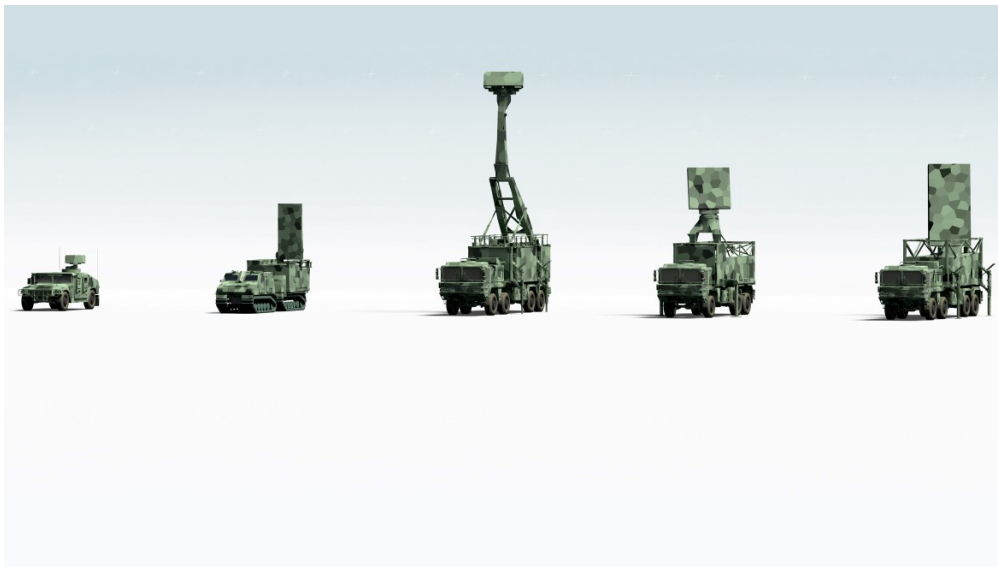




CHALMERS
UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



Framtagning samt utvärdering av vridbordskoncept

Underlag för beslutsfattande om egentillverkning av vridbord
för Saab Surveillance

Mekatronikingenjörsprogrammet

Erik Berglund & Fredrik Rohlén

KANDIDATUPPSATS 2017:06:02

Framtagning samt utvärdering av vridbordskoncept

Underlag för beslutsfattande om egentillverkning av vridbord för
Saab Surveillance

Erik Berglund & Fredrik Rohlén



CHALMERS

Produkt- och produktionsutveckling
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2017

Framtagning samt utvärdering av vridbordskoncept
Erik Berglund & Fredrik Rohlén

© ERIK BERGLUND & FREDRIK ROHLÉN 2017,

Handledare: Erik Lindälv, Saab Surveillance
Examinator: Erik Hultén, Product Development

Kandidatuppsats 2017:05
Produkt- och produktionsutveckling
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Telefon +46 31 772 1000

Omslag: Saab Surveillance yt-baserade radarfamilj för land och sjö.

Typeset in L^AT_EX
Göteborg, Sverige 2017

Sammanfattning

För att en radarantenn ska kunna kartlägga omgivningen i 360° krävs att den monteras på ett vridbord som roterar. I dagsläget köper Saab Surveillance in sina vridbord från utomstående bolag. Detta arbetet syftar att undersöka möjligheten för Saab Surveillance att istället konstruera och producera sina vridbord på egen hand och i så fall hur motorn bör dimensioneras. Genom denna rapport har Saab Surveillance ett underlag att utgå från i deras avvägning huruvida de ska fortsätta köpa tjänsten utifrån eller själva utveckla ett vridbord.

Underlaget består av en kravspecifikation för vridbord, ett program i MATLAB med användargränssnitt avsett för simulering av elmotorer samt ett generellt förslag på hur en vridbordslösning kan se ut. I förslaget visas vilka komponenter, i form av elmotor, lager och transmission, som är bäst lämpade för att klara de krav som ställs på utrustning som används i försvarsindustrin. Förslaget innefattar även ritnings-skisser och monteringsanvisningar. Beslut kring förslaget föregås av beräkningar på hållfasthet, prestanda och effektförbrukning, kostnadskalkyler etc.

Arbetets resultat visar på att ett koncept med direktdriven elmotor är att föredra. Dels på grund av fördelarna med att transmission kan uteslutas samt att den utökar vridbordets funktionalitet. Nästa steg i processen är att ta fram en fysisk prototyp för testning och vidare utveckling.

