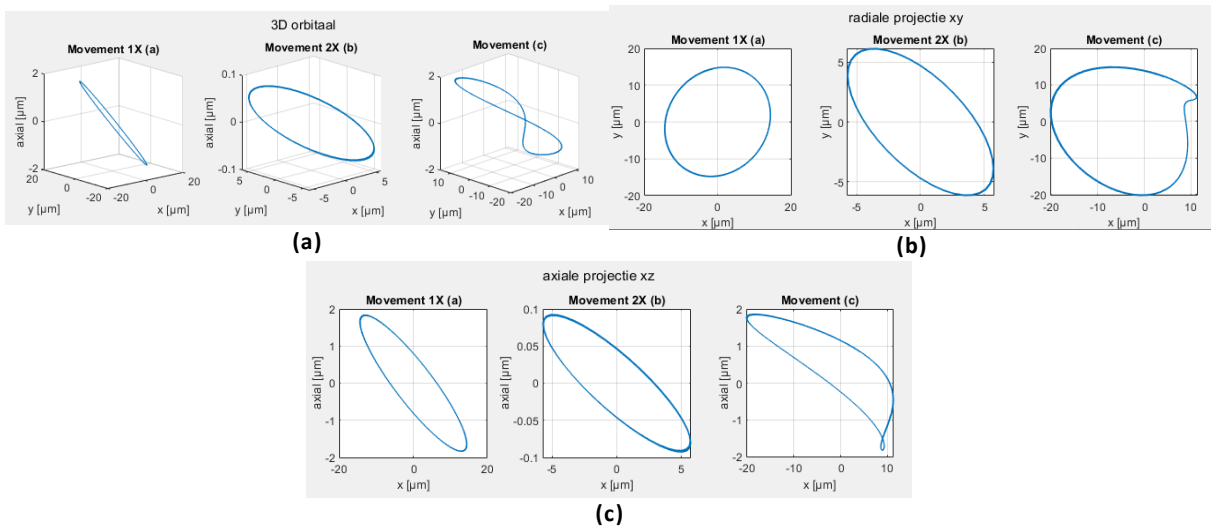
**Figuur 8.6: Combinatie parallelle uitlijnfout en onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

Om een resultaat te bekomen dat meer gelijkaardig is aan de werkelijke opstelling met een pure parallelle uitlijnfout zoals in het deel '7.2. Parallelle uitlijnfout', zal de uitlijnfout blijven maar zal ook een piek aanwezig moeten zijn op 1X (dus om een orbitaal te hebben op 1X). Hiervoor zal onbalans toegevoegd worden. Deze onbalans zal toegevoegd worden zodat de piek op 1X kleiner zal zijn dan de piek op 2X. Figuur 8.7 toont het bekomen spectrum.



**Figuur 8.7: Spectrum combinatiefout met minder onbalans simulatie**

Figuur 8.8 geeft de orbitalen weer bij deze simulatie. De vervormingen zijn hier nog duidelijker aanwezig, dus zoals figuur 7.4 van de werkelijke opstelling. De aanwezigheid van een parallelle fout is hier dus duidelijk zichtbaar.

