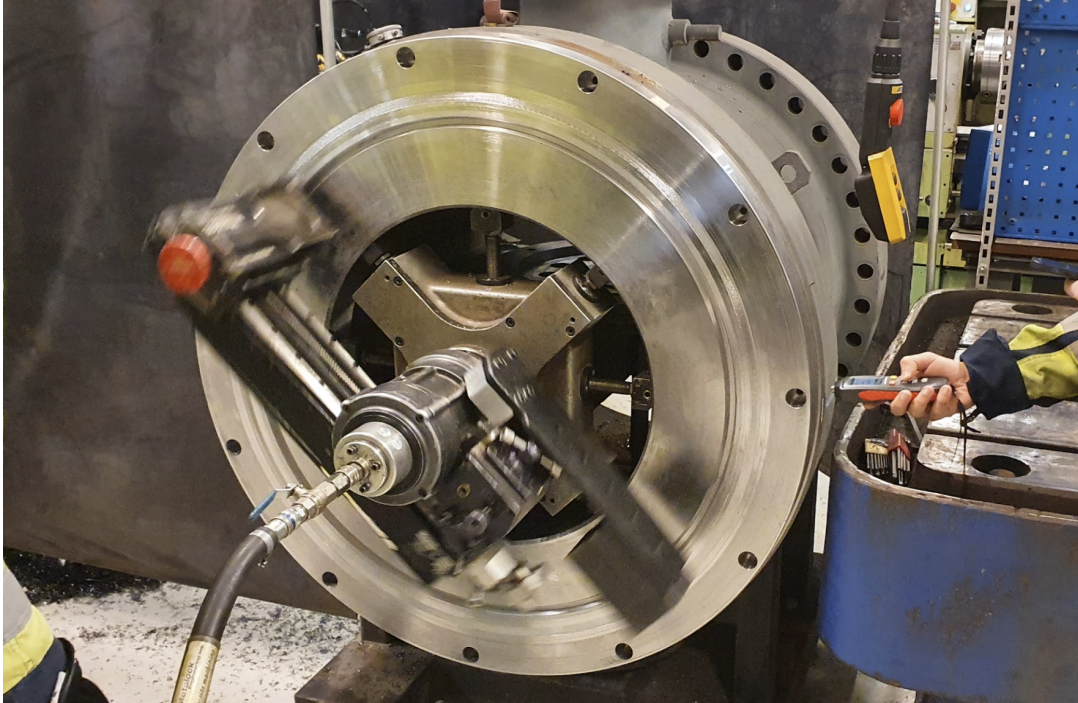




CHALMERS



Minskning av vibrationer i mobila plansvarvmaskiner

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

William Falk
Nils Karlsson

INSTITUTIONEN FÖR INDUSTRI- OCH MATERIALVETENSKAP

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2023
www.chalmers.se

Förord

Detta examensarbete utfördes i samarbete med Metalock Engineering under våren 2023. Arbetet innefattar 15 högskolepoäng och har utförts av två studenter; William Falk och Nils Karlsson. Projektet var ett avslutningsmoment för Maskinteknikprogrammet, 180 högskolepoäng, med inriktning konstruktion på Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg.

Först vill vi tacka Metalock Engineering för möjligheten att utföra detta arbete och med hjälp av deras vägledning, utrustning och lokaler. Vi vill tacka vår handledare Carl-Johan Roos, Head of Business Development på Metalock Engineering, för härledning och konstruktiv kritik under arbetets gång. Vidare vill vi tacka Bo Svensson för att han hjälpte oss att utföra alla drifttester med Mirage MM1000i. Vi vill även tacka Amir Kljako för CAD-support.

Vi vill tacka MLT och Anton Groth, Försäljningsingenjör på MLT, för utlåning och utbildning av vibrationsmätningssutrustning.

Ytterligare vill vi tacka vår examinator Peter Krajnik, Professor vid Industri- och Materialvetenskap på Chalmers Tekniska Högskola, för all handledning och konstruktiv kritik under arbetets gång. Vi vill även tacka Erik Hulthén, programansvarig för Maskinteknik på Chalmers Tekniska Högskola, för besvarande av frågor. Slutligen vill vi tacka Jim Brouzoulis, universitetslektor vid Dynamik på Chalmers Tekniska Högskola, för all hjälp berörande FEM och FEA.

William Falk, Göteborg, 2023-05-19

Nils Karlsson, Göteborg, 2023-05-19

Abstract

The study, conducted in collaboration with Metalock Engineering, investigates the vibrations characteristics of the Mirage MM1000i mobile machine, with the objective of a better understanding of machine vibrations, identifying critical components causing vibration and proposing design modifications to mitigate these vibrations.

The analysis combines physical vibrations measurements and Finite Element (FE) simulations to discern the natural frequencies of the machine. A comparison of these analyses enabled the localization of components where machine vibrations showed the strongest resonance, which contributes to the understanding of the relation between critical components with machine vibrations. The results highlight the swing arm and counterweight arm as crucial components for vibration minimization. Based on these findings were concept solutions developed, which primarily involved structural modifications of these components to increase their stiffness and reduce their mass, leading to reduced machine vibrations. This study lays the groundwork for a new machine concept with a lower risk of vibration and chatter, potentially enhancing productivity.

Keywords: Machine Vibrations, Modal Analysis, Finite Element Method, Machine Design

Sammanfattning

Denna studie, genomförd i samarbete med Metalock Engineering, undersöker vibrationernas karakteristik i mobila maskinen Mirage MM1000i, där målet är en bättre förståelse av maskinvibrationer, identifiering av kritiska komponenter som medger vibrationer och förslag av designmodifikationer för att motverka dessa vibrationer.

Analysen kombinerar fysiska vibrationsmätningar och finita element (FE) simuleringar för att urskilja den naturliga frekvensen i maskinen. En jämförelse av dessa analyser gav lokaliseringen av komponenter där maskinvibrationer visade högst resonans, vilket medförde förståelsen av relationen mellan kritiska komponenter och maskinvibrationer. Resultatet påvisade att svängarmen och motviktsarmen var avgörande komponenter för vibrationsreducering. Baserat på detta fynd bildades konceptlösningar, vilket primärt involverade strukturmodifikationer av dessa komponenter för att öka deras styvhet och reducera massan, vilket leder till reducerade maskinvibrationer. Denna studie ligger som grund för ett nytt maskinkoncept med en lägre risk för vibrationer och chatter, vilket ger potentiellt högre produktivitet.

Begreppslista

RPM: Revolutioner per minut (Varvtal)

FFT: Fast Fourier Transform (En metod för att visualisera vibrationer)

PSD: Power Spectral Density (En metod för att visualisera vibrationer)

DFT: Discrete Fourier Transform (En metod för att visualisera vibrationer)

CAD: Computer Aided Design (Datorstödd design)

FE: Finita Element

FEM: Finita Element Metoden

FEA: Finita Element Analys

MRR: Material Removal Rate (Materialavverkningstakt)

Innehållsförteckning

1. Inledning	1
1.1. Bakgrund	1
1.2. Syfte	1
1.3. Avgränsningar	1
1.4. Precisering av frågeställning	2
2. Referensram	3
2.1. Fast Fourier Transform (FFT)	3
2.2. Maskinvibrationer	4
2.2.1. Självsvängningsfrekvens	4
2.2.2. Påtvingade vibrationer	5
2.2.3. Chatter	5
2.3. Material	5
2.4. Vibrationsanalys med finita elementmetoden	6
2.5. Fundamentala och harmoniska frekvenser	7
3. Metod	8
3.1. Praktisk vibrationsmätning	8
3.1.1. Drifttest, FFT vibrationsanalys	8
3.1.2. Slagprov	10
3.2. Analys med finita element simuleringar	11
3.2.1. Framställning av CAD-modell	11
3.2.2. Förberedelse av CAD-modell inför FE-analys	11
3.2.3. Utförande av FE-simulering	12
3.4. Vibrationsreducerande förbättringar	12
4. Resultat	13
4.1. Drifttestresultat	13
4.2. Slagprovresultat	15
4.3. Självfrekvensanalys med finita element	17
5. Diskussion	22
5.1. Tolkning av resultat från fysisk mätning	22
5.1.1. Vibrationer på grund av motorns varvtal	22
5.1.2. Tolkning av resultat från slagprov	22
5.1.3. Tolkning av resultat från drifttest	23
5.2. Tolkning av resultat från FE-simulering	24
5.3. Förslag på vibrationsreducerande förbättringar	26
5.3.1. Stödarmskoncept 1	26
5.3.2. Stödarmskoncept 2	27
5.3.3. Extra stödarmskoncept för motviktsarmen	28
5.3.4. Massreducering	29
5.3.5. Materialval	31
6. Slutsatser	32
Referenser	34

1. Inledning

1.1. Bakgrund

Metalock Engineering har över 100 års erfarenhet av on-site repair, volymtillverkning, mekaniska installationer och maskinunderhåll. Plansvarvning är en vanligt förekommande process, som oftast utförs på flänsytor med hjälp av svarvmaskiner som finns tillgängliga på marknaden. En av dagens populäraste modeller av portabla svarvmaskiner är Enerpac Mirage MM1000i. Denna maskin anses idag ha en föråldrad design, där det finns rum för förbättringar i områdena: effektivitet, säkerhet och användarvänlighet.

Enligt Metalock Engineering är maskinvibrationer ett stort hinder som resulterar i en minskning av den maximala skärhastigheten, och skadar både verktyg och arbetsstycken. Därav vill Metalock Engineering minimera dessa i största mån. Målet är att identifiera och motverka maskinvibrationer, samt ge potentiella lösningar som reducerar dessa.

1.2. Syfte

Gruppen fick i uppgift av Metalock Engineering att studera och minimera vibrationer i svarvmaskinen Mirage MM1000i. Konceptlösningar som minimerar maskinvibrationer sökes, för att lägga grunden för ett förbättrat maskinkoncept. Minskade maskinvibrationer eftertraktas i det förbättrade maskinkonceptet, eftersom maskinvibrationer ger upphov till en minskning av maskinens optimala skärhastighet, och en riskökning för chatter. Ett förbättrat maskinkonceptet skulle resultera i en maskin med ökad effektivitet, vilket gynnar maskinens produktivitet.

1.3. Avgränsningar

Arbetet kommer endast behandla designförbättringar som kan kopplas till vibrationsminskningar. Det betyder att förbättringar inom andra områden, till exempel säkerhet och användarvänlighet, inte kommer att behandlas.

Fungerande prototyper på de potentiella lösningarna som gruppen bildat kommer inte att tillverkas inom tidsramen för detta arbete.

De finita element simuleringarna kommer enbart behandla självfrekvensen av maskinerna. Alltså kommer inga mer komplicerade vibrationsanalyser förekomma inom tidsramen för detta arbete.

1.4. Precisering av frågeställning

De frågeställningar som önskades besvaras i arbetet var följande:

Vad är orsaken till att vibrationerna förstärks under drift?

Gruppens hypotes är att maskinens lägsta självfrekvens definierar ett kritiskt frekvensområde som förstärker vibrationer om belastningsfrekvensen korrelerar med denna vid drift.

Finns det en specifik komponent i maskinen som orsakar vibrationerna?

Maskinen skulle kunna ha en komponent vars materiella eller geometriska egenskaper inte är fördelaktig från synpunkten att minimera vibrationer. Finns det exempelvis någon form av infästning eller kontakt som ger en låg självfrekvens?

En hypotes är att maskinens svängarm är för flexibel, och ger upphov till för stor utböjning eller torsion. Detta skulle kunna bidra till ökade vibrationer, då verktyget kan studsas på arbetsytan.

Hur kan vibrationerna vid drift minimeras?

Gruppen tror att det är möjligt att höja självfrekvensen och i sin tur sänka vibrationerna vid drift, genom att ändra särskilda maskinkomponenters material eller geometri.

2. Referensram

Detta kapitel syftar på att ge läsaren en teoretisk bakgrund för att lättare granska och förstå gruppens undersökningsmetod och vetenskapliga förhållningssätt. Under arbetet har gruppen använt olika metoder för att besvara frågeställningen som grundas från teorin presenterad nedan.

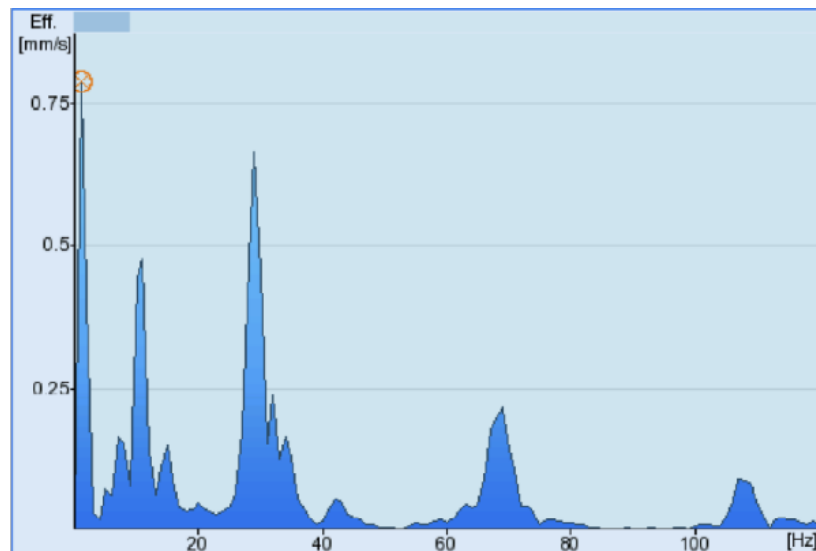
2.1. Fast Fourier Transform (FFT)

Vibrationer kan visualiseras och tolkas genom olika metoder, där Fast Fourier Transform (FFT) och Power Spectral Density (PSD) är ett fåtal av de metoder ingenjörer använder sig av. Gruppen har utfört praktiska vibrationsanalyser med hjälp av FFT-analys som beskrivs nedan.

En vågform är en summering av ett flertal sinusvågor med varierande amplituder, våglängder och frekvenser (Hanly, u.å.). En Fourierserie består av dessa sinusvågor i en serie, som analyseras med hjälp av en Fourieranalys. De individuella sinusvåg-komponenterna består av sinusvågens acceleration vid en korresponderande frekvens. Fourieranalysen delar upp en vågform i dess individuella sinusvåg-komponenter över ett frekvensspektra, som sedan visualiseras i ett FFT-diagram. FFT-diagrammet ger en detaljerad bild av den uppmätta vibrationen.

FFT-metoden är en vidareutvecklad variant av DFT-metoden (Discrete Fourier Transform). DFT utgår från en vågform, och multiplicerar den med sinusvågor för diskreta frekvenser och parar sedan ihop de uppmätta vågorna som matchar med de diskreta multiplarna. FFT grundas i DFT, men använder sig även av en mer sofistikerad algoritm genom att utnyttja sinusvågors symmetriegenskaper. Därav kan FFT-metoden anses vara en förbättrad variant av DFT-metoden.

FFT-diagram kan framställas utifrån tre sammanhängande parametrar som beror på frekvensen. Den uppmätta vibrationens acceleration, hastighet eller förflyttningssträcka. Vanligtvis används FFT-diagram av typen acceleration/frekvens då det är mest anpassat för höga frekvensområden. Dock då maskinen som undersökts i detta arbete har vibrationer i låga frekvensområden, kunde inte en typisk vibrationsmätning utföras. Istället användes en konstant homogen hastighet vilket ger att FFT-diagram av typen hastighet/frekvens var mest gynnsamma. Därav användes diagrammen i detta arbete av typen hastighet/frekvens, sedd i figur 1. Vertikalaxeln representerar vibrationens hastighet i mm/s och horisontalaxeln representerar vibrationens frekvens i Hz.



Figur 1: FFT-diagram exempel

2.2. Maskinvibrationer

Maskinvibrationer är en oundviklig faktor som försämrar maskinens prestanda. Dessa vibrationer kan kategoriseras som fria och påtvingade vibrationer som styrs av olika parametrar och förhållanden. Dessa vibrationer kan i sin tur ge upphov till chatter.

2.2.1. Självsvängningsfrekvens

Fria vibrationer sker då komponenterna i ett system självsvänger, det vill säga att systemet förflyttas från sin ursprungspunkt på grund av en impuls, och sedan återgår till sin ursprungspunkt (Frangoudis, 2014). Denna sortens resonans är oftast inte ett problem vid skärverktyget, då det är en väldigt rigid komponent i systemet. Därav modelleras inte skärverktyget i CAD-modellerna använt i arbetets FE-analys.

Enligt formeln för självsvängningsfrekvensen i ett mass-fjädersystem, är systemets självfrekvens f beroende av fjäderkonstanten k , och massan m .

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Ekvationen ger att självsvängningsfrekvensen av ett system beror på styvheten och massan för det oscillerande objektet. Ett styvare system, k eller lättare objekt, m hade ökat självsvängningsfrekvensen, f . Medans ett mindre styvt system eller tyngre objekt hade minskat självsvängningsfrekvensen. Gruppen ber läsaren att notera detta påstående då det är väsentligt för att begripa arbetet. Det finns mer utvecklade formler för självsvängningsfrekvensen som tar hänsyn till exempelvis dämpningskoefficienten i systemet. Detta arbete kommer inte att analysera dämpning, och därav används den förenklade formeln för självsvängningsfrekvensen.

2.2.2. Påtvingade vibrationer

Påtvingade vibrationer kan antingen uppstå på grund av varierande skärkrafter, eller interna och externa vibrationskällor (Frangoudis, 2014). Påtvingade vibrationer i närheten av maskinsystemets självfrekvenser kan ge upphov till resonans. När dessa vibrationer blir tillräckligt kraftfulla, blir skärprocessen instabil och kan leda till att arbetsytan skadas och maskinens skärinsats slits ut hastigt.