Keywords: Vridbord, Transmission, Hållfasthet, Koncept, Lager, Elmotor, Encoder, MATLAB

Summary

In order for a radar antenna to rotate 360° it has to be mounted on a turntable which generates a constant rotating motion. Saab Surveillance is currently purchasing their turntables from an external company. This thesis will investigate the possibility for Saab Surveillance to develop and create their own turntable solution. With this report Saab Surveillance will have a basis when taking decision whether to continue purchasing external turntables, or to start manufacture turntables in-house.

The basis consists of a specification of requirements, a MATLAB program with user interface for bench marking electrical motors, and also a draft for what a turntable solution might look like. The draft will show which type of components, including motor, bearing, transmission and encoder, that is considered to be most suitable for this task as an turntable in the defence industry. The draft also includes blueprints and mounting instructions. Decisions made in the project are based on calculations for solidity, performance, energy consumption, cost calculations etc.

The thesis shows that a solution with a direct drive rotary motor is to be preferred. Mostly because of the functional advantages, but also because that it eliminates the need for transmission and all the problems that may come with it. Worth noting is that no components or mechanics was tested physically. Instead all development was made on the drawing board.

Keywords: Turntable, Transmission, Solidity, Draft, Bearing, Electrical motor, Encoder, MATLAB

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte & mål	1
1.3	Omfattning	1
1.4	Avgränsingar	2
2	Teori	3
2.1	Radarm	3
2.2	Vridbord	4
2.2.1	Transmission	5
2.2.2	Lager	8
2.2.3	Elmotor	12
2.2.4	Pulsgivare	17
2.3	Chock- och vibrationslaster	17
2.3.1	Chock	17
2.3.2	Eigenfrekvenser och vibrationer	18
2.3.3	Krafter i skruvförband	18
2.3.4	Livslängd och felintensitet	20
2.4	Konceptgenerering	21
3	Metod	23
3.1	Kravspecifikation	23
3.2	Konceptgenerering	23
3.3	Beräkningar	23
3.4	Komponentsökning	24
4	Kravspecifikation	25
4.1	Intervjuer	25
4.2	Sammanställning och utformning av krav	25
5	Konceptgenerering	27
5.1	Morfologisk matris	27
5.2	Elimineringsmatris	27
5.3	Pughs matris	28
6	Beräkningar	31
6.1	Tröghetsmoment	31

6.2	Elmotorer	32
6.2.1	Utvärderingsprov i MATLAB mot vindlast	32
6.2.2	Elmotorns felintensitet	38
6.2.3	Utväxling motor fast varvtal	38
6.2.4	Effektförbrukning motor fast varvtal	39
6.3	Lager	40
6.3.1	Livslängd	40
6.3.2	Styvhet	42
6.4	Skruvförband	43
6.4.1	Chock	45
6.4.2	Utmattning	48
7	Resultat	51
7.1	Koncept	51
7.1.1	Lager	51
7.1.2	Motor	52
7.1.3	Encoder	52
7.1.4	Konceptförslag	53
7.1.5	Montering	55
7.2	Kostnad	56
7.3	Felintensitet	58
7.4	Vikt och utrymme	58
7.5	Arbetsförmåga	59
8	Diskussion	61
8.1	Kravspecifikation	61
8.2	Konceptgenerering	61
8.3	Utvärderingsprogram	62
8.4	Komponentval	62
8.5	Skruvförband	64
8.6	Miljöaspekt	64
8.7	Säkerhet	64
9	Slutsats	67
	Referenser	69
A	Appendix	I
A.1	Elimineringsmatris	I
A.2	Kravspecifikation	II
A.3	Beräkningar skruvförband	XVI
A.4	Komponentlista marknadsundersökning	XIX
A.5	Mekanisk spänningsgraf för XSU08 från Schaeffler	XXI

1

Inledning

1.1 Bakgrund

En modern radar avsedd för militärt bruk har som uppgift att upptäcka mål på marken eller i luften. För att en radarantenn ska kunna avläsa omgivningen i 360° måste den vara placerad på en roterande enhet. Det som får radarn att rotera är kallat för ett vridbord. Vridbordet består av en eller flera motorer som via axlar och eventuellt transmissioner får toppskivan att rotera i jämn hastighet. Under lång tid har utformningen av vridbord sett i stort sett likadan ut, utan att några större utvecklingssteg tagits. Därför finns det ett stort intresse i att undersöka hurvida alternativ teknik kan appliceras i vridbordet. Saab Surveillance i Göteborg är intresserade av att ta fram samt producera egna vridbord till nya radarmodeller. Ett grundläggande arbete behöver utföras för att återupprätta den kompetens kring vridbord som tidigare fanns i företaget samt efterforska nya teknologier som finns på marknaden.