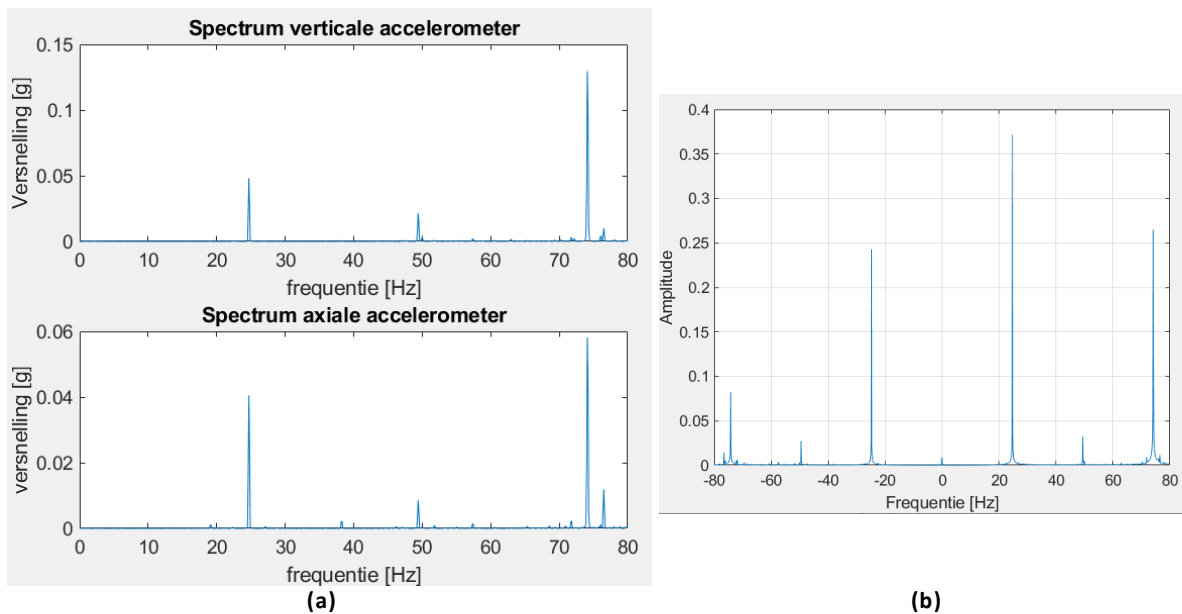


**Figuur 8.8: combinatiefout met minder onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

## 8.2. Hoekuitlijnfout met onbalans

### 8.2.1. Resultaat werkelijke opstelling

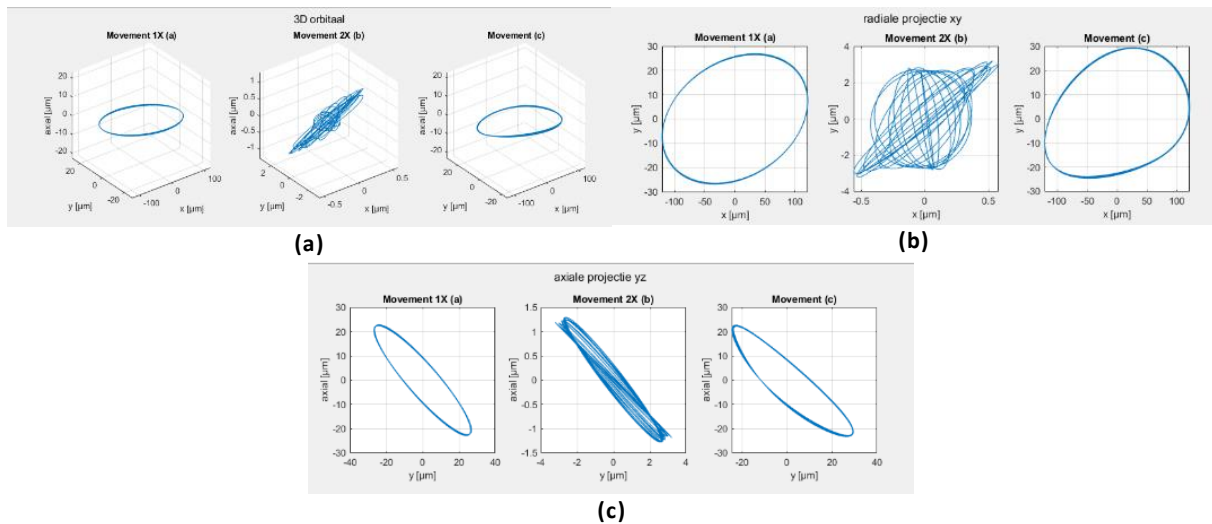
Figuur 8.9 (a) geeft de bekomen spectra weer. De pieken op 1X en 3X zijn duidelijk gestegen en zoals verwacht zijn de axiale trillingen hier ook meer aanwezig. Aan de piek op 3X is meteen duidelijk dat dit geen pure onbalans fout is. Maar deze gecombineerde fout kan gezien worden als een pure hoekfout. Het full spectrum kan hier een bepalende factor zijn, weergegeven in figuur 8.9 (b). Door de kleinere piek op -1X is het duidelijk dat hier onbalans aanwezig is.



**Figuur 8.9: Combinatie hoekuitlijnfout en onbalans werkelijke optelling met LoveJoy koppeling (a) spectra, (b) full spectrum**

Wordt deze combinatiefout opgemeten met de beamkoppeling, dan worden zeer grote pieken op 1X bekomen maar zeer kleine tot geen pieken op 2X en 3X. Hier wordt dus een zeer gelijkaardig beeld verkregen als een pure onbalans fout.

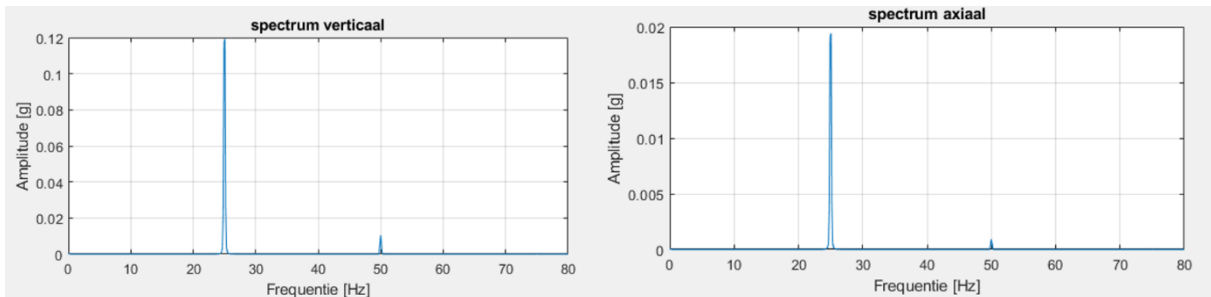
Ook zijn de orbitalen geplot bij deze gecombineerde fout, weergegeven in figuren 8.10. Hier zijn vooral ellipsen verkregen (dus geen parallelle fout aanwezig) en in de axiale projectie is duidelijk te zien dat het axiaal ook sterk aanwezig is.



**Figuur 8.10: Combinatie hoekuitlijnfout en onbalans werkelijke opstelling (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

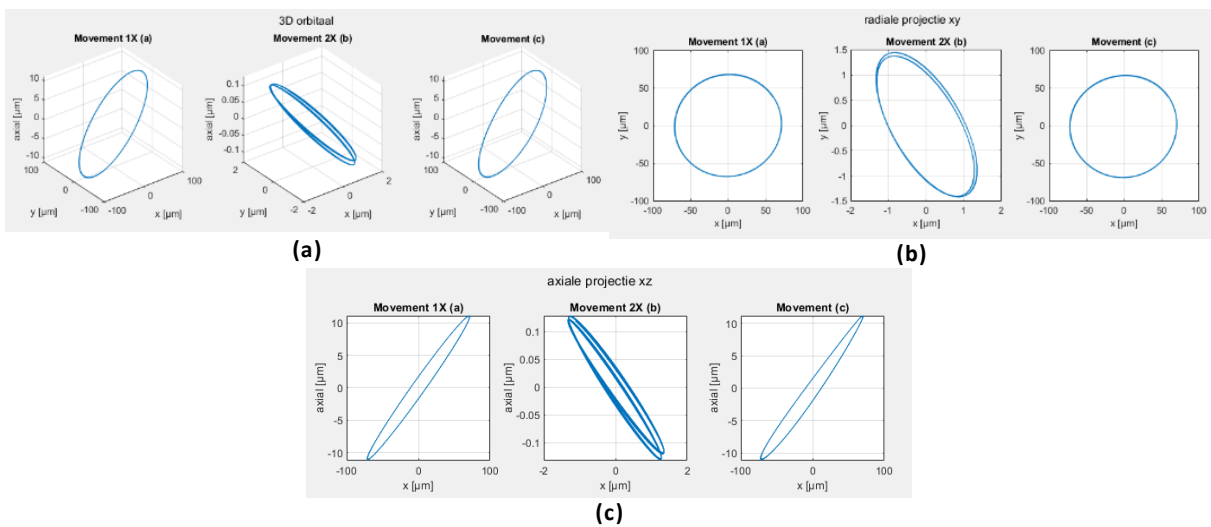
## 8.2.2. Simulatie

Voor de simulatie van deze fout is figuur 8.11 bekomen voor de spectra. De pieken op 1X zijn sterk gestegen. Ook zijn kleine pieken op 2X te zien. De pieken op 1X zijn meer gestegen ten opzichte van een pure hoekuitlijnfout maar daarbuiten is niet veel verschil te zien. Bij het simuleren van deze fout met een flexibele koppeling zullen alleen pieken op 1X te zien zijn.