Påtvingade vibrationer styrs primärt av processparametrar (skärhastighet, matningshastighet och skärdjup), vilket i sin tur påverkar den resulterande skärkraften.

2.2.3. Chatter

Chatter är en term som beskriver maskinvibrationer vid instabil skärande bearbetning. Dessa vibrationer kan uppstå på grund av antingen själv-exciterande vibrationer, eller påtvingad vibration vid maskinsystemets specifika självfrekvenser (Frangoudis, 2014).

Vibrationer ger upphov till en upprepad förflyttning av skärinsatsen, relativt dess beräknade skärbana, vilket i sin tur varierar skärdjupet och skärkraften. Resultatet blir en ojämn yta, och högre påfrestningar på skärinsatsen.

Det finns en risk att chatter uppstår när följande tre sorters förhållanden är uppfyllda samtidigt under en svarvnings-process (Nanjing Shenzizhen Technology Development Co.,Ltd, 2020).

1. Maskinsystemet är inte tillräckligt stelt, och har därför lättare att förflytta sig från ursprungsposition. Den minskade styvheten ger upphov till en låg självfrekvens för hela systemet.
2. Stora skärkrafter uppstår; dessa kan klassas som externa exciterande krafter som i sin tur förstärker vibrationer.
3. De exciterande krafterna korrelerar med maskinsystemets självfrekvens, vilket leder till att vibrationer resonerar i systemet.

2.3. Material

Information om material och mätutrustning som används för att utföra praktiska mätningar på Mirage MM1000i presenteras nedan.

Karbidinsats modellnummer: DCMT 3-1-PF IC807. (ISCAR, 2023)

Arbetsstycket som bearbetas i de praktiska testerna är tillverkat i konstruktionsstål, serie: EN S355JR. (Metalock Engineering, 2023).

Följande mätutrustning lånades ut av Maskin & Laserteknik AB (PRÜFTECHNIK, 2020).

VIBXPERT II, serienummer/märkning: 030337, är ett avancerat vibrationsanalys-system för maskindiagnostik och balansering av rotor och axlar. Materialet är en FFT-datasamlare som ger detaljerade visuella representationer av en uppmätt vibration över ett frekvensspektra.

Komponenter till VIBXPERT II:

- USB-kabel för VIBXPERT II, 2.9 meter, USB till MiniSnap (Artikelnr. VIB 5.330 SUSB)
- Laddare för VIBXPERT II (Artikelnr. VIB 5.320-INT)
- VIBXPERT II väska (Artikelnr. VIB 5.356)
- VIBXPERT II handhållare (Artikelnr. VIB 5.354-HS)
- Mobil industriell CLD accelerometer, Standard, mobil (Artikelnr. VIB 6.142 R)
- Magnetisk adapter för krökta ytor (Artikelnr. VIB 3.420)
- CLD accelerometer kabel, spiral, 1.8m, TNC till MiniSnap (Artikelnr. VIB 5.436)
- Förlängningskabel för analog mätning, 5 meter, MiniSnap till MiniSnap (Artikelnr. VIB 5.444-5)
- Laser / RPM sensor (Artikelnr. VIB 6.631)
- Ställning för laser / RPM sensor (Artikelnr. 6.632)
- Reflektiv tejp, 10 mm bredd i en rulle (Artikelnr. VIB 3.306)
- Sensorkabel för laser / RPM sensor, 2.9 m, Binder socket till MiniSnap (Artikelnr. VIB 5.432-2,9)

2.4. Vibrationsanalys med finita elementmetoden

Finita elementmetoden (FEM) är en metod för att numeriskt hitta lösningar för partiella differentialekvationer. Dessa partiella differentialekvationer kan användas för att beskriva fysikens lagar, genom att lösa differentialekvationerna med analytiska metoder. Däremot kan partiella differentialekvationer inte lösas genom vanliga analytiska metoder för majoriteten av geometrier. Därför måste approximationer av differentialekvationerna bildas, kallade diskretiseringar. Genom att dela upp en större geometri till mindre beståndsdelar, så kallade element, kan man approximativt lösa differentialekvationerna i varje element. Därefter sammanfogas alla approximativa lösningar för varje elements differentialekvationer, och bildar en helhetslösning (Comsol, 2013).

Finita elementanalys (FEA) är simuleringen av en given geometri där FEM används för att ge numeriska resultat. "The mathematical models are discretized by the Finite Element Method (FEM), resulting in corresponding numerical models. The discretized equations are solved and the results are analyzed, hence the term finite element analysis." (Comsol, 2013). Alltså kommer de partiella differentialekvationerna för samtliga element i en geometri lösas approximativt genom olika diskretiseringar. Därefter analyseras dessa genom att visualisera samtliga lösningar i form av olika färgnyanser inom den givna geometrin. Vidare bestäms trovärdigheten av FEM och FEA genom finheten av diskretiseringarna, vilket är storleken och antalet element av en geometri. Dessutom ges trovärdigheten av vilka gränsvillkor och materialegenskaper som används. Slutligen måste FE-simuleringen jämföras med experimentella data för att verifiera trovärdigheten.

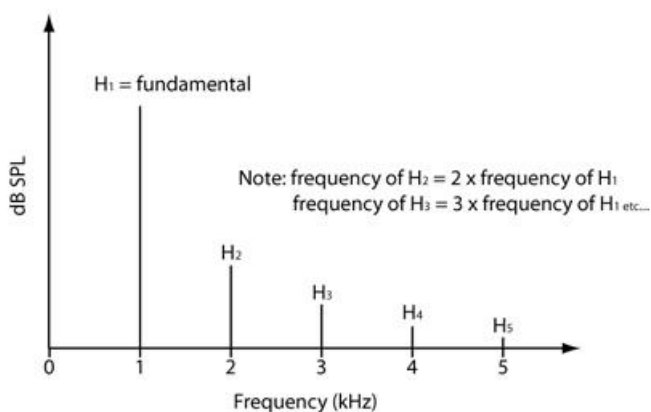
Vibrationsanalys i form av modal analys med FEM utförs genom att bestämma den naturliga frekvensen av ett objekt eller struktur vid fri vibration. Den generella lösningsgången med FEM utgår från eigenvalues och eigenvectors som kan representera den approximativa frekvensen för ett givet system.

För analysen i detta arbete är det viktigt att poängtera skillnaden mellan styvheten för FE-modellen och den verkliga modellen, och hur de påverkar modellens självsvängningsfrekvenser. “Note that shape functions impose extra artificial constraints on the structure, so the FE-model is always stiffer than the real structure.” (Kurowski, 2004, s. 157). FE-modellen kommer alltid ha en högre styvhet än den verkliga, på grund av att FE-modellen approximerar ett kontinuerligt problem med hjälp av ett finit antal frihetsgrader i varje nod. Den verkliga modellen kan betraktas ha ett oändligt antal frihetsgrader i varje nod. Följden av detta är att den diskretiserade strukturen i FE-modellen har lägre rörlighet, vilket ger upphov till högre styvhet.

Styvheten av modellen påverkar även modellens självsvängningsfrekvenser. “The natural frequencies depend strongly on the applied supports. Most often, natural frequencies will increase with the addition of support because the added support will increase the structural stiffness.” (Kurowski, 2004, s. 94). Detta innebär att en styvare modell oftast korrelerar med högre självsvängningsfrekvenser, vilket eftertraktas för att minimera maskinvibrationer.

2.5. Fundamentala och harmoniska frekvenser

Fundamentala frekvensen definieras som den första frekvensen av en periodisk vågform. Enligt teorin om harmoniska frekvenser, visat i figur 2, hade den fundamentala frekvensen givits av den första impulsen vid lägst frekvens, samt högst amplitud. (ElectronicsHub, 2015)



Figur 2 - Fundamental- och harmoniska frekvenser

Harmoniska frekvenser är heltalsmultiplar av den fundamentala frekvensen, där den fundamentala frekvensen ofta benämns som den första harmonin. Följande harmonier benämns som högre ordning av harmoni. Enligt teorin om harmoniska frekvenser, visat i figur 2, kan harmoniska frekvenser definieras som repetitioner av den fundamentala frekvensen, då de successivt minskar i amplitud ju högre ordning av harmoni. (Zola, 2021)

3. Metod

Metodavsnittet täcker gruppens arbetsgång och utformningen av analyserna. Det innefattar en beskrivning av samlad mätdata och hur datan kommer analyseras. Därav kommer metoden återspegla gruppens syfte genom att beskriva val av metod och hur dessa används för att belysa och besvara problemformuleringen.

3.1. Praktisk vibrationsmätning

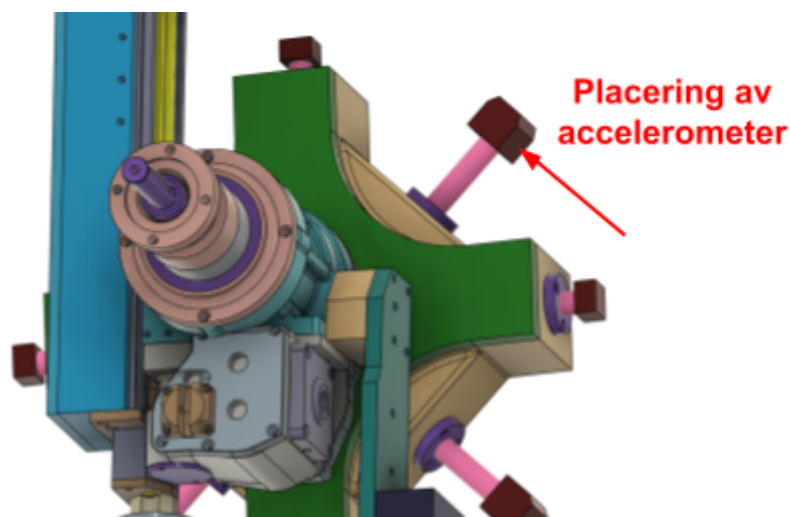
De praktiska mätningarna som utförts på Mirage MM1000i gjordes i syfte att ge gruppen en övergripande bild av maskinens vibrationsprestanda vid olika processparametrar.

Samtliga tester är utförda i Metalock Engineering's verkstad på Marieholmsgatan 88, Göteborg, vid rumstemperatur.

3.1.1. Drifttest, FFT vibrationsanalys

Gruppen har utfört vibrationsmätningar på Mirage MM1000i genom att använda en VIBXPERT II. Vibrationsmätningarna utfördes på liknande sätt för maskinen då den var under drift. Maskinen drevs av tryckluft där alla experiment genomfördes med 100% tryckluftsflöde, vilket gav maximalt möjligt varvtal för det givna skärdjupet och matningshastigheten. Ett flertal tester med olika processparametrar utfördes för att studera hur varierande skärkraft påverkar systemets påtvingade vibrationer.

Vibrationsmätningar utfördes på Mirage MM1000i där en accelerometer placerades på en av inspänningsfötterna vid basen genom en magnetisk adapter, se figur 3. Majoriteten av maskinkomponenterna roterade under drift, vilket skapade problem då accelerometers sladdar inte får tvinnas. Detta avgränsade möjliga placeringar av accelerometer till maskinens bas då den ej var i rörelse. Maskinernas fötter valdes som mätpunkter eftersom de antogs vara mindre rigida komponenter än basplattan och gruppen antog därför att dessa skulle resonera kraftigare och ge den tydligaste bilden av vibrationer vid mätning.



Figur 3: Placering av accelerometer

Det placerades en RPM sensor i form av en laser på insidan av arbetsstycket, figur 4. Lasern riktades tills den träffade en reflektiv tejp, placerad på svängarmens insida.



Figur 4: Placering av laser

Fyra drifttester utfördes på Mirage MM1000i. Dessa utfördes i syfte att identifiera frekvensområden utifrån Material Removal Rate (MRR). Samtliga experiment och deras processparametrar presenteras i tabell 1 nedan.

Tabell 1 - Drifttest processparametrar

Drifttest	1	2	3	4
Skärdjup [mm]	1/10	1/10	5/10	5/10
MRR [mm/rev]	0,186	0,737	0,186	0,737
Varvtal	Högsta möjliga	Högsta möjliga	Högsta möjliga	Högsta möjliga

MRR justerades i respektive experiment utifrån skärdjup och matningshastighet. Då mätninginstrumentet VIBXPERT II mätte som lägst 1 Hz och varvtalen för maskinen inte översteg 40 RPM kunde mätninginstrumentet inte fånga upp lägre frekvenser vid lägre varvtal. Därför togs beslutet att utföra samtliga experiment vid maximalt varvtal.

Med hjälp av VIBXPERT II kunde indata för vibrationer och varvtal tydligt framställas till FFT-diagram för respektive drifttest utifrån frekvensdomänen. Baserat på dessa diagram kunde intressanta frekvensområden, varvtal och kritiska vibrationer bestämmas.

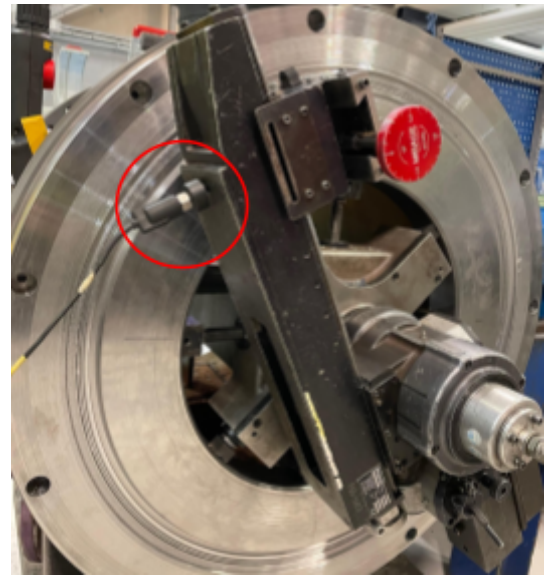
3.1.2. Slagprov

Slagproven utfördes genom att sätta fast accelerometern på olika komponenter av maskinen, och därefter slå på maskinen närliggande till accelerometern med en gummihammare. Målet med slagproven var att undersöka maskinens självfrekvens vid olika punkter.

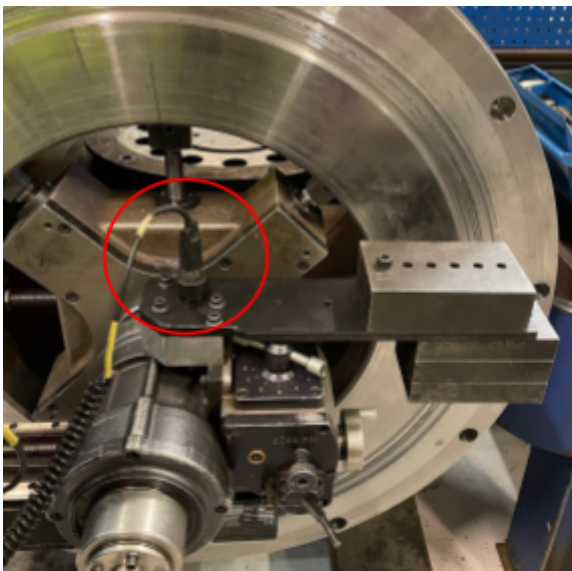
Figur 5, 6 och 7 visar placeringen av accelerometern för slagprov 1, 2 och 3 i kronologisk ordning för Mirage MM1000i.



Figur 5: Slagprov 1, placering



Figur 6: Slagprov 2, placering



Figur 7: Slagprov 3, placering

Accelerometern kopplades till VIBXPRT II där vibrationer och frekvenser från slagproven noterades för att tolkas senare i arbetet.

3.2. Analys med finita element simuleringar

Gruppen har utfört finita element simuleringar på en förenklad modell av Mirage MM1000i för att ge en visuell representation av maskinkomponenters förflyttning vid olika svängningsmoder. Utifrån simuleringarna kunde gruppen jämföra dessa med de praktiska drifttesterna för att identifiera vilken/ vilka maskinkomponenter som bidrar till vibrationerna.

3.2.1. Framställning av CAD-modell

Innan gruppen kunde utföra finita element simuleringar på Mirage MM1000i behövde en CAD modell framställas. Först levererade Metalock Engineering en detaljerad 3D modell av maskinen till gruppen. Den detaljerade 3D modellen infogades till FEA programvaran Ansys där gruppen insåg att modellen inte kunde användas. På grund av den väldetaljerade modellen, samt komponenternas varierande storlek kunde Ansys inte bilda modellen till en mesh för uppföljande analys. Därav togs beslutet att simplificera denna modell. Detta genomfördes genom att främst exkludera komponenter av mindre storlek, såsom kugghjul, nitar, rullager och liknande. Efter dessa justeringar kunde programvaran Ansys bilda en mesh för den simplificerade 3D-modellen.

De resterande komponenterna tilldelades material utifrån praktisk undersökning av samtliga komponenter. Företaget Metalock Engineering gav gruppen information om att Mirage MM1000i's komponenter bestod av antingen stål eller aluminium. Gruppen utförde magnettestning för att koppla rätt maskinkomponent med rätt material.

Den simplificerade 3D modellen representerade den huvudsakliga geometrin av Mirage MM1000i. Dock var massan mindre än den verkliga modellen, på grund av att små detaljrika komponenter eliminerades. Detta åtgärdades genom att fylla tomrummen med material där de mindre komponenterna tidigare var placerade. Fyllningen av material ökades successivt tills massan liknade det av verkligheten. Därefter hade modellen huvudsakligen korrekt geometri, massa och massfördelning som därefter infogades i FEA programvaran Ansys. Den simplificerade 3D modellen presenteras i bilaga A-K i form av sprängskisser.