1.2 Syfte & mål

Målet med detta examensarbete är att ett antal koncept för vridbordslösningar tas fram och sedan utvärderas och jämförs med avseende på funktionalitet, prestanda, driftsäkerhet etc. Detta i syfte att ge Saab Surveillance det underlag samt verktyg (program i MATLAB, kravspecifikation etc.) som kommer behövas för att fatta beslut om framtida konstruktion av vridbord. Efter att relevanta krav fastställts i en kravspecifikation genomförs en marknadsundersökning för att inhämta information och sammanställa en lista på relevanta komponenter till koncepten. Med hjälp av de komponenter som listas i marknadsundersökningen kan koncepten jämföras mot varandra i olika utföranden.

1.3 Omfattning

De mål som arbetet önskar uppnå är följande:

- Kravspecifikation:
En kravspecifikation ska tas fram, vilken senare i projektet fungerar som ett styrdokument för vridbordskonceptens funktionalitet och komponenternas karaktäristik.

- Marknadsundersökning:
En marknadsundersökning genomförs för att sammanställa möjliga vridbordskomponenter.
- Beräkningsprogram i Matlab för elmotorer:
Ett beräkningsprogram konstrueras i MATLAB för att ge möjlighet att utvärdera motorernas prestanda.
- 4-5 koncept med tillhörande ritningar:
De bäst lämpade koncepten beskrivs mer ingående med tillhörande ritningar.
- Teknisk rapport:
En slutrapport över projektet och dess resultat.

1.4 Avgränsingar

Följande avgränsningar ska tas i åtanke i projektrapporten:

- Arbetet omfattar endast teoretiska koncept. Detaljnivå anpassas i samråd med handledare utefter den tid som finns till förfogande under projektets gång.
- Någon prototyp kommer ej att tas fram under arbetet.

2

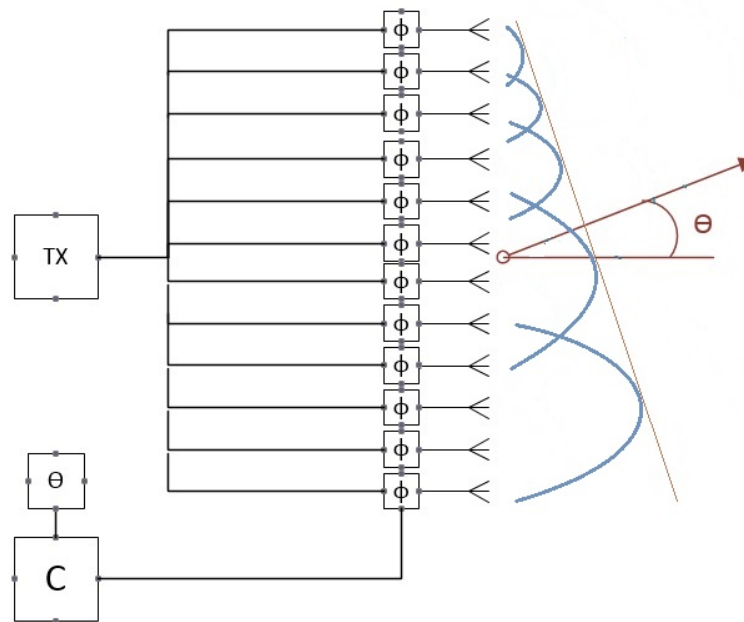
Teori

De teoretiska referensramar som arbetet utgått ifrån kan läsas nedan. Vridbordet och dess uppbyggnad beskrivs varefter de ingående delarna beskrivs mer noggrant. Delavsnitten innehåller även formler som använts för beräkningar samt för att ge en ökad förståelse för särskilda beslut.