**Figuur 8.11: Spectra combinatie hoekuitlijnfout en onbalans simulatie met stijve koppeling**

Ook zijn de orbitalen van deze simulatie geplot. Figuren 8.12 (a) tot (c) geven de 3D orbitalen met bijhorende projecties. Zoals bij de werkelijke opstelling zijn de orbitalen van de 1X beweging dominant en zijn dus gewoon ovaal bekomen.



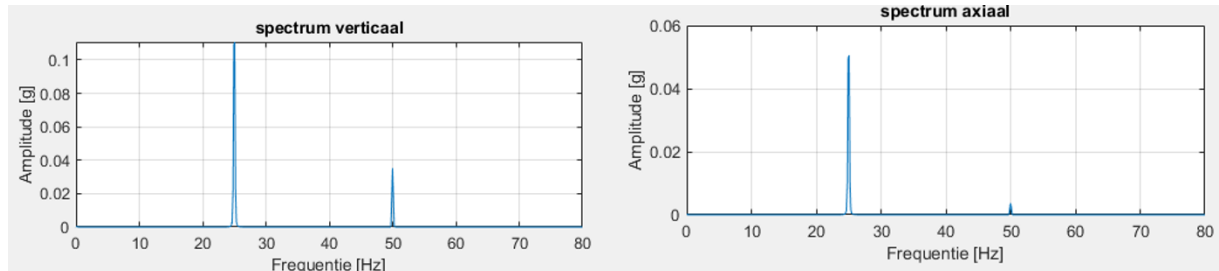
**Figuur 8.12: Combinatie hoekfout en onbalans simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale, (c) axiale projectie**



### 8.3. Parallele uitlijnfout met hoekuitlijnfout

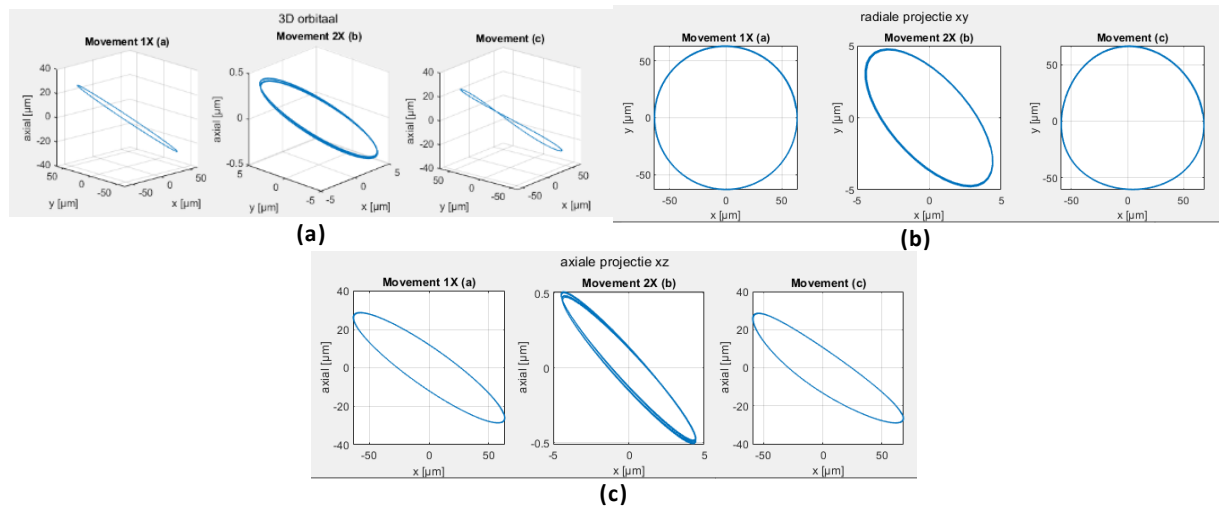
Deze gecombineerde fout is op de werkelijke opstelling niet opgemeten kunnen worden wegens COVID-19. De verplaatsing naar de campus was namelijk niet meer toegelaten. Uit hoofdstuk 4 wordt dus verwacht een piek op 1X en 2X te verkrijgen, zowel axiaal als radiaal. De orbitalen zouden ook een vervorming moeten bevatten.

Figuur 8.13 geeft de spectra weer. Zoals verwacht zijn pieken op 1X en 2X verkregen in zowel radiale als axiale richting. Dit bevestigt dus wat in de literatuur te vinden is.



**Figuur 8.13: Spectra combinatie hoekuitlijnfout en parallelle uitlijnfout simulatie met stijve koppeling**

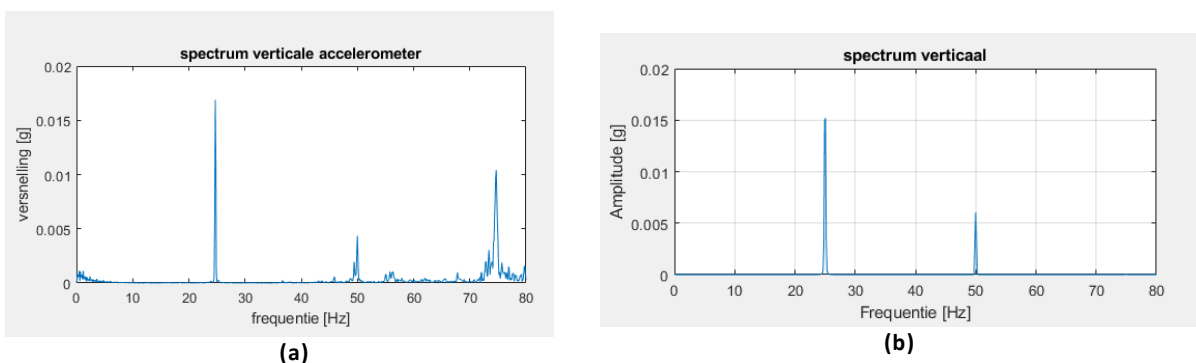
Figuur 8.14 geeft de orbitalen weer. Ook hier wordt bekomen wat verwacht is, namelijk een kleine krul in de resulterende 3D orbitaal. In de resulterende orbitalen van de projecties zijn ook geen perfecte ellips of cirkel bekomen.