3.2.2. Förberedelse av CAD-modell inför FE-analys

Fortsättningsvis tilldelades kontaktytor till de komponenter som låg i kontakt med varandra utifrån realistiska antaganden. Axlar, cylindrar och andra liknande komponenter som tilläts rotera kring sin axel då maskinen var under drift, tilldelades kontaktvillkoret "No separation". Detta antagande ansågs mest lämpat då kontaktvillkoret innebar att enbart rotationsrörelse var tillåten, medan resterande rörelse var förhindrad.

De komponenter som var sammansvetsade, skruvade eller hade något annat slags förband som motverkade all rörelse och rotation, tilldelades kontaktvillkoret "Bonded". Detta kontaktvillkor innebar att de två ytorna i kontakt var sammanfogade och kan inte separeras.

Därefter utsågs realistiska gränsvillkor för modellen. Då Mirage MM1000i fixerades till innerdiametern av arbetsstycket med hjälp av klämfötter togs beslutet att fixera klämfötterna i analysen. Detta utfördes genom att tilldela gränsvillkoret "Fixed support" på respektive klämfots yta som låg i kontakt med arbetsstycket.

De olika maskinkomponenters positioner justerades för att replikera de positioner som användes under drift. Då maskinen var under drift mättes olika komponenters position, exempelvis klämfötternas position från basen och karbidinsatsens position från svängarmen. Denna måttsättning implementerades sedan i CAD-modellen.

3.2.3. Utförande av FE-simulering

En självsvängingsanalys, kallad modal analysis, utfördes för modellen av Mirage MM1000i. Resultatet från analysen gav visualiseringar av dess svängningsmoder och respektive självsvängningsfrekvens. I svängningsmodernas visualiseringar, illustrerades maskinkomponenternas deformation. Genom att studera maskinkomponenternas deformation vid olika självfrekvenser, var det möjligt att lokalisera kritiska komponenter.

Genom att jämföra självfrekvenserna från FE-simuleringen med resonansfrekvenserna från slagtesterna av Mirage MM1000i kunde gruppen verifiera trovärdigheten av resultaten från FE-simuleringen.

Slutligen jämfördes självfrekvenserna vid respektive svängningsmod från simuleringarna med de praktiska drifttesterna av Mirage MM1000i, där överensstämmande frekvenser identifierades och korresponderande deformationer noterades.

3.4. Vibrationsreducerande förbättringar

Utifrån resultaten från vibrationsmätningarna och FE-analysen, kartlades maskinens problematiska komponenter som gick att förbättra. Vibrationsreducerande förbättringar föreslogs för varje problematisk komponent i form av delkonceptlösningar. Delkonceptlösningarna visualiserades med hjälp av förenklade CAD-modeller.

4. Resultat

Resultatavsnittet täcker framtagna resultat från praktiska mätningar och FE-simuleringar.

4.1. Drifttestresultat

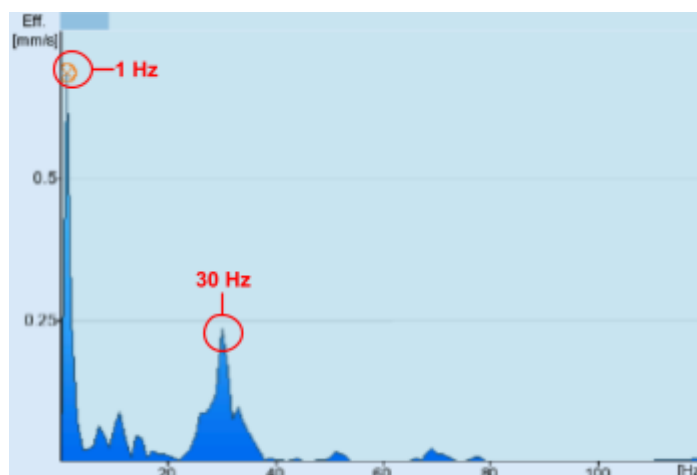
Processparametrarna för samtliga drifttester listades i respektive tabell där gruppen justerade skärdjup och matningshastighet efter vardera test. Samtliga drifttest utfördes med dragande skärning, medurs rotation och in-ut matning. Resultaten från vibrationsmätningarna under drift gav varvtal, MRR och skärhastighet som presenterades i tabellerna nedan.

Vibrationernas impulser presenterades i FFT-diagram av typen hastighet/frekvens.

Vibrationerna som uppstod under körning kategoriseras som lågfrekvens vibrationer (under 500 Hz).

Tabell 2: Drifttest 1

Drifttest 1	
Skärdjup	1/10 mm
Matningshastighet	0,186 mm/rev
Varvtal	38 rpm
MRR	1,88 cm ³ /min
Skärhastighet	101,2 m/min

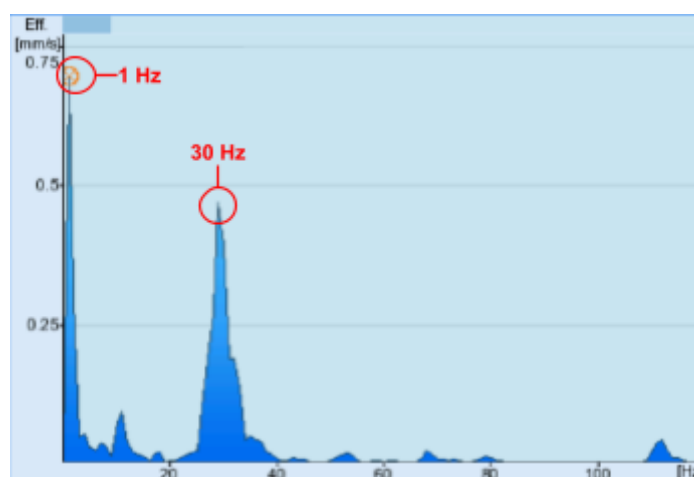


Figur 8: Drifttest 1

Från drifttest 1 noteras en hög impuls vid 1 Hz och en lägre vid 30 Hz, se figur 8.

Tabell 3: Drifttest 2

Drifttest 2	
Skärdjup	1/10 mm
Matningshastighet	0,737 mm/rev
Varvtal	39 rpm
MRR	7,65 cm ³ /min
Skärhastighet	103,8 m/min

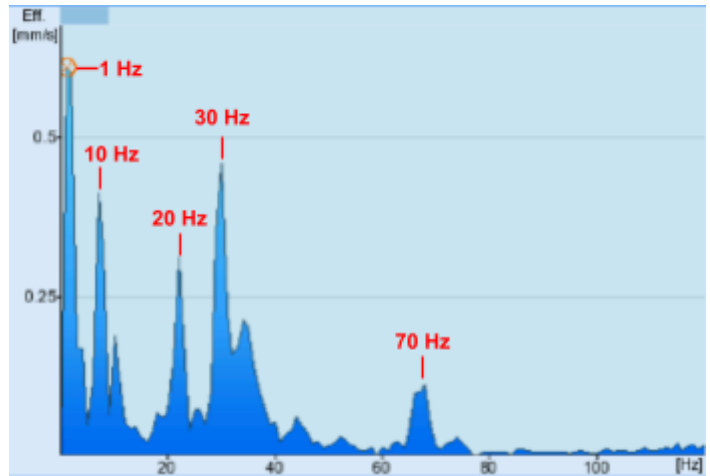


Figur 9: Drifttest 2

Drifttest 2 gav två höga impulser vid 1 och 30 Hz, se figur 9.

Tabell 4: Drifttest 3

Drifttest 3	
Skärdjup	5/10 mm
Matningshastighet	0,186 mm/rev
Varvtal	32 rpm
MRR	7,92 cm ³ /min
Skärhastighet	85,2 m/min

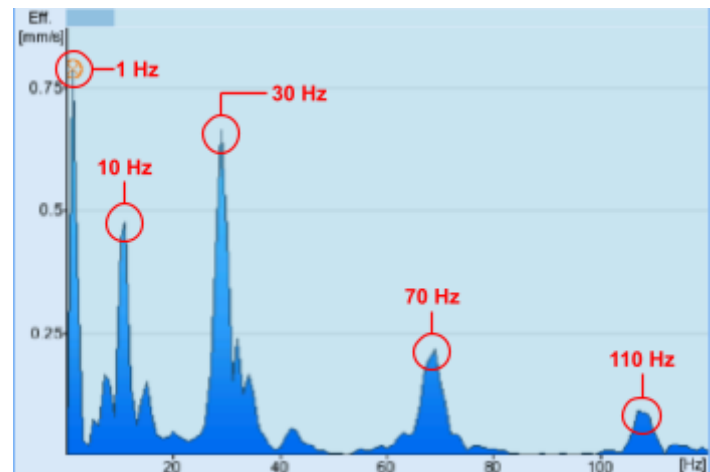


Figur 10: Drifttest 3

Drifttest 3 gav fyra höga impulser vid 1, 10, 20 och 30 Hz, samt en lägre impuls vid 70 Hz, se figur 10.

Tabell 5: Drifttest 4

Drifttest 4	
Skärdjup	5/10 mm
Matningshastighet	0,737 mm/rev
Varvtal	26 rpm
MRR	25,49 cm ³ /min
Skärhastighet	69,2 m/min

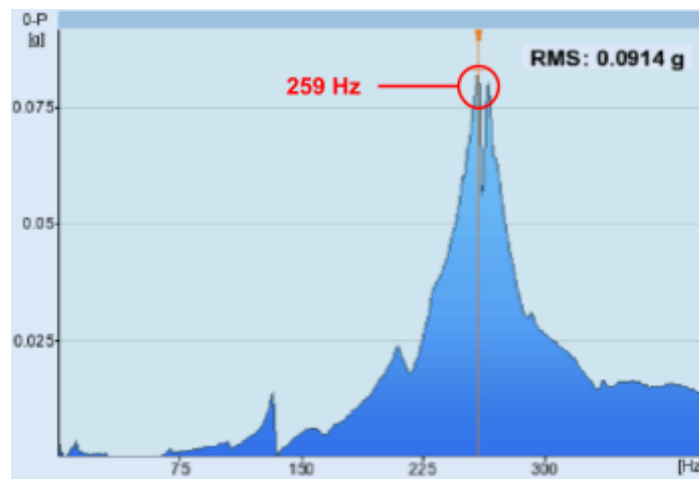


Figur 11: Drifttest 4

Slutligen gav drifttest 4 tre höga impulser vid 1, 10 och 30 Hz, samt två lägre impulser vid 70 och 110 Hz, se figur 11.

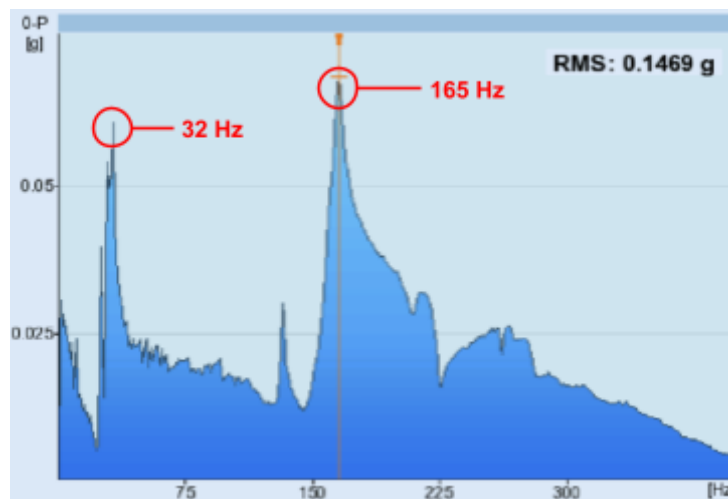
4.2. Slagprovresultat

Slagproven på Mirage MM1000i gav varierande resonansområden beroende på var accelerometern var placerad. Slagprov 1, placerad på ovensidan av basplattan, påvisar sin högsta impuls vid 259 Hz, sedd i figur 12.

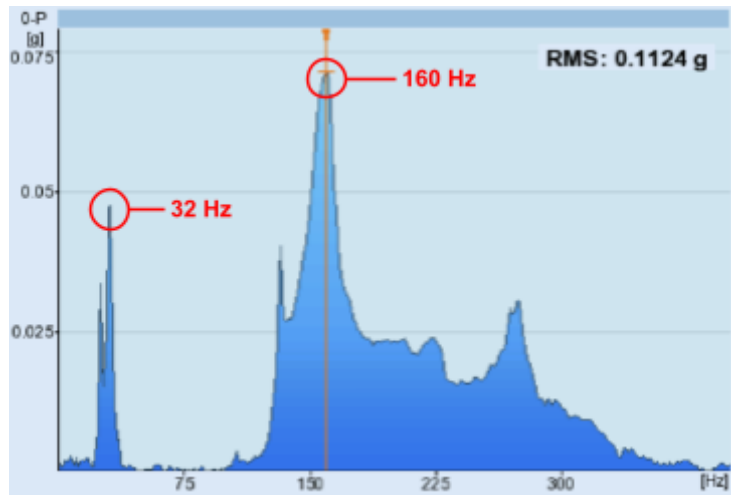


Figur 12: Slagprov 1

Slagprov 2 och 3 visar tydliga likheter. Högsta impulsen för slagprov 2 uppmättes vid 165 Hz då accelerometern var placerad på svängarmen, sedd i figur 13. Slagprov 3 uppmätte högst impuls vid 160 Hz då accelerometern var placerad på motviktsarmen, visat i figur 14. Det uppmätts även en tidig impuls för både slagprov 2 och 3 vid 32 Hz.



Figur 13: Slagprov 2



Figur 14: Slagprov 3

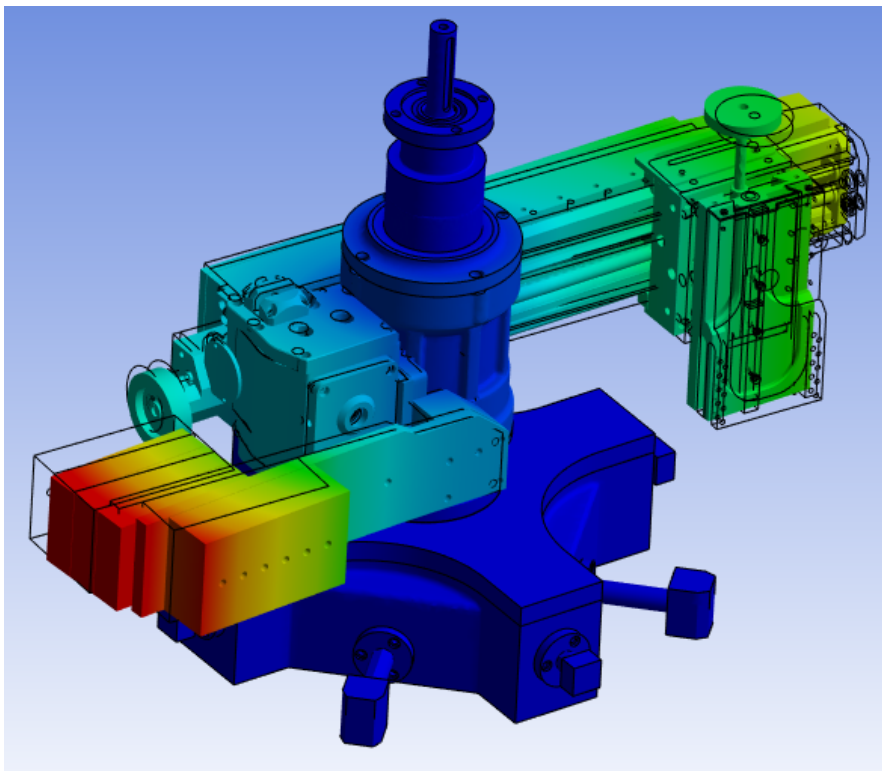
4.3. Självfrekvensanalys med finita element

Samtliga självfrekvenser vid respektive svängningsmod presenteras i tabell 6 och figurena 15 - 22 nedan. Alla deformationer har förstörats med en faktor 5 för att ge en tydligare visuell representation av deformationen vid samtliga svängningsmoder, där den röda färgen betyder stor deformation och den blåa färgen betyder ingen eller väldigt liten deformation.