2.1 Radar

Radar är utrustningen och tekniken som används för att på avstånd upptäcka olika farkosters avstånd, kurs, höjd och hastighet och även för att kartlägga terräng. Systemet består huvudsakligen av tre delar. En sändare för elektromagnetiska vågor i antingen micro- eller radiovågsspektrat, en antenn som både förstärker signalen men även tar emot den, och en processorenhet som behandlar informationen och ger en visuell bild av omgivningen. Den moderna radarn uppfanns strax innan andra världskriget och utvecklades mer eller mindre parallellt av alla stormakter som senare deltog i kriget.

Antennens design varierar mellan olika användningsområden. Den vanligaste sorten är paraboloida antenner som har hög förstärkning och god förmåga att fokusera radiovågor. På fartyg används oftast SWG-scanners (Slotted waveguide) som inte har någon reflektor utan sänder ut vågorna direkt genom öppningar i radarspegeln. Avståndet mellan, och storleken på dessa öppningar i förhållande till våglängden, är avgörande för att kunna bestämma vågstrålens riktning. SWG-scanners har bristfällig förmåga att positionsbestämma objekt i vertikal riktning. Dock är detta något som sällan behövs för fartyg till havs. Phased array radarantennar består av jämnt fördelade antennelement av till exempel SWG-typ, vilket kan ses i figur 2.1. Varje antennelement har en diskret fasförskjutning vilket skapar en fasgradient över elementytan, vilket förstärker signalen i den önskade riktningen och filtrerar bort signaler i övriga riktningar. Phased array antenner är vanligt förekommande vid militärt bruk och är den slags antenn som är aktuell i det här projektet [13].



Figur 2.1: Illustration av en phased array radar. Transmittern(TX) förser radarelementen med en strömpuls som passerar genom en fasförskjutare(Φ) vilken styrs av en kontrollenhet(C). Vinkeln θ ger riktningen som radiovågorna ska färdas och därefter förskjuts strömpulserna till radarelementen i förhållande till varandra. De individuella radiovågorna är sfäriska men överlagrar varandra och utstrålar tillsammans en jämn vågfront från radarenheten.

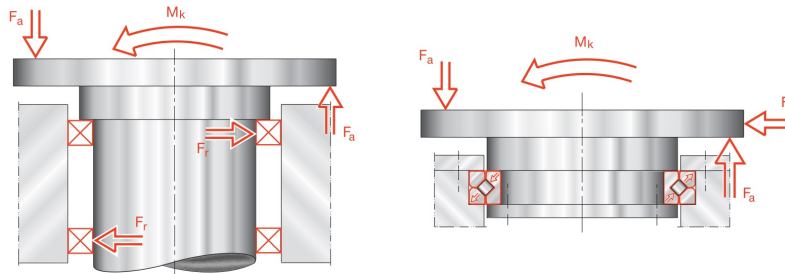
2.2 Vridbord

Vridbordets huvudsakliga funktion är att på ett stabilt och driftsäkert sätt rotera en enhet i ett önskat varvtal eller till en önskad position. Ett vridbord kan användas till olika ändamål, till exempel att rotera en radar på en stationär eller mobil plattform. Beroende på användningsområde anpassas vridbordet utefter de krafter som det kan utsättas för. Ett vridbord monterat på ett örlogsfartyg kan komma att utsättas för extrema väderförhållanden och yttre belastningar, till exempel från en minsprängning. Det ställs därför höga krav på vridbordets konstruktion för att säkerhetsställa att fartygets radar ska förbli operativ. Vridbordet innehåller även viktiga komponenter som möjliggör genomföring av signaler i vad som kallas en roterskarv samt pulsgivare som möjliggör noggrann positionsmätning under rotation.

Det finns olika tekniker för att konstruera ett vridbord¹. Allmänt drivs vridbordet av en elmotor som via en växel ger upphov till rotation. För att säkerhetsställa stabilitet i den roterande delen av vridbordet kan rotationsaxeln konstrueras på två olika sätt, se figur 2.2. Eftersträvarvärt är att minska längden på axeln för att på så

¹Erik Lindälv (Systemingenjör | Saab Surveillance), Diskussion 2017-02-07.

sätt minska hävarmen, då en kort axel ej är ett alternativ används lagringselement i axelns undre samt övre del för att skapa stabilitet.



Figur 2.2: Vridbordslösningar med ett respektive två lager. Återgiven med tillstånd från INA-Schaeffler[20].