**Figuur 8.14: Combinatie hoekuitlijnfout en parallelle uitlijnfout simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

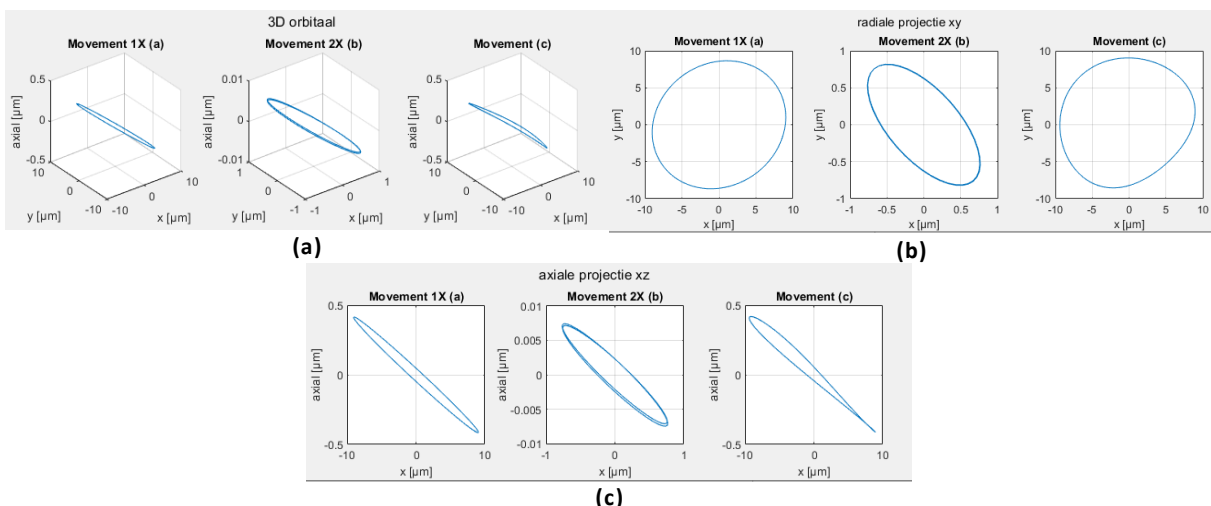
## 8.4. Benadering referentiemeting werkelijke opstelling

In het deel '5. Referentiemeting' is het bekomen spectrum van de werkelijke opstelling te zien in figuur 5.1. Hier zijn dus pieken aanwezig op zowel 1X, 2X en 3X. Bij de simulatie daarentegen was een zeer kleine piek te zien op 1X, verwaarloosbaar klein. Het verschil is dat bij de simulatie de opstelling ideaal is, en dus geen fouten bevat. Bij de referentiemeting van de werkelijke opstelling zijn enkele kleine machinefouten aanwezig. De piek op 2X en 3X wijzen op uitlijnfouten en 1X op onbalans of hoekfout. Om een gelijkaardige referentiemeting te hebben, dus gelijke resultaten, zijn ook kleine machinefouten geïmplementeerd op de opstelling om dit na te bootsen. Figuur 8.15 (a) geeft het spectrum weer van de werkelijke opstelling in verticale richting en figuur 8.15 (b) deze van de simulatie in verticale richting. Op de piek op 3X na, wat nog niet gesimuleerd kan worden, worden zeer gelijkaardige pieken bekomen. Hiervoor is een statische onbalans toegevoegd van 8.6 g, een hoekuitlijnfout van 0.15 mm. en een parallelle uitlijnfout van 0.15 mm.



**Figuur 8.15: Spectrum verticale richting referentiemeting (a) werkelijke opstelling (a) benadering met simulatie**

Figuur 8.15 geeft de orbitalen weer van de 'referentiemeting'. Zoals in figuur 5.3 (orbitalen referentiemeting werkelijke opstelling), zijn de resulterende orbitalen zeer gelijkaardig aan de 1X orbitalen maar deels vervormd. Uit figuur 8.15 is ook te zien dat de axiaal ook trilt, maar minder sterk dan radiaal.



**Figuur 8.16: Benadering referentiemeting simulatie (a) 3D orbitalen, (b) radiale projectie, (c) axiale projectie**

## 9 Duurzaamheid

---

De duurzaamheid van dit project kan aan de hand van SDG's geëvalueerd worden. Sinds 2015 vormen de Duurzame Ontwikkelingsdoelstellingen, formeel aangenomen door de VN, een actieplan om armoede te bestrijden en om te streven naar een duurzamere planeet [27]. Eén van de 17 SDG's is nummer 9 en van toepassing op dit eindwerk: 'Industrie, innovatie en infrastructuur'. Het doel van deze masterproef is namelijk machinefouten beter te begrijpen met als doel ze sneller op te sporen bij een trillingsanalyse (machinediagnose). Door deze fouten sneller op te sporen, kan dus beter geanticipeerd worden en schade vermeden worden. Minder schade betekent eveneens dat de componenten langer zullen meegaan. Kortom, dit eindwerk draagt bij tot het innoveren van het onderhoud van roterende machines.