Tabell 6 - Svängningsmoder

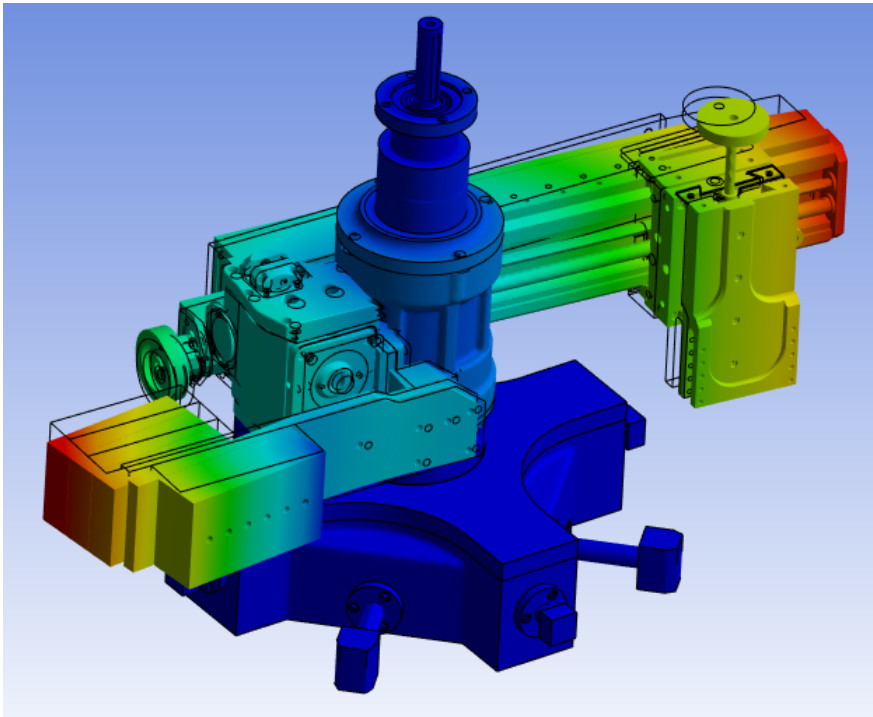
Tabular Data		
	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	19,425
2	2.	42,255
3	3.	76,448
4	4.	126,28
5	5.	154,29
6	6.	225,19
7	7.	267,13
8	8.	276,82

Mode 1: Frekvens = 19,425 Hz



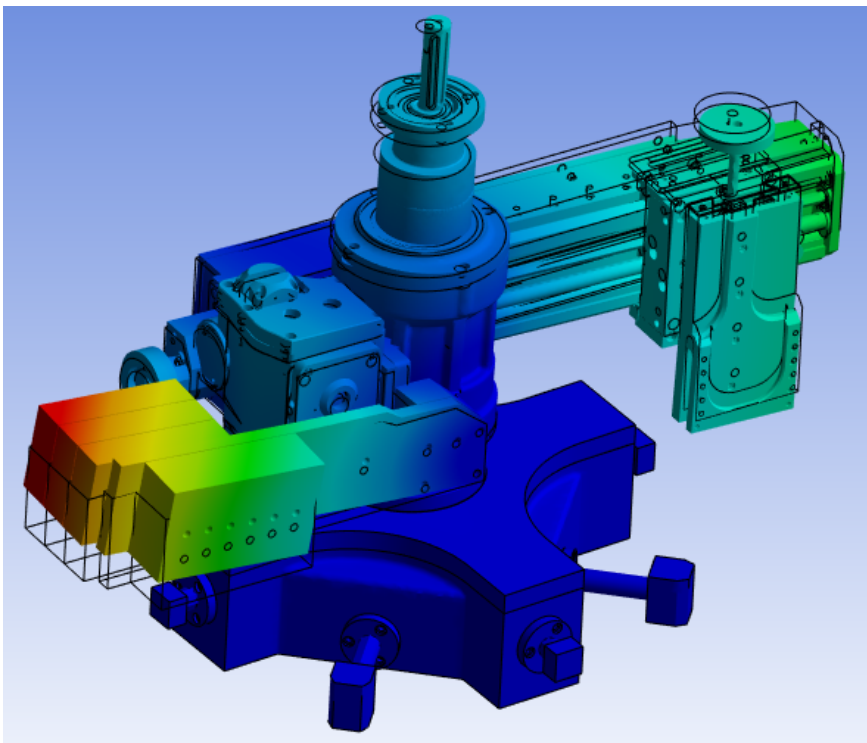
Figur 15 - Svängningsmod 1

Mode 2: Frekvens = 42,225 Hz



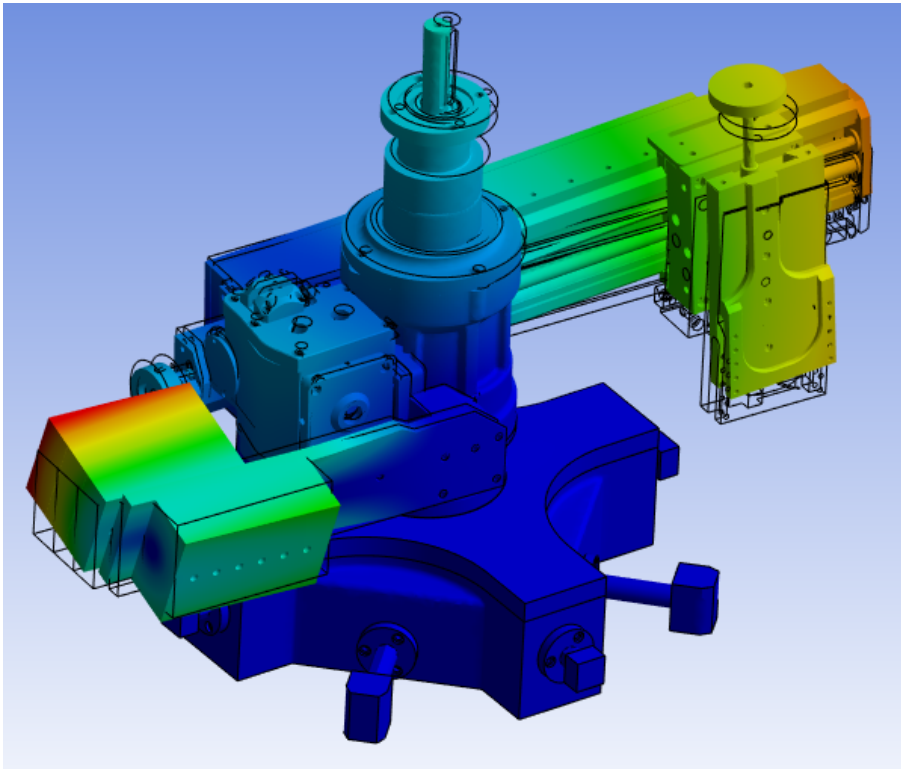
Figur 16 - Svängningsmod 2

Mode 3: Frekvens = 76,448 Hz



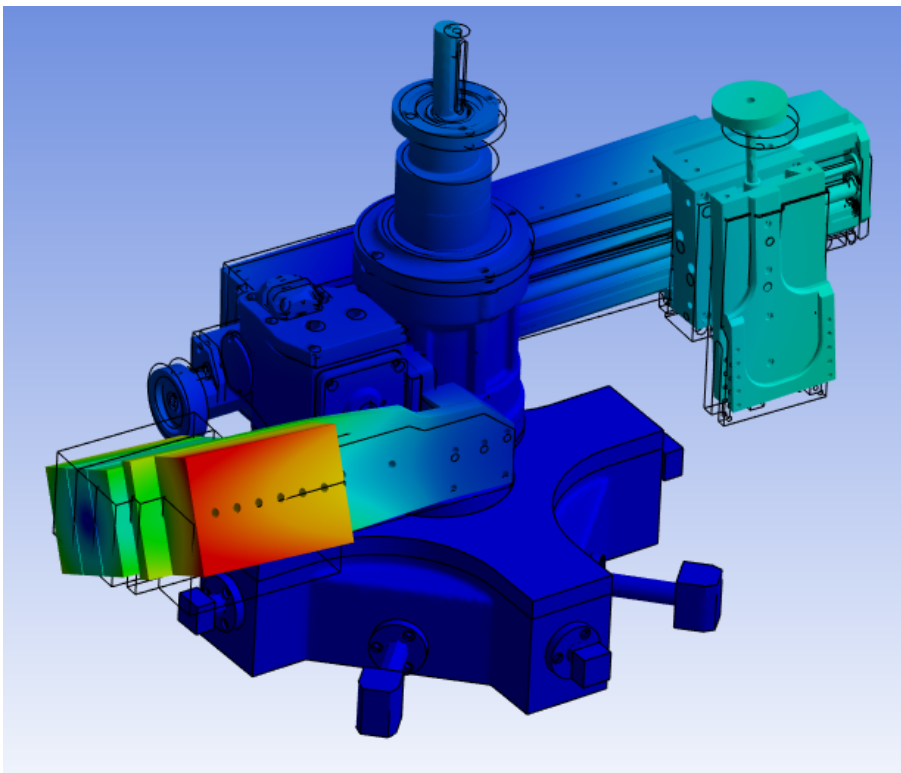
Figur 17 - Svängningsmod 3

Mode 4: Frekvens = 126,28 Hz



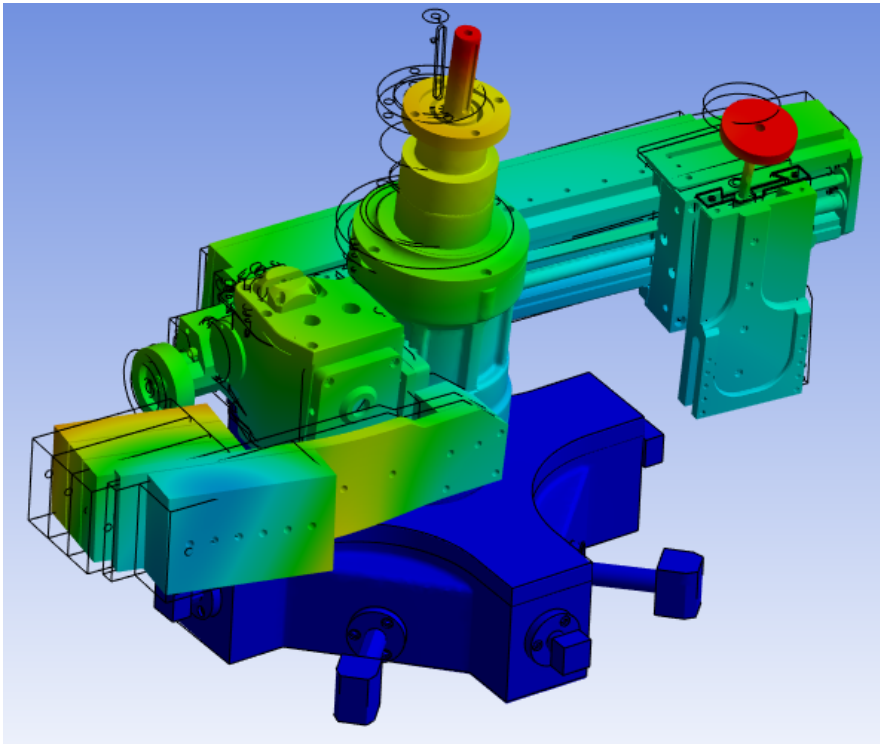
Figur 18 - Svängningsmod 4

Mode 5: Frekvens = 154,29 Hz



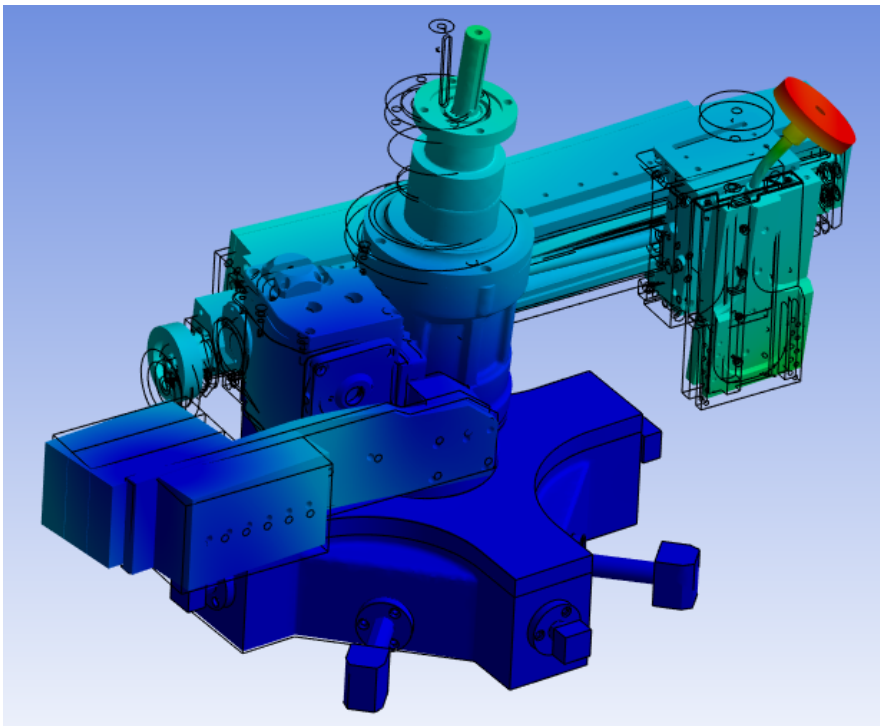
Figur 19 - Svängningsmod 5

Mode 6: Frekvens = 225,19 Hz



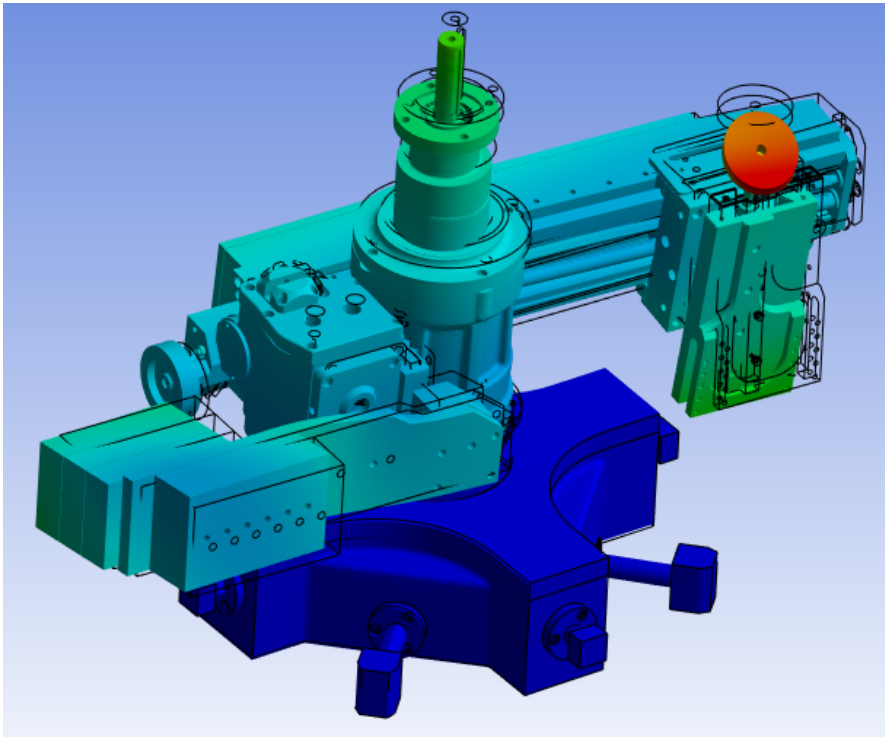
Figur 20 - Svängningsmod 6

Mode 7: Frekvens = 267,13 Hz



Figur 21 - Svängningsmod 7

Mode 8: Frekvens = 276,82 Hz



Figur 22 - Svängningsmod 8

5. Diskussion

I diskussionen tolkade gruppen samtliga resultat och kopplade tidigare teorier till maskinens vibrationsegenskaper. Gruppen jämförde resultaten från de verkliga vibrationsmätningarna och FE-simuleringarna för att hitta samband mellan dem. Slutligen diskuterades potentiella lösningar som hade reducerat maskinvibrationer utifrån olika synpunkter.

5.1. Tolkning av resultat från fysisk mätning

Då resultaten från de fysiska mätningarna av Mirage MM1000i var framtagna kunde ett flertal samband och slutsatser dras. Dessa samband och slutsatser täcker uppstående vibrationer på grund av motorns varvtal, självfrekvenser, drifttester och jämförelse av dessa.

5.1.1 Vibrationer på grund av motorns varvtal

Utifrån vibrationstesterna syns det tydligt att de dominerande frekvenserna med högst amplitud sker vid 1 Hz. Detta resultat är konstant för samtliga undersökningar och antags bero på motorns varvtal för respektive maskin. Motorn för Mirage MM1000i gav ett varvtal på 25-40 rpm under drift vilket korresponderar till en frekvens på 0,47-0,67 Hz. Då vibrationsinstrumentet mäter som lägst 1 Hz är gruppens antagande att den dominerande amplituden vid 1 Hz är på grund av motorns varvtal, och kommer därför inte behandlas i detta arbete.

5.1.2. Tolkning av resultat från slagprov

Tidigare nämnt gav resultaten från slagproven på Mirage MM1000i varierande resonansområden beroende på var accelerometern var placerad. Slagprov 1 visade att impulsen med högst amplitud skedde vid betydligt högre frekvens gentemot slagprov 2 och 3. Detta kan bero på att accelerometern var placerad på ovansidan av basplattan, som dels hade stelare struktur, samt var fäst i arbetsstycket som medförde ytterligare styvhet. Slagprov 2 och 3 gav liknande resultat där accelerometern var placerad på svängarmen respektive motviktsarmen. Slagprov 2 och 3 visade att självsvängningsfrekvenser började resonera kraftigt runt 30 Hz och 160 Hz. Eftersom dessa självsvängningsfrekvenser började resonera tidigare än det från slagprov 1 är de av större intresse. Enligt Krukowski (2004) har chatter tendens att uppstå vid lägre självfrekvenser, därför bör självfrekvensen uppmätt i slagprov 2 och 3 höjas för att motverka självsvängning.

5.1.3. Tolkning av resultat från drifttest

Samtliga drifttester på Mirage MM1000i gav liknande resultat där ett flertal kritiska vibrationer kunde identifieras. I tidigare mätningar där MRR var låg kunde enbart en eller två kritiska vibrationer identifieras vid ett fåtal självständiga impulser med relativt låg amplitud. Vid senare mätningar där MRR var högre kunde gruppen identifiera fler kritiska impulser i frekvensintervallet. Maskinens kritiska impulser syntes tydligast i drifttest 4. Gruppen utgick därför från FFT-diagrammet från drifttest 4 för resterande analys av drifttestresultatet.

Notering av vibrationsmätningarna var att varvtalet minskade successivt vid högre skärdjup och matningshastighet. Detta beror på att tryckluftsmotorn för maskinen inte hade tillräckligt högt vridmoment för att bibehålla samma varvtal vid högre MRR.