De huvuddelar som ingår i ett vridbord avsedd för en radarenhet är följande:

- Lager
- Transmission
- Motor, med eller utan tillhörande växel
- Roterskarv
- Pulsgivare
- Kringliggande mekanik

2.2.1 Transmission

Transmissionens syfte är att överföra vinkelhastighet samt moment från motor till axel. Den enklaste formen av transmission består två kugghjul där rotationsrörelsen överförs via kuggar. För att beräkna utväxling (i) i en transmission används följande formel där ω är vinkelhastigheten och M är moment:[1][2]

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{ut}} = \frac{M_{ut}}{M_{in}} \quad (2.1)$$

Ekvation (2.1) visar även relationen mellan vinkelhastighet och moment. Då vinkelhastigheten minskar vid växling ökar momentet. Ytterligare en viktig beräkning vid användandet av transmission är dess verkningsgrad. Nedan visas formler för beräkning av verkningsgraden för en transmission, hastighets- samt belastningsverkningsgraden, där index 0 står för förlustfria förhållanden:[2]

$$\eta_{\omega} = \frac{\omega_{ut}}{\omega_{ut,0}} = \frac{i_0}{i_{\omega}} \quad (2.2)$$

$$\eta_M = \frac{M_{ut}}{M_{ut,0}} = \frac{i_M}{i_0} \quad (2.3)$$

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{in}} = \frac{M_{ut}}{M_{in}} * \frac{\omega_{ut}}{\omega_{in}} = \frac{i_M}{i_{\omega}} = \eta_M \eta_{\omega} \quad (2.4)$$

Mekaniska transmissioners funktion kan delas in i två olika principer, formbetingade och kraftbetingade transmissioner. Formbetingade transmissioner, som kugghjul

och kuggrem, överför rörelse och belastning med normalkraft medan kraftbetingade transmissioner, som kilrem samt flatrem, överför rörelse och belastning med friktionskrafter. En av de kraftbetingade transmissionernas nackdelar är den hastighetsändring som uppkommer på grund av slir-faktorn s . Slir-faktorn s är ett mått på den relativa hastighetsförlusten som uppstår.

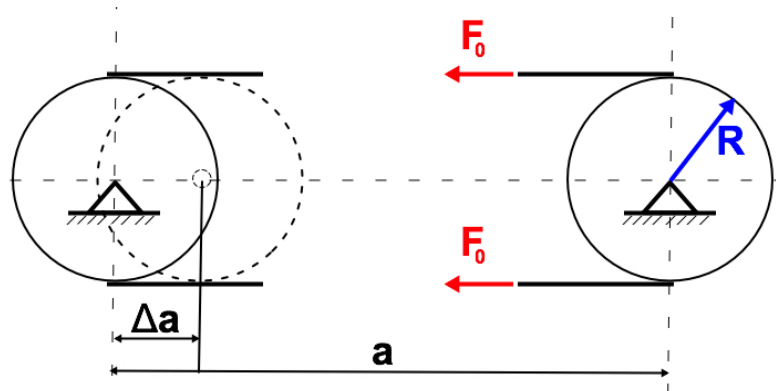
$$s = 1 - \eta_\omega \quad (2.5)$$

Formbetingad transmission har samarbetande kuggtal, z_{in} och z_{ut} , vilka bestämmer hastighetsutväxlingen. Formbetingade transmissioner arbetar synkront utan slirning vilket innebär att det ej uppstår hastighetsförluster [2][3].

$$i_\omega = \frac{z_{ut}}{z_{in}} \quad (2.6)$$

$$\eta \equiv \eta_M \quad (2.7)$$

En remväxel består av två eller flera remskivor samt en flexibel rem. Remmen är konstruerad av gummi, fiber eller kord på grund av materialens egenskaper att klara upprepade töjande belastning samt motstå töjning [1]. Remmen finns i tre olika utföranden: flatrem, kilrem samt kuggrem. Remtransmission kräver förspänning för att den ska fungera ordentlig, det betyder att en viss säkerhetsställas en viss kraft i den slaka delen av remmen. Det finns en mängd olika förspänningsmetoder där den mest förekommande är genom att tillse spänning genom att justera axelavståndet vilket beskrivs i figur 2.3.