Nummer 7 van de SDG's is 'Betaalbare en duurzame energie'. Daar streven ze voor een veel betere energie-efficiëntie. Deze masterproef kan daar ook een steentje bijdragen. In dit eindwerk wordt namelijk een virtuele versie gemaakt van de 'Machinery fault simulator'. In de toekomst kunnen testen van machinefouten op roterende machines dus plaatsvinden in de simulatie in plaats van op de werkelijke opstelling. Dit zorgt voor een lagere energieconsumptie.

## 10 Besluit

---

Om de verschillende machinefouten het best te onderscheiden van elkaar, wordt een kort overzicht gegeven. Onbalans zorgt voor grote radiale trillingen op 1X, axiaal zal niet veel veranderen. Hoekuitlijnfouten zorgen ook voor trillingen op 1X, zowel radiaal als axiaal. Een duidelijk verschil tussen deze fouten is zichtbaar in het full spectrum. Onbalans bevat een kleine piek op -1X en een grote piek op +1X, bij hoekuitlijnfouten is dit omgekeerd. Parallele uitlijnfouten zorgen voor een stijging van de piek op 2X, vooral radiaal. Deze fout is ook duidelijk te herkennen aan de orbitalen. De resulterende orbitalen (som van 1X en 2X) bevatten namelijk een duidelijke vervorming. Bij de vorige fouten zullen de orbitalen eerder ellipsen zijn, zonder veel vervorming aanwezig. Opmerking hierbij is dat beide uitlijnfouten ook grote pieken kunnen bevatten op 3X, dit is afhankelijk van de koppeling die wordt gebruikt. Deze resultaten zijn een samenvatting van wat besproken wordt in de theorie en wat bekomen wordt als pure fouten aangebracht worden op een machine. In de praktijk zal dit natuurlijk nooit zo duidelijk aanwezig zijn als in de gemaakte metingen in dit eindwerk. Dit maakt het dus moeilijker om de verschillende fouten uit een meting te halen.

Uit dit eindwerk is gebleken dat de verschillende machinefouten apart goed te simuleren zijn in een virtuele wereld. Ook het simuleren van combinaties van deze fouten is mogelijk maar ze onderscheiden van elkaar moet nog verder onderzocht worden. Door de Pre/post omgeving te gebruiken kan een flexibele as aangemaakt worden om zo plaatselijke vervormingen, lees trillingen, te kunnen genereren en opmeten. De input moet via een koppel zijn om numerieke fouten te vermijden, wat dus veel betere resultaten oplevert.

Bij het simuleren van een onbalans fout wordt een sterke stijging van de piek op 1X radiaal bekomen en geen stijging op 2X en 3X. Uit testen blijkt dat de amplitude van de piek op 1X lineair afhangt van de grootte van de toegevoegde onbalans. Hoe groter de onbalans, hoe groter de aanwezige trillingen zullen zijn en dus hoe groter deze piek. Ook koppelonbalans en dynamische onbalans zijn succesvol gesimuleerd. Ze leveren alle twee ook een stijging van de piek op 1X. Koppelonbalans zorgt voor een kleinere stijging terwijl de stijging door dynamische onbalans tussen statische onbalans en koppelonbalans ligt. Deze resultaten zijn bevestigd via metingen op de werkelijke opstelling. De kleine pieken bekomen op 2X en 3X bij de werkelijke opstelling zijn veroorzaakt door de aanwezigheid van kleine uitlijnfouten die altijd aanwezig zullen zijn. Voor de orbitalen werden ook zeer gelijkaardige resultaten bekomen, namelijk ellipsen. Door de sterke aanwezigheid van trillingen op 25Hz (1X), zijn de 1X orbitalen zeer dominant in het bepalen van de resulterende orbitalen (som van 1X en 2X orbitalen). Ook gaat het hier vooral om radiale trillingen, wat te zien is in de orbitalen van zowel de simulatie als van de werkelijke opstelling. In de metingen van de echte opstelling zijn echter wel degelijk kleine axiale trillingen aanwezig, die wijzen op de aanwezigheid van de kleine uitlijnfouten.

Parallele uitlijnfouten kunnen op twee manieren gesimuleerd worden. Bij de implementatie van deze fout is een stijging van de piek op 2X aanwezig (vooral radiaal). Bij de werkelijke opstelling is hetzelfde fenomeen verkregen. Ook hier is de amplitude van deze piek lineair afhankelijk van de grootte van de fout (bepaald in de simulatie). Uit testen van de simulatie blijkt ook hoe stijver de koppeling, hoe groter de amplitude van de bekomen trillingen. Worden de gesimuleerde orbitalen van een pure parallelle uitlijnfout vergeleken met de orbitalen van de echte opstelling, dan worden geen gelijkaardige resultaten bekomen. De oorzaak hiervan is de afwezigheid van 1X orbitalen bij de simulatie. De combinatie van de 1X en 2X orbitalen bij parallelle uitlijnfouten zorgt namelijk voor de vervorming (soort krul) van de resulterende 3D orbitalen. Deze 'krul' is één van de kenmerken van een parallelle uitlijnfout waardoor deze snel herkend kan worden. Om dit in de simulatie te bekomen, moet dus een extra machinefout toegevoegd worden om trillingen te verkrijgen op 1X. Als voorbeeld is onbalans toegevoegd.

Deze gecombineerde fout resulteert in een gewenste vervorming van de resulterende orbitalen. Het simuleren van deze fout, en combinatie, is dus geslaagd.