Enligt figur 11 från drifttest 4 utförd med hög matningshastighet och stort skärdjup, kunde fyra kritiska impulser identifieras vid 10, 30, 70 och 110 Hz. Gruppen tolkade att frekvensområdet med högst amplitud uppmättes vid 30 Hz. Då frekvensområdet tydligt korrelerar med resonansfrekvensen från slagproven för Mirage MM1000i, kan maskinen antas självsvänga vid 30 Hz. Eftersom påtvingade vibrationer vid maskinsystemets självfrekvenser kan ge upphov till chatter, bör dessa motverkas, Frangoudis (2014).

Enligt Zola (2021) är den fundamentala frekvensen den första frekvensen av en periodisk vågform, där heltalsmultiplar av den fundamentala frekvensen är harmonier. I figur 11 syns tre vibrationer med successivt avtagande amplitud vid 30 Hz, 70 Hz och 110 Hz. Det går att argumentera för att dessa vibrationer är multiplar av den fundamentala frekvensen, i detta fall vibrationen vid 30 Hz. Multiplar av den fundamentala frekvensen bildar harmoniska frekvenser, i detta fall vid 70 Hz och 110 Hz. Detta skulle betyda att vibrationerna vid 70 Hz och 110 Hz inte beror på påtvingade vibrationer vid separata självfrekvenser, utan istället är multiplar av vibrationen som uppstår vid 30 Hz. Reducering av vibrationer vid 30 Hz, skulle i detta fall även resultera i vibrationsreducering vid multipel-frekvensområdena 70 Hz och 110 Hz.

De harmoniska frekvenserna stämmer inte exakt överens med multiplar av 30 Hz. Detta kan bero på att det fundamentala frekvensområdet vid 30 Hz är utbrett över ett intervall (ca 27-37 Hz), medan själva vibrationsamplituden uppmättes vid 30 Hz. Detta betyder att den exakta fundamentala frekvensen är någonstans i närheten av 30 Hz.

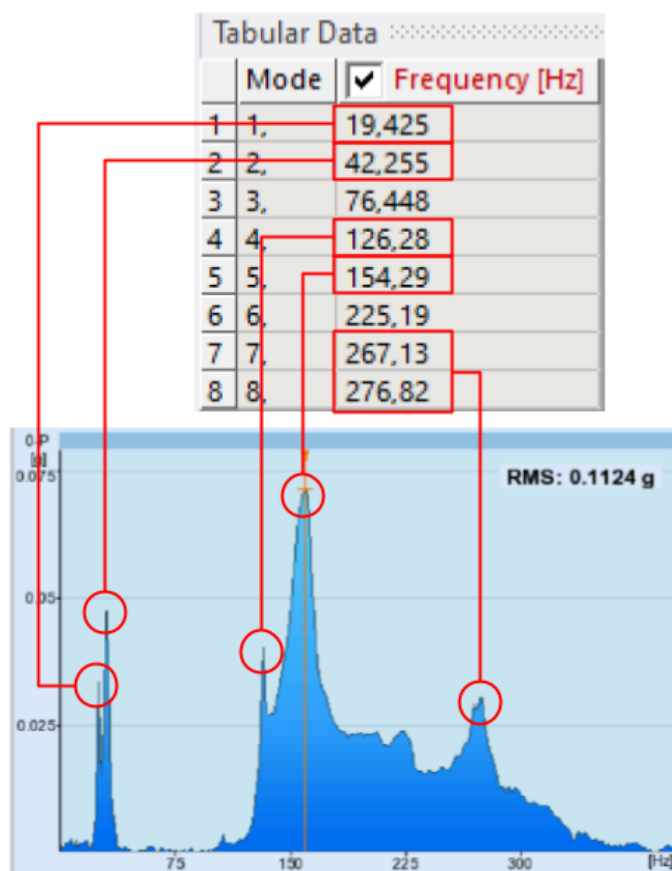
Slutligen kunde gruppen identifiera en relativt hög impuls vid 10 Hz. Gruppen kan inte dra några kopplingar med denna frekvens, eftersom den inte direkt korrelerar med slagproven eller teorin om harmoniska frekvenser. Därav kom gruppen fram till hypotesen att vibrationer som uppstår vid 10 Hz kan vara beroende av en faktor som inte nödvändigtvis är kopplat till maskinens självsvängningsfrekvenser.

5.2. Tolkning av resultat från FE-simulering

Efter FE-simuleringarna, jämfördes resultaten med de fysiska slagproven för att verifiera säkerheten i det framtagna FE-simuleringsresultatet. Genom att jämföra frekvenserna vid de kritiska impulserna från slagproven med frekvenserna från de olika svängningsmoderna i Ansys kunde likheter tydas, se figur 23. Från slagproven kunde gruppen lokalisera de tydligaste impulserna vid ca 25, 30, 130, 160 och 270 Hz. Dessa frekvenser kunde kopplas till svängningsmod 1, 2, 4, 5, 7 och 8, från FE-simuleringarna visade i figur 15, 16, 18, 19, 21 och 22.

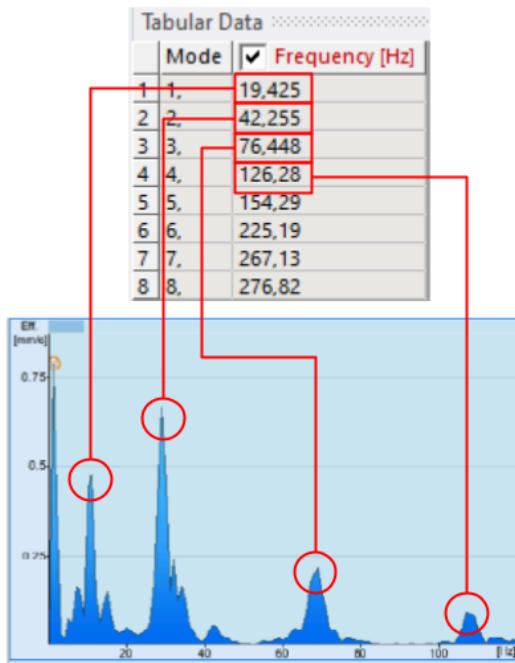
Gruppen noterade att självfrekvenserna från FE-simuleringarna och frekvenserna från drifttesterna inte var ekvivalenta. Eftersom FE-simuleringar ger resultat i form av approximationer kommer den verkliga självfrekvensen avvika från simuleringarna. Detta kan motverkas genom att använda en mer detaljerad modell med utökat antal element, däremot hade längre beräkningstid och datorkraft krävts.

Trots differensen mellan frekvenserna anser gruppen att svängningsmoderna gav tillräckligt nära resultat som det från slagproven och därav tas beslutet att simuleringarna är en acceptabel representation av verkligheten.

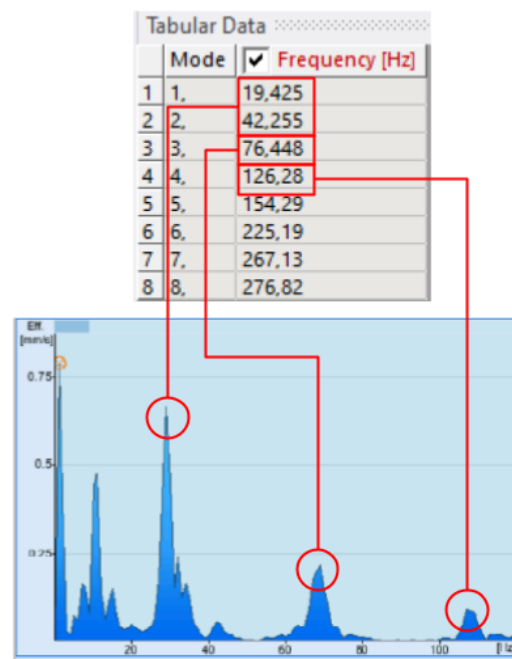


Figur 23 - Slagprov och svängningsmoder

En jämförelse av resultaten från FE-simuleringarna och drifttesterna utfördes. Målet var att hitta gemensamma frekvenser för vibrationerna från drifttesterna och självfrekvensen från simuleringarna. Om både självsjängningsfrekvenser och kritiska frekvenser från drifttesterna korrelerar, kan kopplingen dras om att vibrationerna under drifttesterna är beroende av självfrekvensen för olika maskinkomponenter. Figur 24 och 25 visar de kopplingar som var tydligast mellan drifttest 4 och självfrekvenserna från FE-simuleringarna.



Figur 24 - Drifttest och svängningsmoder 1



Figur 25 - Drifttest och svängningsmoder 2

Under drifttesterna uppmättes vibrationer vid ca 10, 30, 70 och 110 Hz där gruppen kunde tolka resultaten på två olika sätt, kallade fall 1 och 2.

I fall 1 var att svängningsmoderna 1-4 liknar samtliga frekvenser från drifttesterna. Eftersom svängningsmod 1-4 illustrerar deformation av motviktsarmen och svängarmen kan kopplingen dras om att de markerade vibrationerna under drifttesterna är beroende av självfrekvensen i motviktsarmen och svängarmen, se figur 15-18.

Fall 2 visar likheter med fall 1, med skillnaden att impulsen vid 30 Hz under drifttestet är beroende av svängningsmod 1 och/eller 2. Likt första fallet kan dessa impulser vid 30, 70 och 110 Hz bero på självfrekvensen i motviktsarmen och svängarmen. Däremot verkar impulsen vid 10 Hz ej vara beroende av en uppmätt självfrekvens. Därför resonerade gruppen för att dessa impulser kan bero på andra faktorer än maskinens självfrekvens. Dessa faktorer kan till exempel vara kopplade till kontakten mellan karbidinsatsen och arbetsytan, eller lagerglapp som enbart ger upphov till vibrationer vid drift. Dock behöver fler tester utföras för att bekräfta denna hypotes.

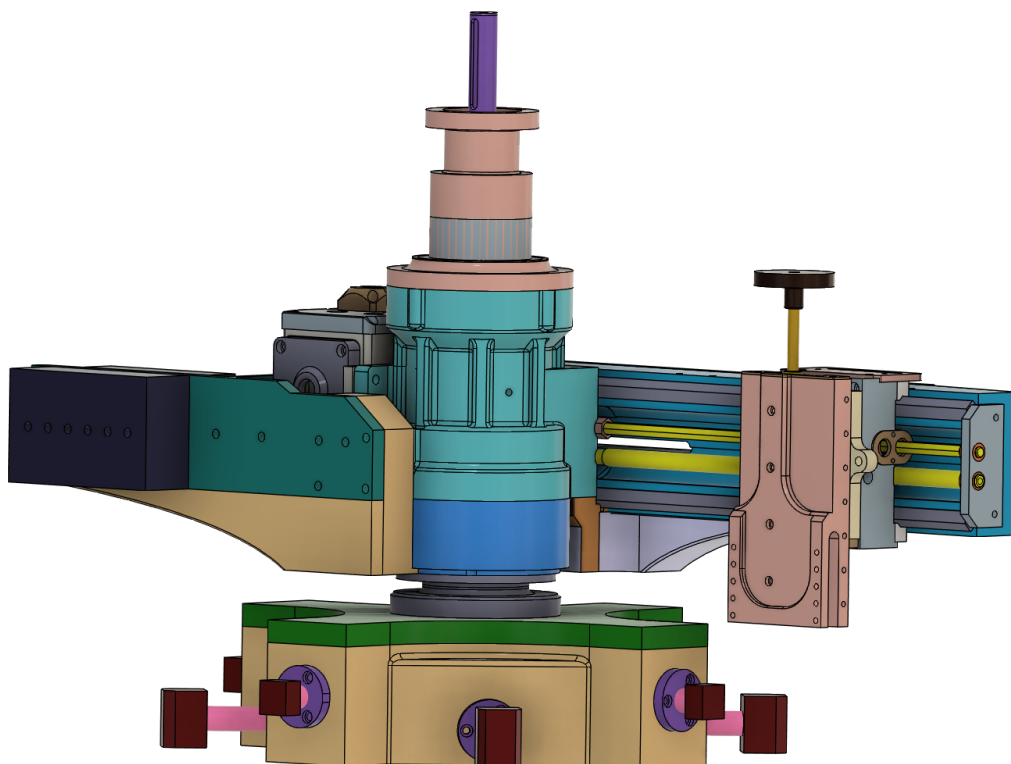
5.3. Förslag på vibrationsreducerande förbättringar

Utifrån vibrationsanalyserna kunde gruppen konstatera att Mirage MM1000i har specifika komponenter där maskinvibrationer uppstår med starkast resonans. Dellovningskoncept togs fram i form av stödjande geometri, med målet av att öka komponenternas styvhet. Slutligen diskuterades vibrationsreducerande förbättringar utifrån massreducering och maskinkomponenternas materialval.

5.3.1 Stödarmskoncept 1

Stödarmskoncept 1 består av två stödjande armar under svängarmen och motviktsarmen, visat i figur 26. Dessa stödarmar är fixerade på maskinens roterande lagerhus. Stödarmarna motverkar både böjning och torsion i respektive arm, och är en relativt simpel lösning.

En potentiell nackdel för lösningen är att det krävs mycket material för att stödarmarna ska nå hela vägen från lagerhuset till den yttre delen av svängarmen och motviktsarmen. Det är viktigt att stödarmen når så långt ut som möjligt på svängarmen och motviktsarmen för att bidra med högsta möjliga styvhet. Den ökade roterande massan kan bland annat leda till ökat tröghetsmoment, som i sin tur kan bidra till ökad motorbelastning. Ett sätt att viktoptimera detta koncept ytterligare kan vara att implementera någon form av fackverksstruktur för stödarmarna.



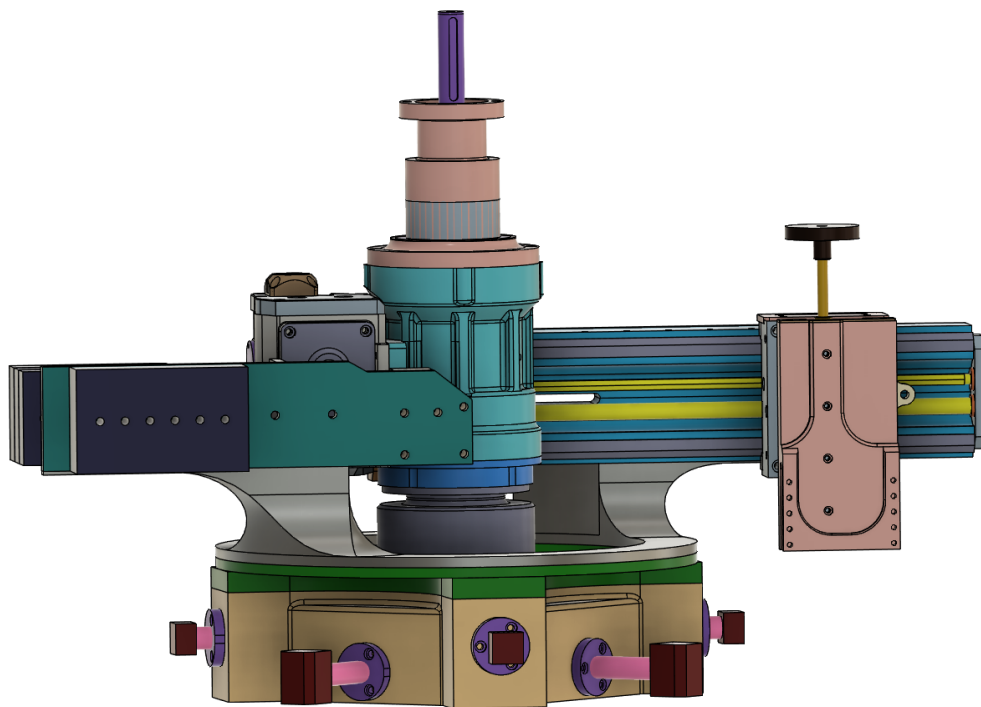
Figur 26: Stödarmskoncept 1

5.3.2 Stödarmskoncept 2

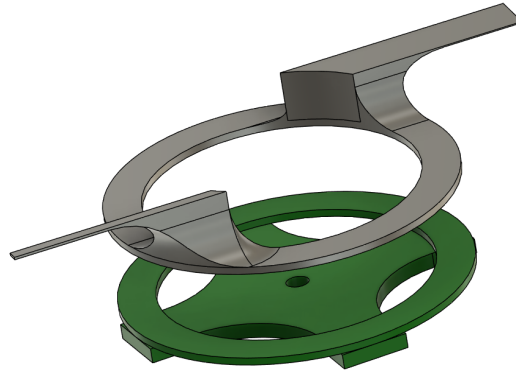
Stödarmskoncept 2 består av två huvudsakliga komponenter visualiserade i figur 27 och 28. Den första komponenten är en cirkulär basplatta, visad i grönt. Ovanpå basplattan placeras stödarmsplattan, visad i grått. Stödarmsplattan är lagrad mot den nedre basplattan, och fixerad på svängarmens och motviktsarmens undersida.

En fördel med stödarmskoncept 2 över stödarmskoncept 1, är att stödarmarna går att placera längre från centrum. Detta resulterar i att mindre material krävs för att stödarmen ska nå långt ut på svängarmen och motviktsarmen. Dock kräver denna lösning en lagrad bottenplatta som i sin tur ökar massan.

En nackdel med konceptet är att det kräver ytterligare ett lager, vilket ökar komplexiteten av lösningen. Valet av lager är fritt, däremot bör olika lagers vibrationsegenskaper beaktas. Gruppen har en hypotes om att ett hydrostatiskt lager hade varit bäst lämpat, då det har goda vibrationsreducerande egenskaper.



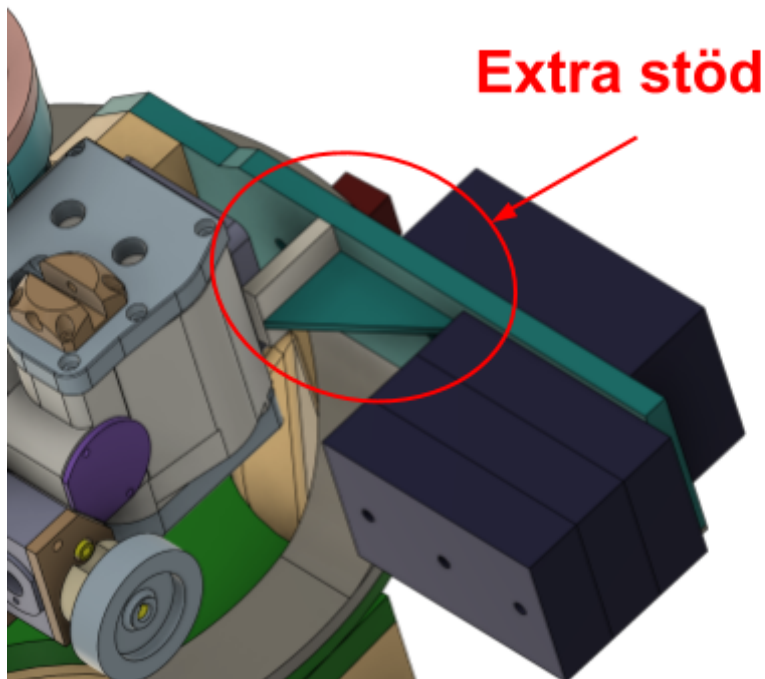
Figur 27: Stödarmskoncept 2



Figur 28: Stödarmskoncept 2, sprängvy

5.3.3 Extra stödarmskoncept för motviktsarmen

Gruppen konstruerade ett extra stödarmskoncept som ökar motviktsarmens styvhet, visat i figur 29. Konceptet minimerar potentiell böjning och torsion i motviktsarmen, vilket anses viktigt att minimera med tanke på att FE-simuleringarna visar en stor deformation i denna komponent. En stor fördel med detta koncept är att det kan implementeras tillsammans med antingen stödarmskoncept 1 eller 2, visade tidigare.



Figur 29: Extra stödarmskoncept

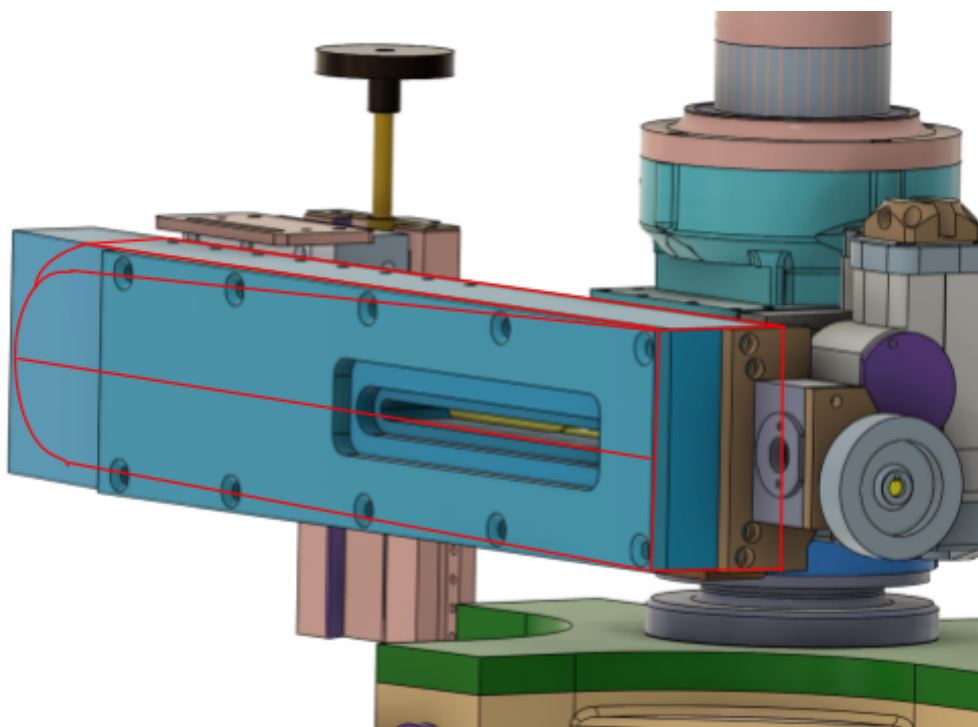
5.3.4 Massreducering

En konceptlösning för svängarmens geometri togs fram, med målet att reducera svängarmens massa. Figur 30 och 31 visar svängarmskonceptet med hjälp av en röd konturlinje, där gruppen anser att det är möjligt att reducera mängden material.

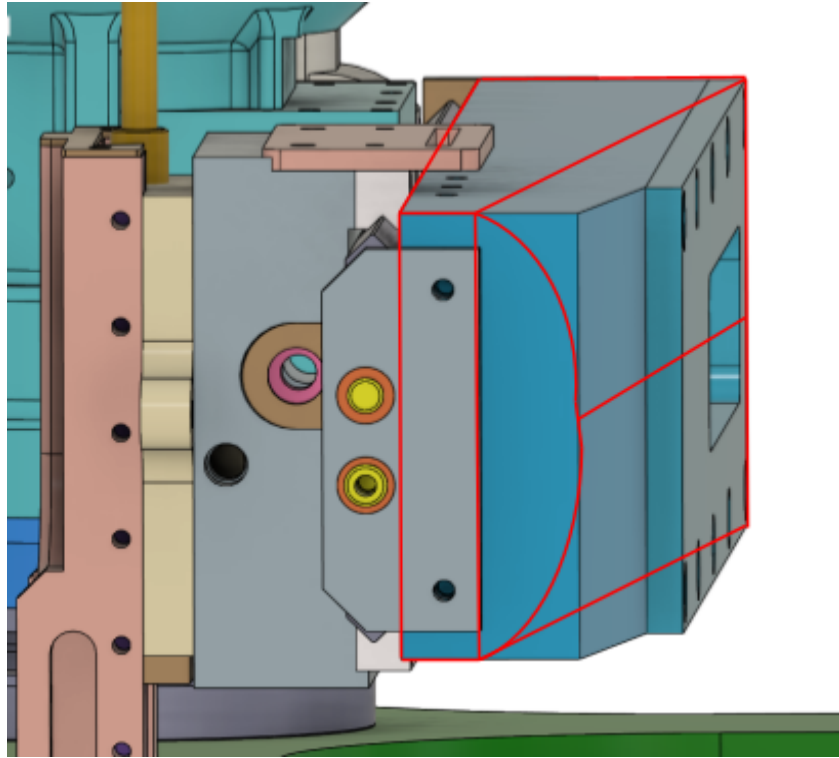
Som en följd av den minskade massan i svängarmen, kräver motviktsarmen inte lika hög massa för att balansera svängarmen. Kombinationen av massreducering i både svängarmen och motviktsarmen, skulle bidra med en ökning av maskinens självfrekvens enligt formeln för systemets självfrekvens.

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Systemets självfrekvens kommer att öka förutsatt att massan minskar mer än systemets styvhet, då styvheten och massan har en lika stor bidragande faktor.



Figur 30: Reducering av svängarmens massa, vy 1



Figur 31: Reducering av svängarmens massa, vy 2

5.3.5. Materialval

Maskinkomponenternas materialval har en inverkan på maskinsystemets vibrationsegenskaper av flera skäl. Vissa material har bättre vibrationsdämpande egenskaper än andra på grund av dess atomstruktur. Eftersom maskinkomponenter kräver hög styvhet och hållfasthet, är materialval för majoriteten av maskinkomponenter bundet till metaller.

Materialvalet påverkar även maskinkomponenternas massa, då den är kopplad till materialets densitet. Massan har i sin tur också en inverkan på maskinens vibrationsegenskaper.

Det finns potential för vidare analys inom detta område, med mål att hitta samband mellan materialval och vibrationsreducering, då gruppen inte hann utföra denna typ av analys inom tidsramen för arbetet. En metod som kan användas i analysen är att successivt ändra materialvalet för specifika maskinkomponenter i befintlig CAD-modell, och utföra FE-simulerad självfrekvensanalys efter varje ändring. Modellen med högst självsvängningsfrekvens kan anses ha bäst vibrationsreducerande egenskaper, och kan därefter ligga som grund för materialvalen i framtida maskinkoncept.

Material av intresse för vidare analys är material som har hög styvhet och låg densitet. Några exempel på sådana material är titan och magnesium. Material med god vibrationsdämpningsförmåga är också av intresse för analys.

6. Slutsatser

Som slutsats besvarar gruppen arbetets ursprungliga frågeställningar, samt diskuterar de tidigare hypoteserna. Slutligen diskuteras även vidare analys av slutkoncepten.

Vad är orsaken till att vibrationerna förstärks under drift?

Utifrån vibrationsanalysen gick det att konstatera ett samband mellan maskinsystemets lägsta självsvängningsfrekvens och den högsta vibrationsimpulsen under drift. Det syntes en tydlig ökning i vibrationer under drift för Mirage MM1000i vid dess lägsta självsvängningsfrekvens runt 30 Hz. Vibrationsförstärkningen vid detta frekvensområde var inte beroende av processparametrarna, då det förekom i samtliga drifttester. Detta bekräftar gruppens ursprungliga hypotes om att maskinsystemets tidiga självsvängningsfrekvenser kan klassas som kritiska, då de ger upphov till maskinvibrationer under drift vid korresponderande frekvens.

I de drifttesterna då maskinen bearbetade med hög MRR och höga skärkrafter, förstärktes vibrationernas amplitud vid maskinens kritiska frekvenser. En slutsats kan dras om att de kritiska självfrekvensområdena beror på maskinsystemets styvhet och massa; medans amplituderna för de korresponderande impulserna vid dessa frekvenser ökar vid högre MRR.

Finns det en specifik komponent i maskinen som orsakar vibrationerna?

Utifrån tolkningar och jämförelser av FE-simuleringarna och drifttesterna kunde gruppen koppla olika maskinkomponenter av Mirage MM1000i med uppmätta vibrationer. Dessa maskinkomponenter var svängarmen och motviktsarmen. En av de kritiska vibrationerna som uppstod vid drifttesterna uppmättes runt 30 Hz, som kunde kopplas till självfrekvensen av svängarmen och motviktsarmen.

Vidare konstaterades att gruppens hypotes till frågeställningen stämde till stor del. Hypotesen nämnde att maskinens vibrationer berodde dels på svängarmen där dess materiella eller geometriska egenskaper gav låg självfrekvens. Det oförväntade gruppen kunde fastställa var att motviktsarmen bidrog lika mycket till den låga självfrekvensen som svängarmen. En slutsats kan dras om att de kritiska vibrationerna som uppmättes vid 30 Hz under drifttesterna var beroende av självfrekvensen av maskinkomponenterna svängarmen och motviktsarmen.

Hur kan vibrationerna vid drift minimeras?

Enligt formeln för ett maskinsystems självsvängningsfrekvens finns det två variabler som avgör självsvängningsfrekvensen; dessa variabler är styvhet och massa. Det är känt att maskinens självsvängningsfrekvens bör maximeras för att minimera maskinvibrationer, vilket kan åstadkommas genom att öka systemets styvhet och sänka dess massa.

Resultaten från slagprovsmätning och FE-simulering indikerade bristande styvhet i maskinens svängarm och motviktsarm, vilket går att åtgärda med hjälp av att implementera stödjande geometrier vid dessa kritiska komponenter.

Ett sätt att sänka maskinsystemets massa är att minimera andelen överflödigt material använt i svängarmen. Detta kan åstadkommas genom att ge svängarmen avrundade kanter. Förutsatt att minskningen av svängarmens massa är högre än minskningen av dess styvhet, kommer denna lösning bidra till ökad självsvängningsfrekvens.

Vidareutveckling av de genererade koncepten

Materialens dämpningsegenskaper har en inverkan på systemets vibrationer. Eftersom de utförda FE-simuleringarna inte tar hänsyn till materialens dämpningsförmåga, hade en vidare analys av detta gett en djupare förståelse på dess vibrationsinverkan.

Det finns även en sannolikhet att en optimering av maskinkomponenternas materialval kan bidra till vibrationsreducerande egenskaper. Ett styvt material med låg densitet hade eftertraktas då detta kopplas direkt till ökad självsvängningsfrekvens. Dock behöver ytterligare materialanalys utföras för att hitta samband mellan komponenters materialval och maskinsystemets vibrationer.

Vidare hade en jämförelse av förbättringspotentialen hos samtliga dellösningar varit av intresse, genom att utföra ett flertal FE-simuleringar med de nya koncepten. Detta hade gett ett tydligare underlag för vilken eller vilka koncept som är av störst intresse att vidareutveckla, samt hur mycket självsvängningsfrekvensen hade förväntats ökat för respektive koncept.

Slutligen hade prototyper av koncepten varit fördelaktigt då det hade gett möjligheten att testa dess vibrationsreducerande egenskaper i praktiken. Eftersom extrastödarmskonceptet består av en väldigt simpel geometri hade detta varit ett lätt koncept att konstruera, där dess vibrationsreducerande egenskaper kunde därefter testas.

Referenser

Comsol. (2017). *What Is Multiphysics?*

<https://www.comsol.com/multiphysics>

ElectronicsHub. (2015). *Harmonic Frequencies*.

<https://www.electronicshub.org/harmonic-frequencies/>

Frangoudis, C. (2014). *Controlling the dynamic characteristics of machining systems through consciously designed joint interfaces*. KTH Royal Institute of Technology Department of Production Engineering.

Hanly, S. (u.å.). *Vibration Analysis: FFT, PSD, and Spectrogram Basics*. EndaqBlog.

<https://blog.endaq.com/vibration-analysis-fft-psd-and-spectrogram>

ISCAR LTD. Manufacturer of Metalworking Tools. (2023), *Cutting Speed for: DCMT*

11T304-PF IC807 - 5550304. <https://www.iscar.com/eCatalog/Grade.aspx?grade=IC807&item=5550304&fnum=1436 mapp=TG app=52>

Kurowski, P.M. (2004). *Finite element analysis for design engineers*. Warrendale, PA: SAE International.

Nanjing Shenzizhen Technology Development Co.,Ltd. (2020). *How to Avoid & Stop Chatter in CNC Turning - Machining Chatter Causes, Types and Solutions*. <https://www.zjcncmachine.com/how-to-avoid-stop-chatter-in-cnc-turning-machining-chatter-causes-types-and-solutions/>

PRÜFTECHNIK. (2020). *VIBXPERT II Catalog*.

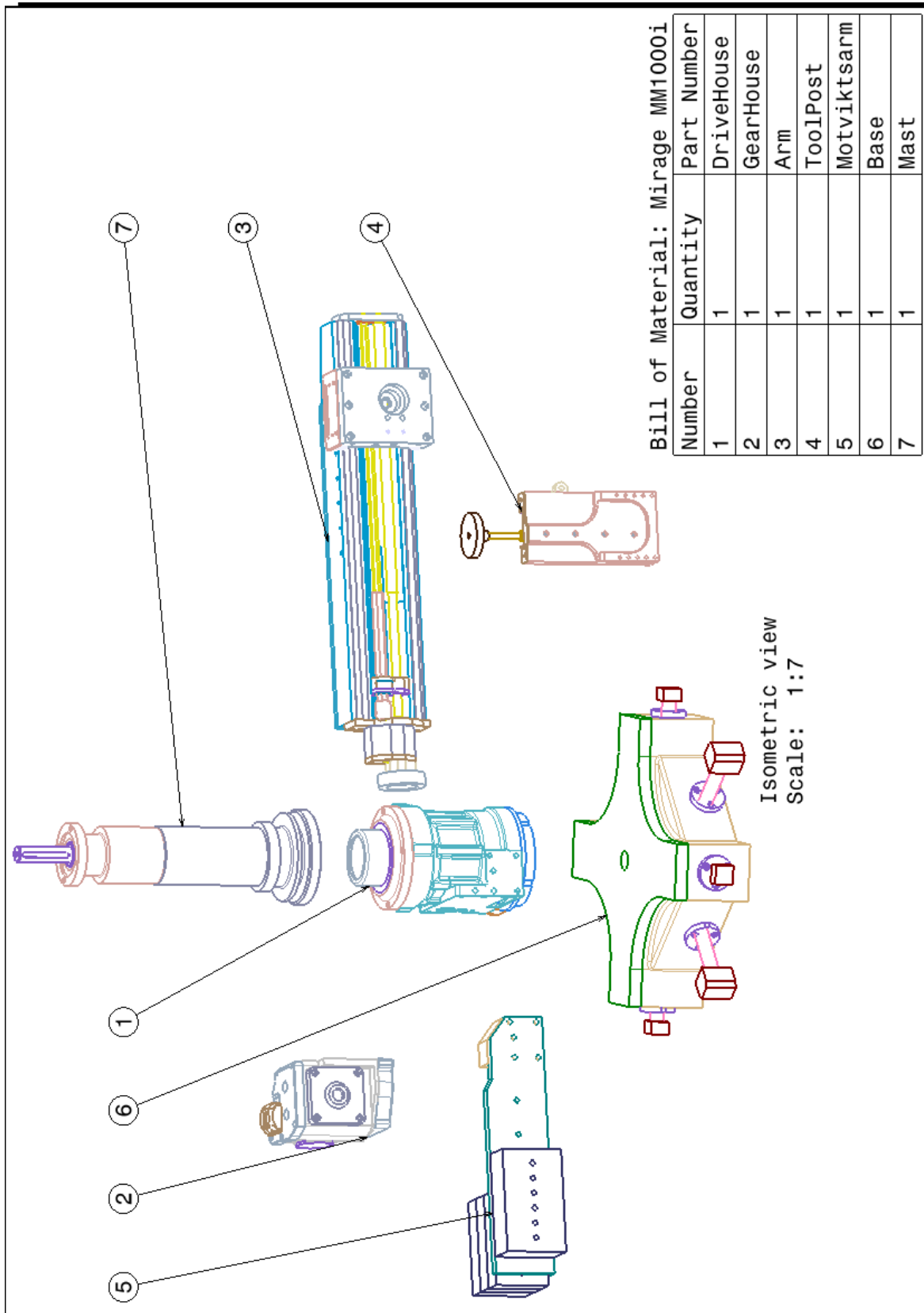
https://www.mlt.se/wp-content/uploads/2015/10/VIBXPERT_II_Catalog_en.pdf

Zola, A. (2021). *What is a Harmonic?* TechTarget.