Laatste veelvoorkomende machinefout is een hoekuitlijnfout. Bij het simuleren van deze fout wordt een stijging van de 1X component verkregen, zowel radiaal als axiaal. In vergelijking met de vorige fouten, worden vooral bij deze fout grote axiale trillingen verkregen, wat dus kenmerkend is voor hoekuitlijnfouten. Dit is het gewenste effect, wat ook in de werkelijke opstelling verkregen is. In de simulatie echter stijgt de 2X component ook gedeeltelijk. Dit wordt veroorzaakt door de aanwezige parallelle uitlijnfout die ontstaan is door de implementatie van de hoekuitlijnfout. Beide pieken zullen lineair stijgen bij het vergroten van deze fout. Bij het bepalen van de orbitalen worden niet dezelfde resultaten bekomen. Bij de simulatie wordt een perfecte cirkel bekomen en bij de werkelijke opstelling een ellips voor de 1X orbitalen. Deze fout kan ook gecombineerd worden met een onbalans fout. Dit leidt tot nog grotere pieken op 1X in de radiale richtingen. Laatste opmerking bij deze fout is dat de bekomen resultaten soms zeer veel kunnen gelijken op de resultaten van een opstelling met onbalans. Om een duidelijk verschil te zien kan het full spectrum gebruikt worden. Namelijk bij onbalans wordt een grote +1X component en een kleine -1X component verkregen; bij hoekuitlijnfout is dit omgekeerd. Het simuleren hiervan geeft een correct beeld bij een onbalans fout, maar bij de hoekuitlijnfout wordt nog geen correct full spectrum bekomen. De ligging van de radiale 1X orbitalen zijn hiervoor een indicatie. Doordat een perfecte cirkel wordt bekomen in de simulatie is het logisch dat alleen een +1X piek aanwezig is. Door het aanpassen van de simulatie zodanig dat een ellips wordt verkregen, kunnen betere resultaten van het full spectrum bekomen worden. Het bepalen van het full spectrum in de simulatieomgeving zou dus een onderwerp kunnen zijn voor verdere studies.

Alle vermelde fouten en combinaties zijn ook bekeken met een flexibele koppeling in zowel de werkelijke opstelling (beamkoppeling) als in de simulatie. In beide gevallen worden zeer gelijkaardige resultaten bekomen, namelijk geen pieken aanwezig op 2X en 3X. Een flexibele koppeling laat dus uitlijnfouten toe waardoor geen extra trillingen veroorzaakt worden door deze machinefouten. Bij een pure onbalans fout verandert niets aan de bekomen resultaten, wat betekent dat de stijfheid van de koppeling hier geen effect heeft.

Uit dit eindwerk kan dus besloten worden dat de verschillende machinefouten te simuleren zijn en met goede resultaten. Sommige resultaten van de werkelijke opstelling zijn bevestigd via deze simulaties. Een opmerking is wel dat de piek op 3X tot nu toe nog niet kon gesimuleerd worden. Deze piek is volgens de literatuur afhankelijk van de koppeling die wordt gebruikt, maar zal voornamelijk aanwezig zijn bij de combinatie van een stijvere koppeling en uitlijnfouten. Om deze piek mogelijk te maken, zouden ook hier verdere studies verder op in kunnen gaan.

# Bibliografie

---

- [1] J. Kaikko, "BH50A1300 Maintenance Management: Introduction," *Moodle*, 2019. [Online]. Available: [https://moodle.lut.fi/pluginfile.php/489434/mod\\_resource/content/1/1%28draft%29.pdf](https://moodle.lut.fi/pluginfile.php/489434/mod_resource/content/1/1%28draft%29.pdf). [Accessed: 21-Nov-2019]. Introduction
- [2] F. Verbelen, "Uitwerken van procedures voor machinediagnose d.m.v. trillingsanalyse op een testopstelling met standaardfouten," UGent Campus Kortrijk, 2013.
- [3] PROAXION, "Corrective Maintenance Comparisons," *ProAxion*, 2019. [Online]. Available: [https://www.proaxion.io/corrective-maintenance/#:~:targetText=Deferred corrective maintenance refers to,before maintenance is carried out.](https://www.proaxion.io/corrective-maintenance/#:~:targetText=Deferred%20corrective%20maintenance%20refers%20to,before%20maintenance%20is%20carried%20out.) [Accessed: 21-Nov-2019].
- [4] F. Solutions, "Predictief onderhoud." [Online]. Available: <http://www.fyracosolutions.be/predictief-onderhoud>.
- [5] M. Monte, F. Verbelen, and B. Vervisch, "Detection of Coupling Misalignment by Extended Orbits," *Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser.*
- [6] M. Monte, F. Verbelen, and B. Vervisch, "The use of orbitals and full spectra to identify misalignment," *Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser.*, vol. 5, pp. 215–222, 2014.
- [7] Prüftechnik, *An Engineer 's Guide Making Maintenance Matter*. 2002.
- [8] F. Carucci, "Simulation of rotor dynamic," Kortrijk.
- [9] C. Mishra, A. K. Samantaray, and G. Chakraborty, "Ball bearing defect models: A study of simulated and experimental fault signatures," *J. Sound Vib.*, vol. 400, pp. 86–112, 2017.
- [10] E. Adolfsson, "Simplified finite element bearing modeling with NX Nastran," 2015.
- [11] J. Roegiers, "Machinefouten detecteren aan de hand van trillingsmetingen bij verschillende koppelingen," UGent Campus Kortrijk, 2015.
- [12] K. Hemmes, "Soorten trillingssensoren voor het meten van machinetrillingen." [Online]. Available: <https://www.istec.com/welke-type-trillingssensoren-bestaan-er/>.
- [13] K. Hemmes, "Vibratiemetingen met accelerometers." [Online]. Available: <https://www.istec.com/vibratiemetingen-met-accelerometers/>.
- [14] N. Instruments, "NI 9234," 2014.
- [15] P. Goldman and A. Muszynska, "Application of full spectrum to rotating machinery diagnostics," 1999.
- [16] S. Batchu, "Rigid Body Mode," *Stress Ebook LLC.*, 2015. [Online]. Available: <http://www.stressebook.com/rigid-body-mode/>.
- [17] F. Vanbecelaere and B. Vanwalleghem, "Flexible body analysis," *UGent Ufora*. [Online]. Available: <https://ufora.ugent.be/d2l/le/content/61571/viewContent/332688/View>.
- [18] M. Monte, "Formularium sterkteleer E620052," *UGent Minerva*. [Online]. Available: <https://minerva.ugent.be/courses2017/E62005202017/document/Voorbeeldexamen/Formularium.pdf?cidReq=E62005202017>.
- [19] S. Deshmukh, "What is damping?," *Quora*. [Online]. Available: <https://www.quora.com/What-is-damping>.
- [20] M. Tadina and M. Boltežar, "Improved model of a ball bearing for the simulation of vibration signals due to faults during run-up," *J. Sound Vib.*, vol. 330, no. 17, pp. 4287–4301, 2011.
- [21] B. Vanwalleghem, "System ID CO-simulations," Kortrijk, 2020.
- [22] U. Balancing, "What Is Balancing?," *Universal Balancing*. [Online]. Available: <https://www.universal->

balancing.com/index.php/what-is-balancing. [Accessed: 23-Nov-2019].