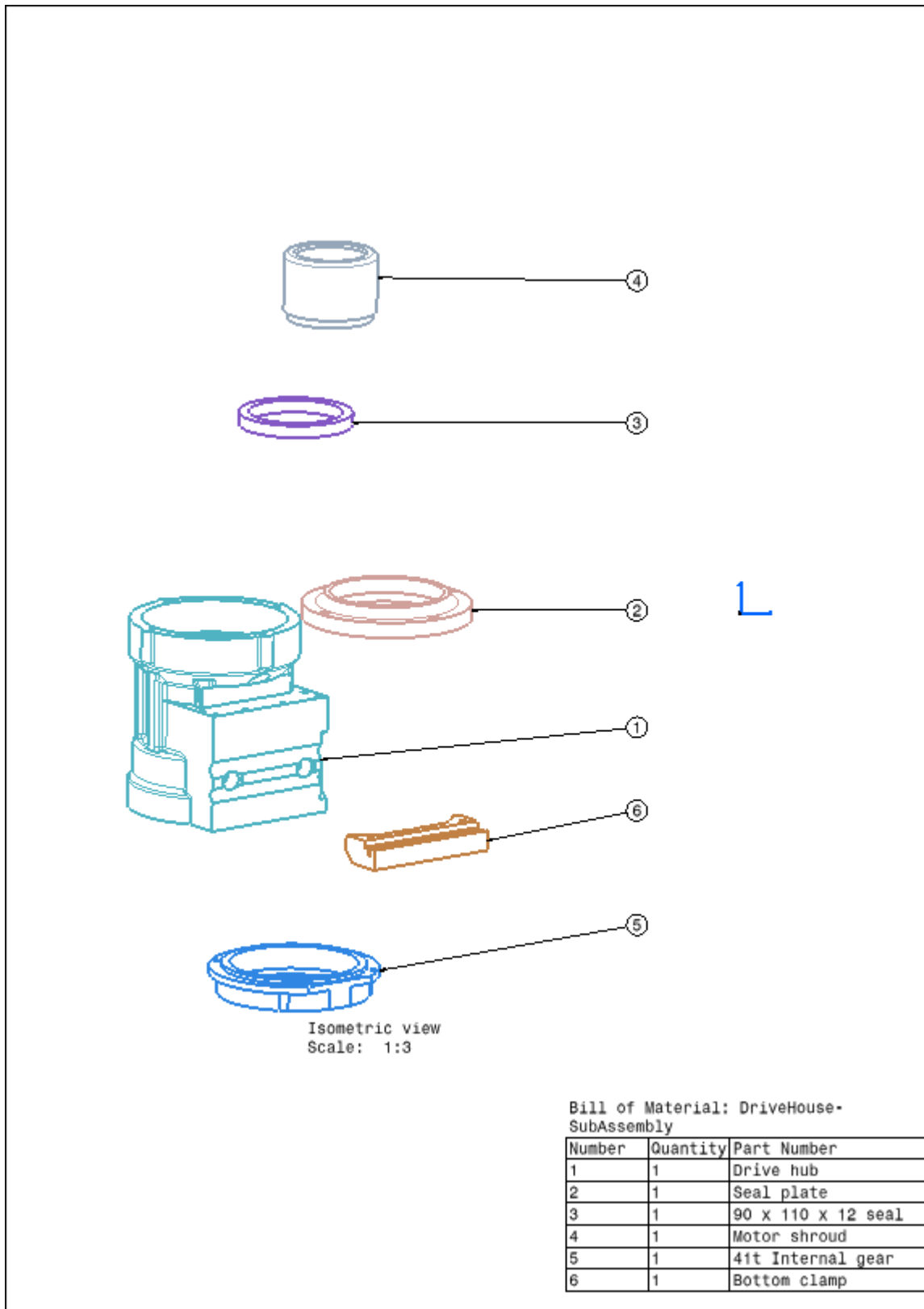
<https://www.techtarget.com/whatis/definition/harmonic>

Bilagor

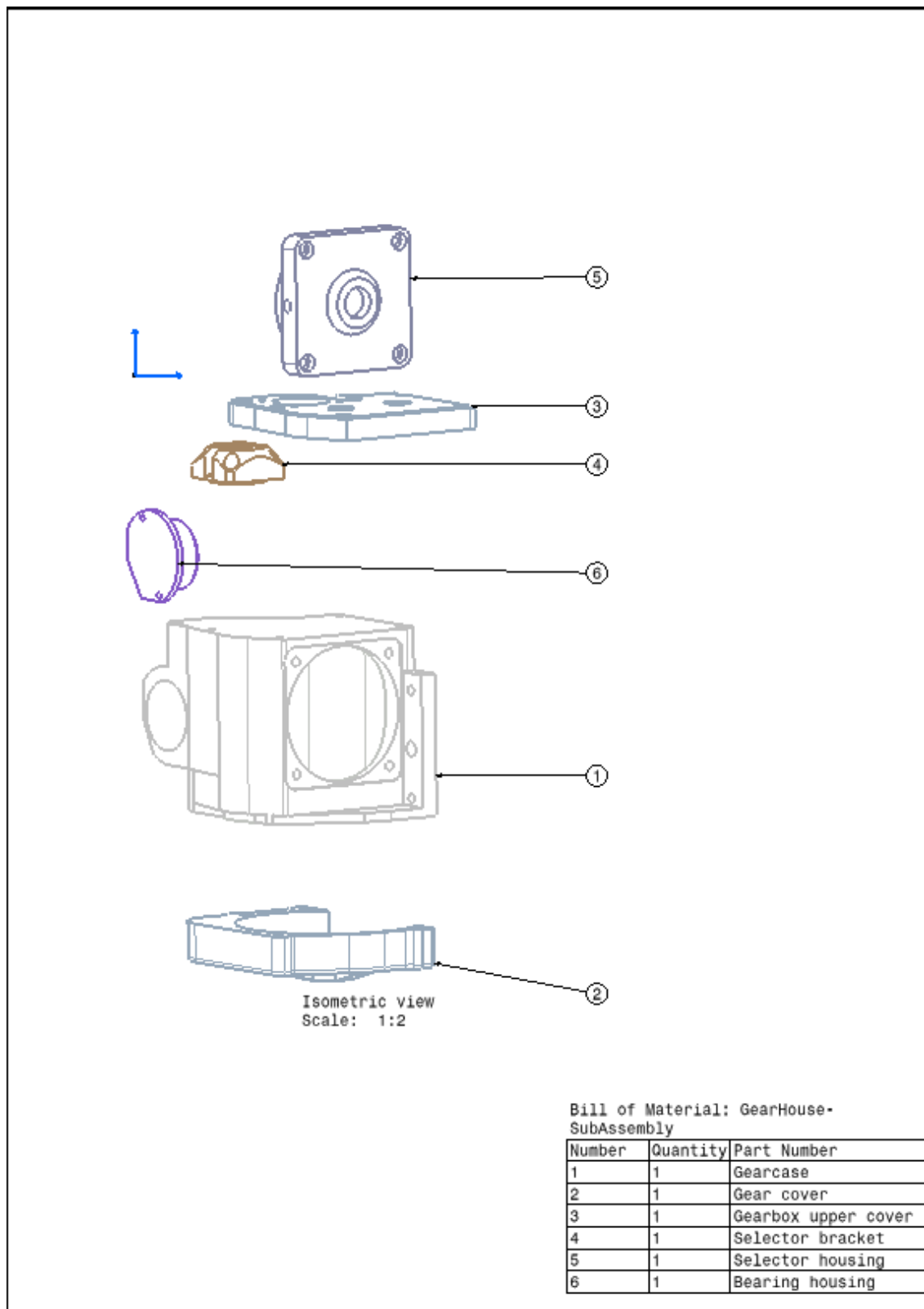
Bilaga A: Sprängskiss Mirage MM1000i



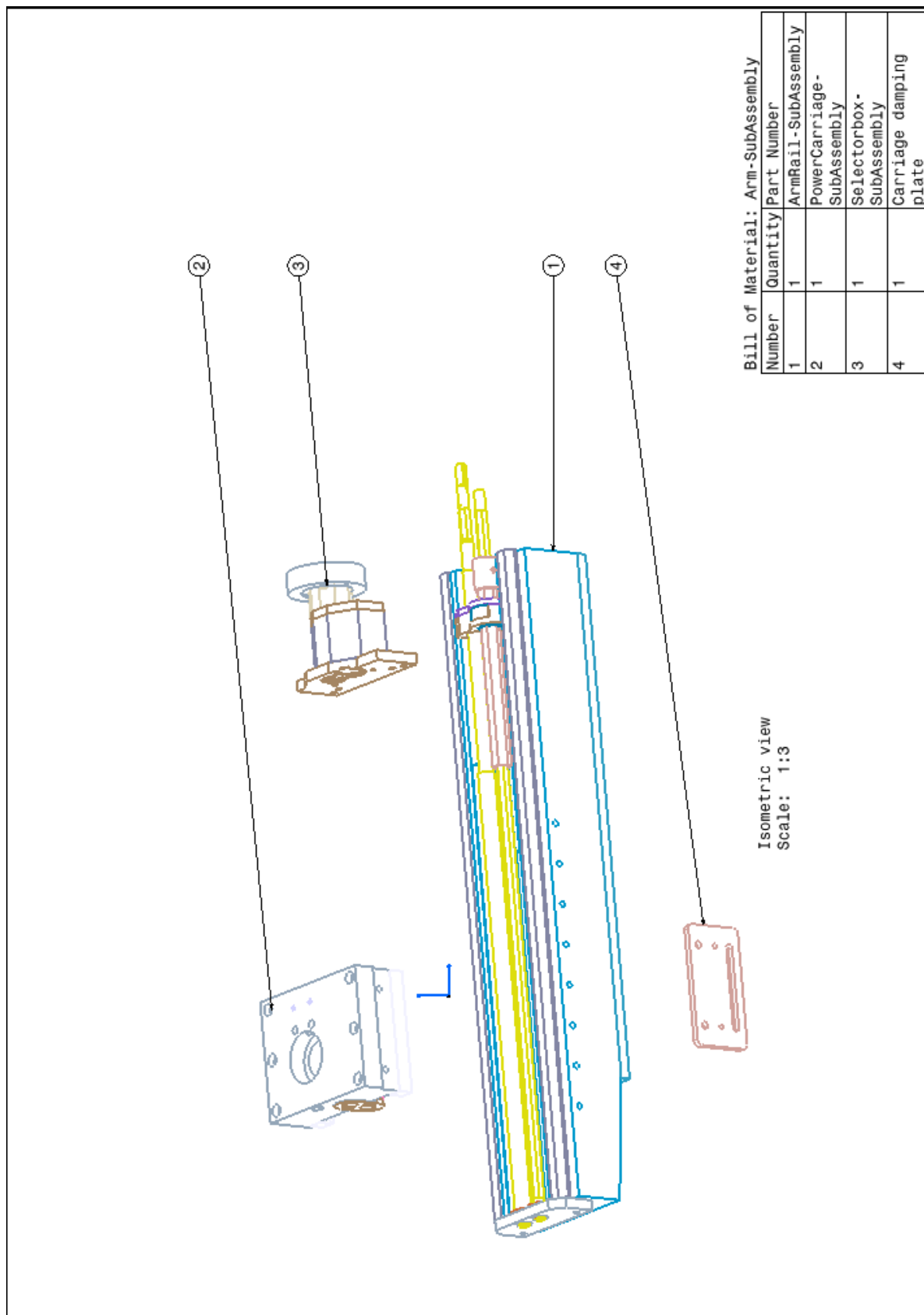
Bilaga B: Sprängskiss DriveHouse



Bilaga C: Sprängskiss Gear House



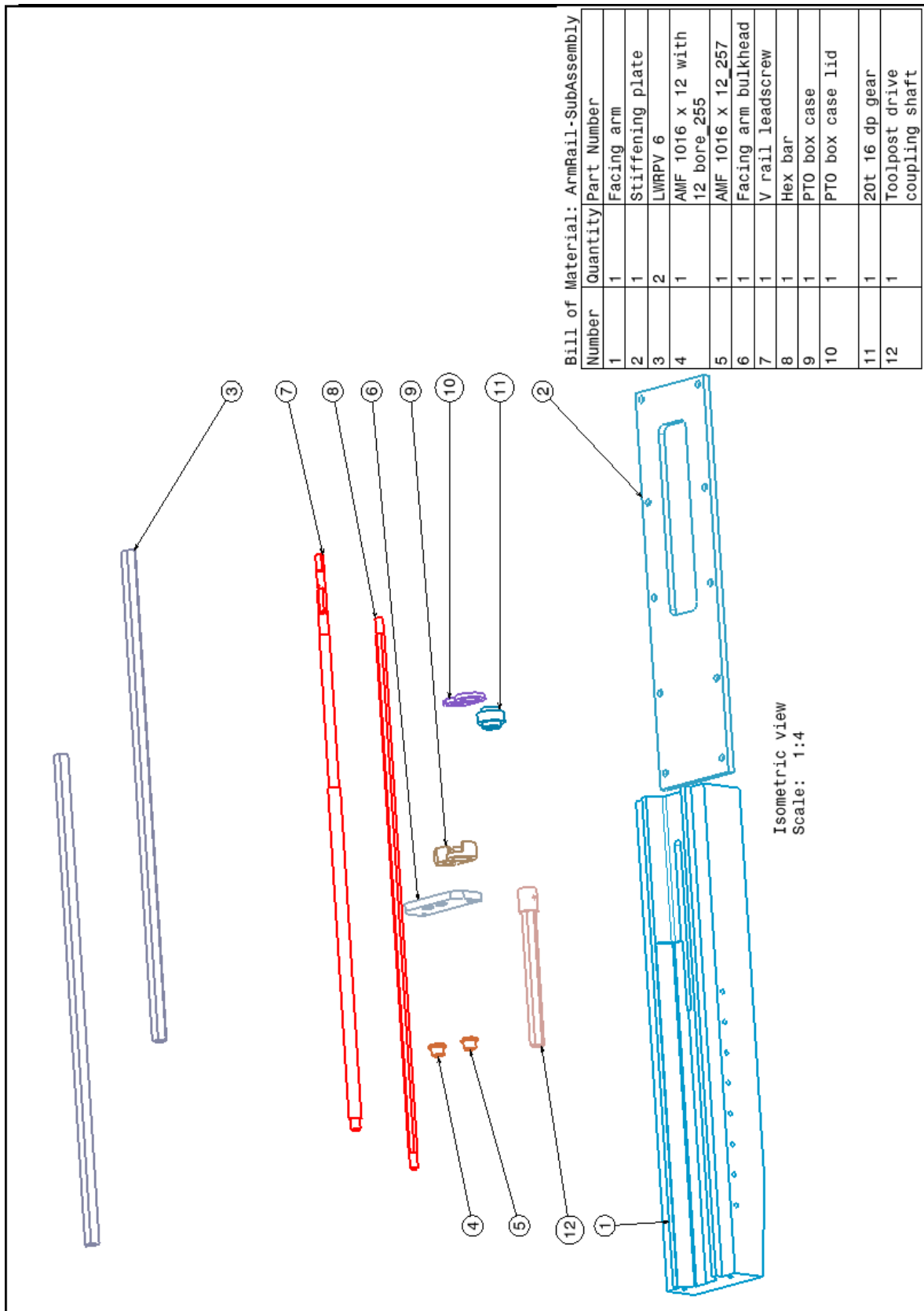
Bilaga D: Sprängskiss Arm - Sub assembly



Bill of Material: Arm-SubAssembly

Number	Quantity	Part Number
1	1	ArmRail-SubAssembly
2	1	PowerCarriage-SubAssembly
3	1	Selectorbbox-SubAssembly
4	1	Carriage damping plate

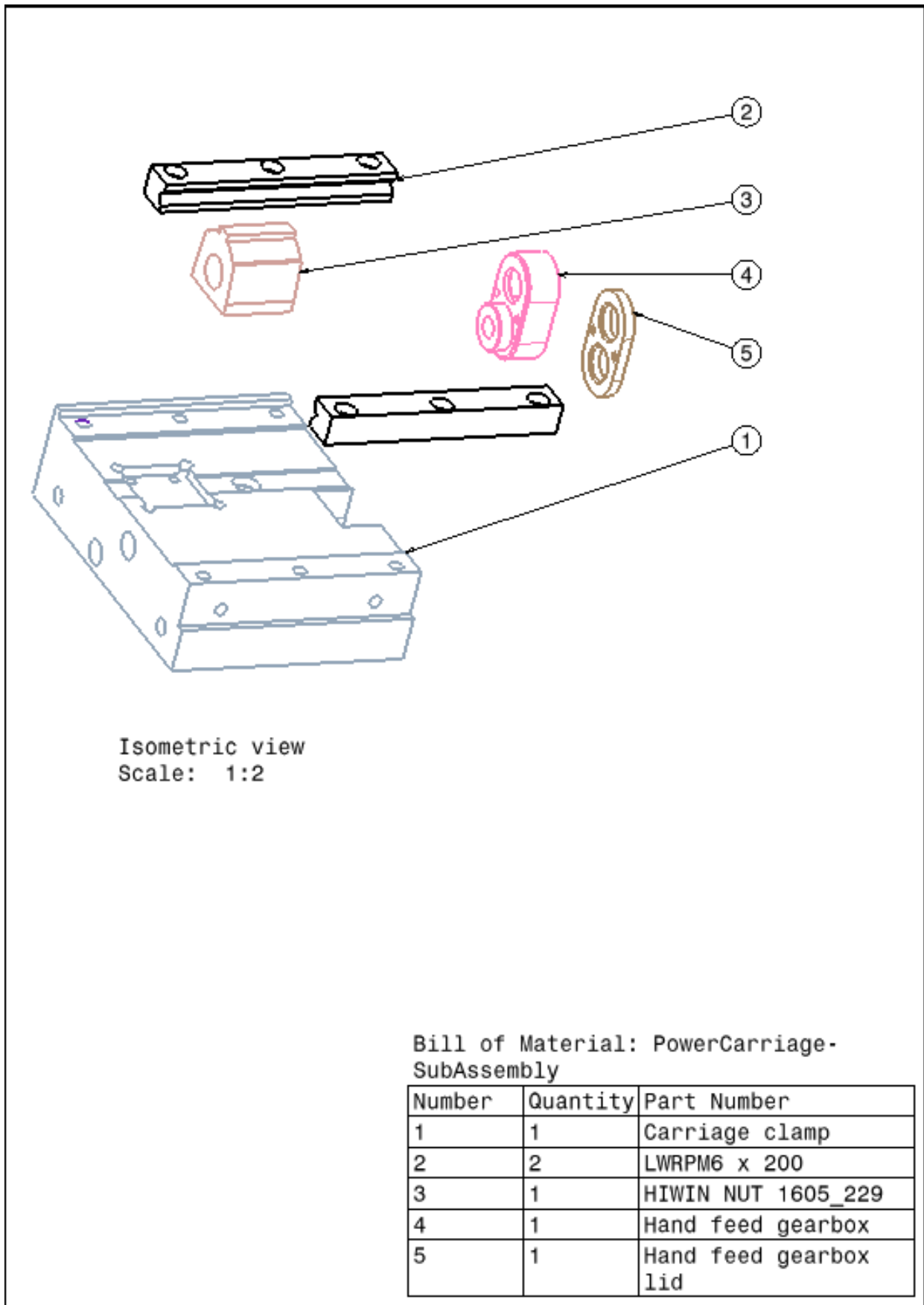
Bilaga E: Sprängskiss ArmRail



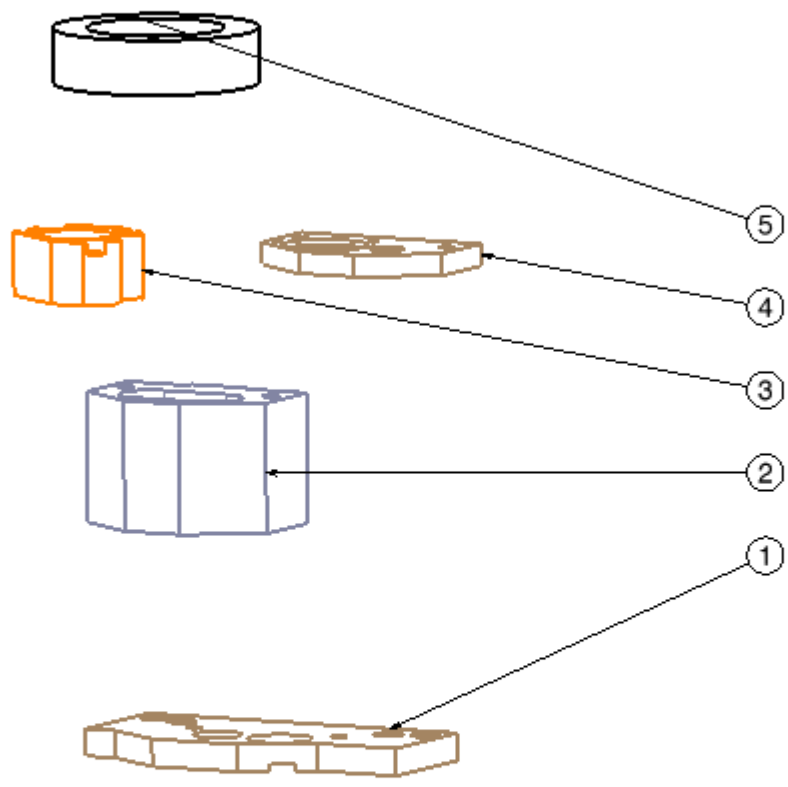
Bill of Material: ArmRail-SubAssembly

Number	Quantity	Part Number
1	1	Facing arm
2	1	Stiffening plate
3	2	LWRPV 6
4	1	AMF 1016 x 12 with 12 bore_255
5	1	AMF 1016 x 12_257
6	1	Facing arm bulkhead
7	1	V rail leadscrew
8	1	Hex bar
9	1	PTO box case
10	1	PTO box case lid
11	1	20t 16 dp gear
12	1	Toolpost drive coupling shaft

Bilaga F: Sprängskiss PowerCarriage



Bilaga G: Sprängskiss Selectorbox

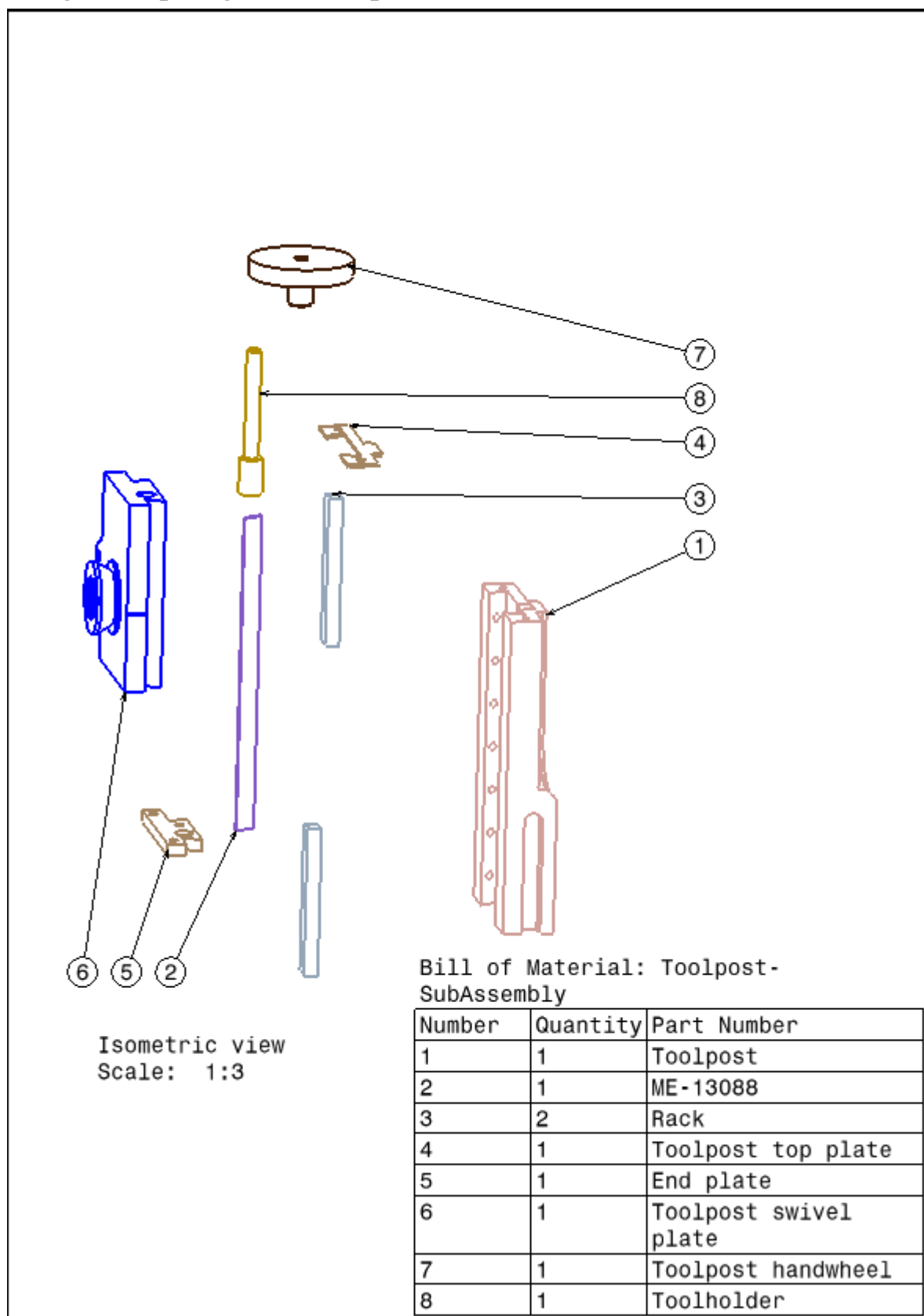


Isometric view
Scale: 1:2

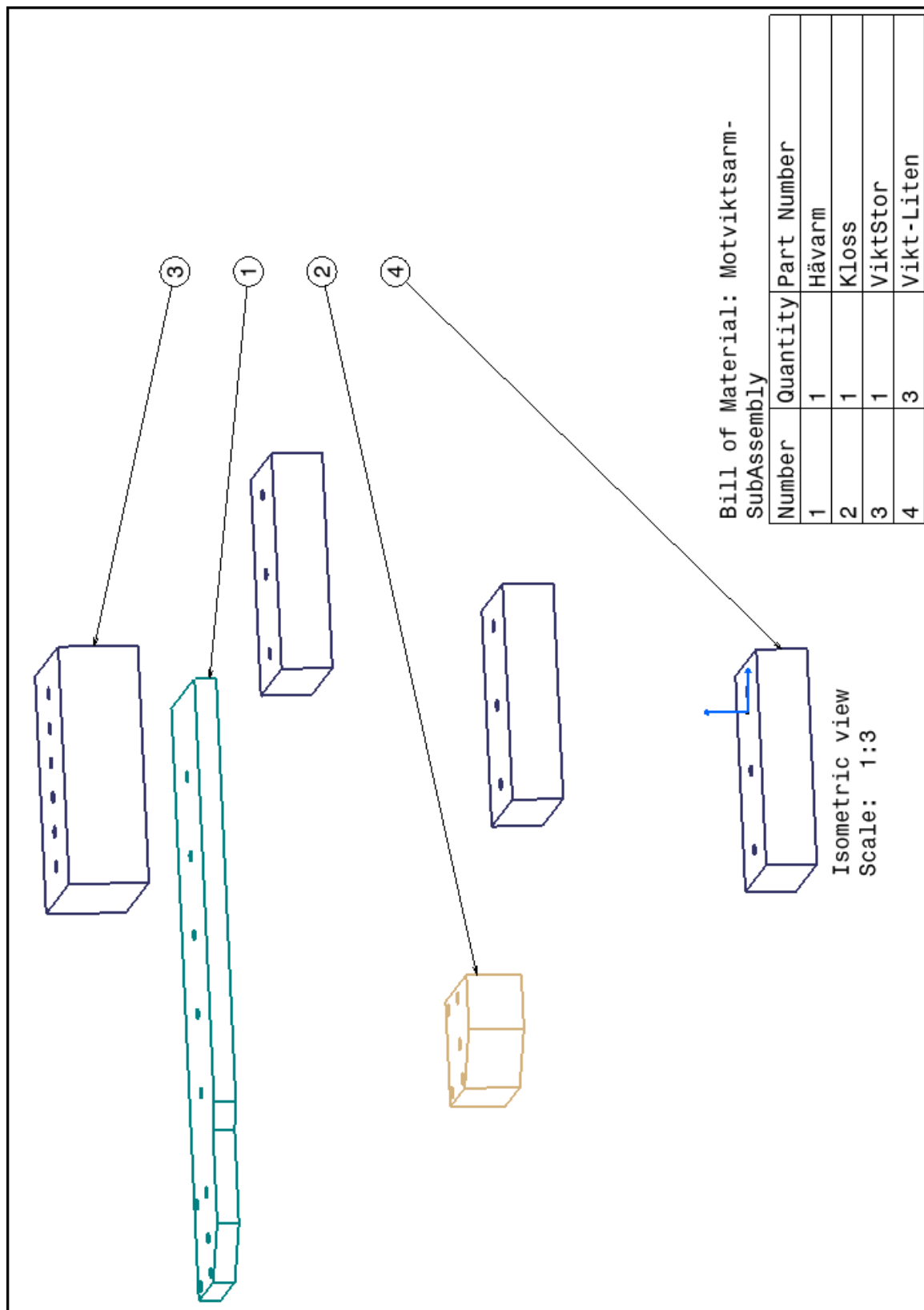
Bill of Material: Selectorbox-SubAssembly

Number	Quantity	Part Number
1	1	Thrust plate
2	1	Selector box
3	1	Bearing housing
4	1	Selector box end cap
5	1	Handwheel

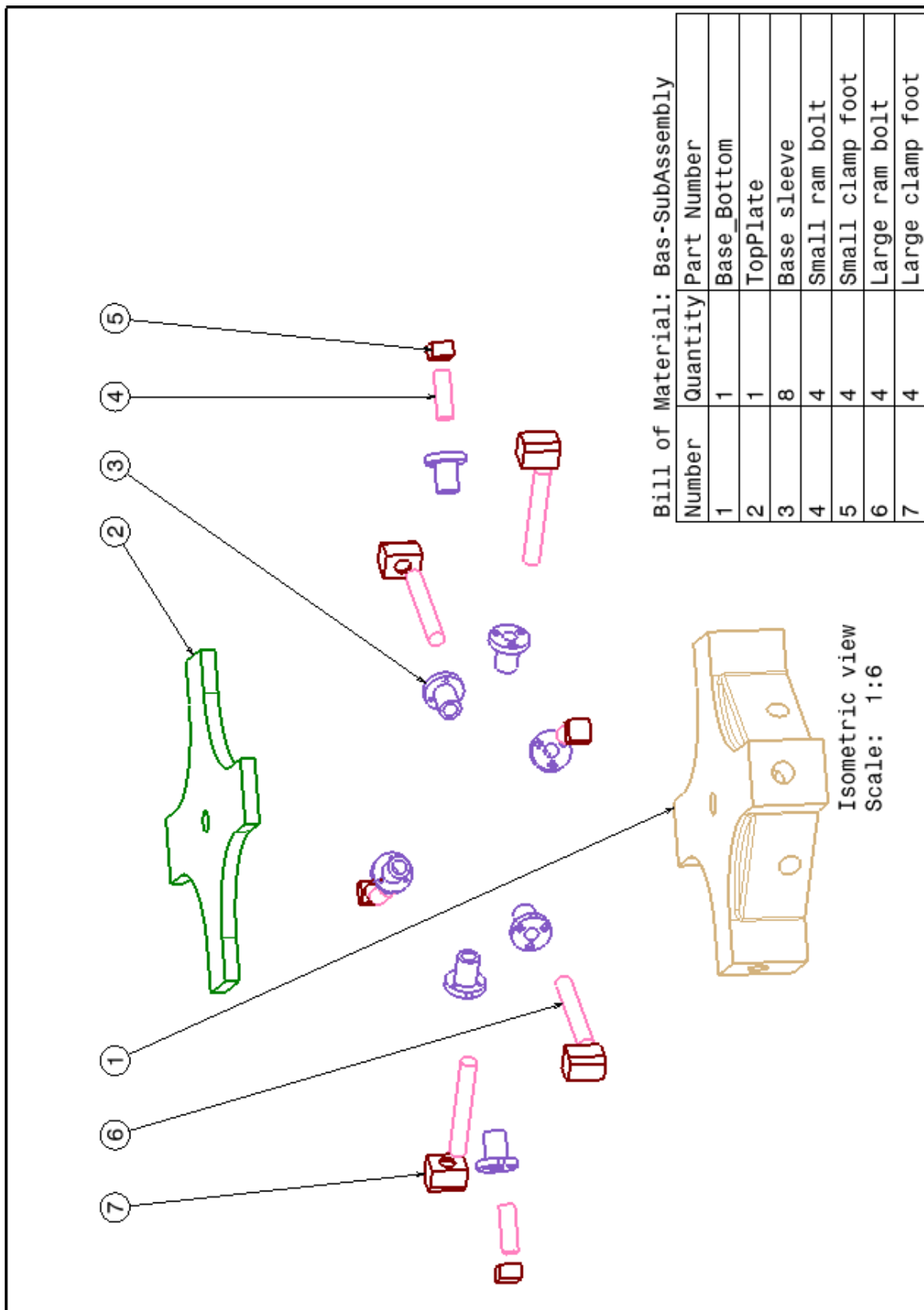
Bilaga H: Sprängskiss Toolpost



Bilaga I: Sprängskiss Motviktsarm



Bilaga J: Sprängskiss Bas



Bilaga K: Sprängskiss Mast