- [23] M. Institute, "Unbalance." [Online]. Available: <https://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8000&iVibe=1&sTitle=Unbalance>.
- [24] M. Institute, "Parallel misalignment." [Online]. Available: <https://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8005&iVibe=1&sTitle=Misalignment>.
- [25] M. Institute, "Angular misalignment." [Online]. Available: <https://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8006&iVibe=1&sTitle=Misalignment>.
- [26] M. Institute, "Looseness." [Online]. Available: <https://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8020&iVibe=1&sTitle=Looseness>.
- [27] "SDGS," *sdgs*. [Online]. Available: <https://www.sdgs.be/nl/sdgs>.





## B. Matlab® m-files

### 1. Voorbeeld\_fft

```
1 - clear all;
2 - close all;
3
4 - %input
5 - fs= 1000; %samplefrequentie
6 - dt= 1/fs; %periode sampling
7 - t= (0: dt: 10-dt); %tijd
8 - F= 25; %frequentie opgelegde signaal
9 - y= sin(2*pi()*F*t); %signaal 1
10 - y= y';
11 - z= 2*sin(2*2*pi()*F*t);% signaal 2
12 - z=z';
13 - k= sin(2*pi()*F*t)+2*sin(2*2*pi()*F*t);% signaal 3
14 - k=k';
15
16 - %plotten
17 - figure(1);
18 - subplot(3,2,1)
19 - plot(t,y);
20 - title('tijdssignaal y')
21 - xlabel('tijd [s]')
22 - ylabel('amplitude')
23 - xlim([0 0.1])
24 - [Lyy1,f]=alinspec(y,fs,ahann(length(y)),1,0);
25 - subplot(3,2,2)
26 - plot(f,Lyy1);title('spectrum y');xlim([0 80]);
27 - xlabel('Frequentie [Hz]')
28 - ylabel('Amplitude')
29
30 - subplot(3,2,3)
31 - plot(t,z);
32 - title('tijdssignaal z')
33 - xlabel('tijd [s]')
34 - ylabel('amplitude')
35 - xlim([0 0.1])
36 - [Lyy2,f]=alinspec(z,fs,ahann(length(z)),1,0);
37 - subplot(3,2,4)
38 - plot(f,Lyy2);title('spectrum z');xlim([0 80]);
39 - xlabel('Frequentie [Hz]')
40 - ylabel('Amplitude')
41
42 - subplot(3,2,5)
43 - plot(t,k);
44 - title('tijdssignaal k')
45 - xlabel('tijd [s]')
46 - ylabel('amplitude')
47 - xlim([0 0.1])
48 - [Lyy3,f]=alinspec(k,fs,ahann(length(k)),1,0);
49 - subplot(3,2,6)
50 - plot(f,Lyy3);title('spectrum k');xlim([0 80]);
51 - xlabel('Frequentie [Hz]')
52 - ylabel('Amplitude')
```

## 2. Test\_orbit

```
1 - clear all;
2 - close all;
3
4   %input
5 - fs= 1000;
6 - dt=1/fs;
7 - t=(0:dt: 10-dt);|
8 - F=25;
9 - y= sin(2*pi()*F*t+(0/180)*pi()); %bijvoorbeeld horizontaal trillingen
10 - z= sin(2*pi()*F*t-(90/180)*pi());% verticaal trillingen op 90°
11 - k= sin(2*pi()*F*t-(45/180)*pi());% verticaal trillingen op 45°
12
13 %orbitalen plotten
14 - figure(1);
15 - plot(y,z);
16 - xlabel('horizontaal')
17 - ylabel('verticaal')
18 - xlim([-1.2 1.2]);
19 - ylim([-1.2 1.2])
20
21 - ax = gca;
22 - ax.FontSize = 14;
23
24 - figure(2);
25 - plot(y,k);
26 - xlabel('horizontaal')
27 - ylabel('verticaal')
28 - xlim([-1.2 1.2]);
29 - ylim([-1.2 1.2])
30
31 - ax = gca;
32 - ax.FontSize = 14;
33
34 %tijdssignale plotten
35 - figure (3)
36 - plot(t,y)
37 - hold on;
38 - plot(t,z);
39
40 % hold on;
41 % plot(x,k)
42 - xlim([0 0.08])
43 - xlabel('tijd [s]')
44 - ylabel('amplitude')
45 - ax = gca;
46 - ax.FontSize = 14;
```

### 3. FFT

```
1 - clear all;
2 - close all;
3 - fs=2000; %samplerate
4
5 - y=xlsread('horizontaal.xlsx');
6 - y(1:5000) = []; %versnellen van 0 naar 1500 rpm niet meerekenen
7 - % figure(2);
8 - % plot(y);
9 - % xlabel('tijd [ms]')
10 - % ylabel('versnelling [g]')
11
12 - figure(1);
13 - [Lyy1,f]=alinspec(y,fs,ahann(length(y)),1,0);
14 - subplot(3,1,2);
15 - plot(f,Lyy1);
16 - title('spectrum');
17 - xlim([0 80]);
18 - title('spectrum horizontaal')
19 - xlabel('Frequentie [Hz]')
20 - ylabel('Amplitude [g]')
21 - grid on;
22
23 - x=xlsread('verticaal.xlsx');
24 - x(1:5000) = [];
25 - % figure(2);
26 - % plot(y);
27 - % xlabel('tijd [ms]')
28 - % ylabel('versnelling [g]')
29
30 - [Lyy2,f1]=alinspec(x,fs,ahann(length(x)),1,0);
31 - subplot(3,1,1);
32 - plot(f1,Lyy2);
33 - title('spectrum');
34 - xlim([0 80]);
35 - title('spectrum verticaal')
36 - xlabel('Frequentie [Hz]')
37 - ylabel('Amplitude [g]')
38 - grid on;
39
40 - z=xlsread('axiaal.xlsx');
41 - z(1:5000) = [];
42 - % figure(2);
43 - % plot(y);
44 - % xlabel('tijd [ms]')
45 - % ylabel('versnelling [g]')
46
47 - [Lyy3,f2]=alinspec(z,fs,ahann(length(z)),1,0);
48 - subplot(3,1,3);
49 - plot(f2,Lyy3);
50 - title('spectrum');
51 - xlim([0 80]);
52 - title('spectrum axiaal')
53 - xlabel('Frequentie [Hz]')
54 - ylabel('Amplitude [g]')
55 - grid on;
56
```

## 4. faseverschuiving\_beide\_lagers

```
1 - close all;
2 - clear all;
3 - %input
4 - lager1= xlsread('verticaal.xlsx'); %verticaal
5 - lager2= xlsread('lager2.xlsx'); %horizontaal
6 - lager2(1)=[]; %om even aantal samples te hebben
7 - lager1(1)=[]; % "
8 - Fs=2000;
9
10 %2 maal afleiden
11 - lager1 = timeint(lager1,Fs,'HPFilter');
12 - lager1 = timeint(lager1,Fs,'HPFilter');
13 - lager2 = timeint(lager2,Fs,'HPFilter');
14 - lager2 = timeint(lager2,Fs,'HPFilter');
15
16 %Bepalen van de tijd
17 - dt= 1/Fs;
18 - N=length(lager1);
19 - t= (0:dt: N/Fs -dt);
20
21
22
23 %plotten
24 - figure(1)
25 - plot(t,lager1)
26 - hold on;
27 - plot(t,lager2)
28 - xlim([4.8 5.0]);
29 - xlabel('tijd [s]')
30 - ylabel('verplaatsing [mm]')
31 - legend('lager 1',' lager 2')
```

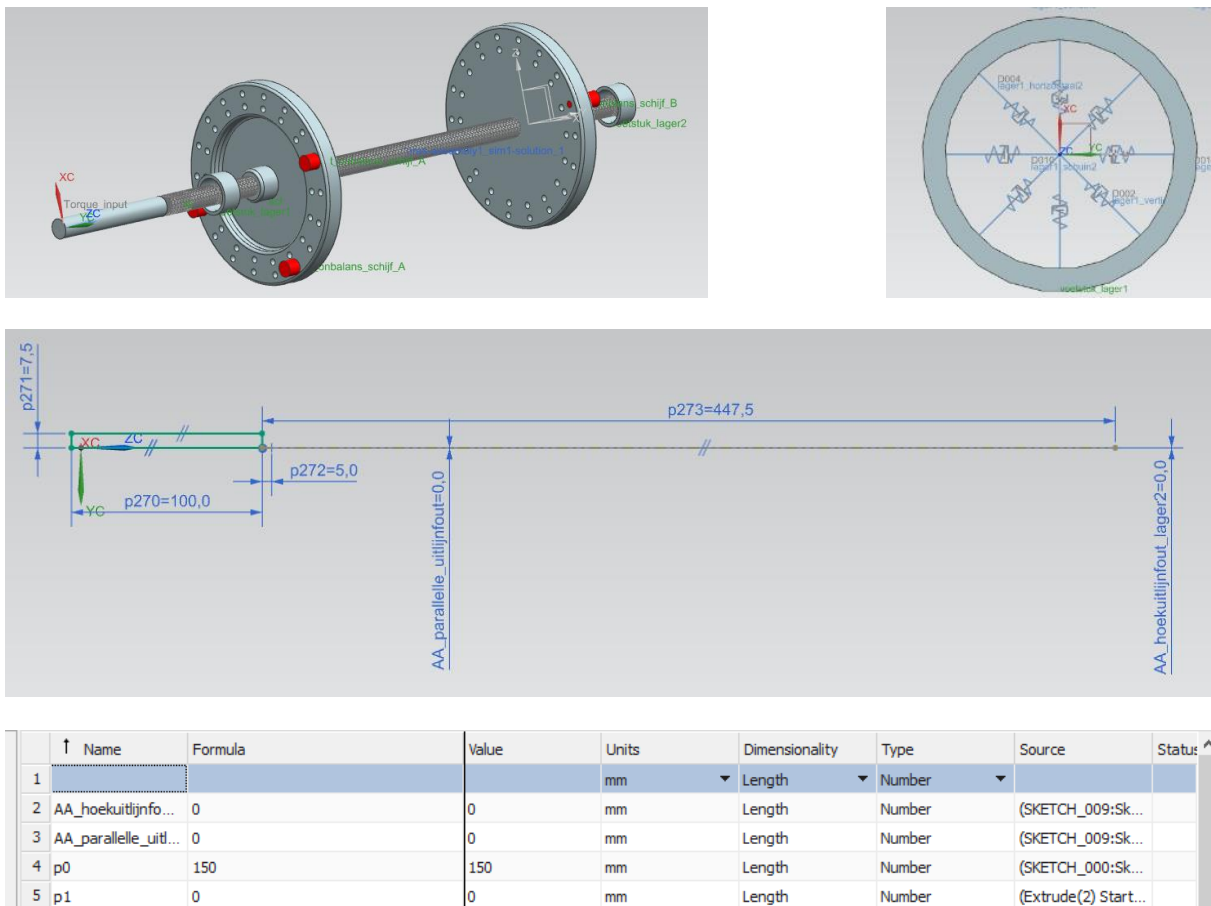
## C.Extra CAD-files

De volledige invulling voor de simulatie is ook toegepast op de verkregen CAD-files van Carucci [8]. Met de volledige invulling wordt bedoeld:

De implementatie van ...

- Lager (8 veren)
- Stijve koppeling (bush)
- Flexible body
- Onbalans
- Aansturing (via CO-simulatie)
- Uitlijnfouten (sketch motoras)

Figuur B.1 geeft de volledige opstelling weer tot in detail. Het implementeren van de machinefouten gebeurt dus op analoge wijze.



Figuur B.0.1: Implementatie extra CAD