Figur 2.3: Remväxel med givet axelavstånd

Kuggväxlar finns i en mängd olika utföranden beroende på axelorientering samt form. Kuggväxlar behöver ej förspännas, dock behöver de smörjas samt en noggrann passning för att fungera korrekt. Kuggarna på kugghjulen kan antingen vara raka, vilket är den enklaste och vanligaste formen, samt sneda vilket är en mer avancerad modell vars fördelar bland annat är en tystare drift [4]. Utväxlingen i en kuggväxel definieras som förhållandet mellan drivande axels varvtal samt den drivna axels varvtal. De förluster som uppstår i en kuggtransmission beror oftast på smörjningen. Om det inte är tillräckligt bra smörjning uppkommer förluster på grund av friktionen mellan kuggarna. Om det snarare är för mycket smörjning uppstår förlusterna då

fettet måste trängas undan mellan kuggarna, alternativt att det är så mycket så att det blir trögt för hela kuggen att rotera på grund av fettet. Verkningsgraden beräknas för rakkuggväxlar med parallella axlar med följande formel:

$$\eta_{fr} = 1 - \frac{\mu\pi\varepsilon}{2} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (2.8)$$

Där μ är friktionstalet, som mellan stål och stål är 0,42 utan smörjning och 0,11 med smörjning [7]. ε är ingreppstalet vilket ger ett mått på hur många av flankerna hos kuggarna som är i kontakt med varandra. Friktionstalet och ingreppstalet ska således hållas nere samt kuggtalen ska hållas höga för att åstadkomma en god verkningsgrad. För en transmission med två kuggar, med 30 respektive 50 kuggar, friktionstal på 0,11 samt ett ingreppstal på 1,75 blir verkningsgraden 98,4 % [1][2][3][4]. Tabell över bland annat transmissioners verkningsgrad kan ses i figur 2.4.

Egenskaper \ Typer	Kugghjuls- växel	Friktionshjul	Kedjedrift	Hydraulisk transmission	Kilremsdrift	Flatremsdrift	Kuggremsdrift
Kraftöverföring genom ingrepp (I) eller friktion (F)	I	F	I	—	F	F	I
Max överförbar effekt P, kW							
Normalfall	10 000	20	500	1 000	1 000	1 000	500
Specialfall	100 000	200	1 000	10 000	2 000	5 000	1 000
Max moment M, Nm	10^8	10^3	10^6	10^8	10^4	10^4	10^4
Max periferihastighet v, m/s							
Normalfall	50	25	15	—	30	50	60
Specialfall	100	50	30	—	50	120	100
Max utväxling							
Normalfall	15:1	9:1	6:1	100:1	10:1	15:1	15:1
Specialfall	50:1	15:1	15:1	∞ :1	15:1	25:1	50:1
Noggrannhet i utväxling (frånvaro av slirning)	hög	måttlig	hög	måttlig	måttlig	måttlig	hög
Typisk verkningsgrad η , % vid fullast	94—98	86—94	94—98	84—92	92—97	92—97	93—98
Driftstemperatur, °C							
Normalfall	−30/+150	−30/+150	−30/+150	−20/+100	−40/+80	−40/+80	−40/+80
Specialfall	−30/+250	−30/+250	−30/+250	−30/+150	−50/+120	−50/+120	−50/+120
Bullernivå	hög	låg	hög	hög	låg	låg	måttlig
Erfordrar smörjning	ja	ibland	ja	—	nej	nej	nej

Figur 2.4: Tabell över transmissioner och deras karaktäristik. Återgiven med tillstånd av Kjell Melkersson [2].

2.2.2 Lager

Vid överföring av moment från motor via axeln från den stationära plattformen till den roterande enheten krävs det att relativrörelsen sker utan ett för stort rörelsemotstånd. Den axiella kraften av enhetens tyngd ska tas upp. Även de böjande moment som rotationsrörelsen och framförallt vindmotståndet orsakar ska tas upp i lagret. Detta möjliggörs med hjälp av ett lagringselement vars uppgift är att minimera rörelsemotståndet. För att åstadkomma detta kan ett antal principer av lagringselement med olika egenskaper användas. Exempel på principer är radialbussning, rullningslager samt kulstyrning. Den princip som är aktuell för projektet är rullningslager, eftersom dessa lager är lättmonterade, robusta och har den styvhet som krävs, och det är således den princip som beskrivs vidare. Fördelarna med rullningslager är att de har enkla belastningsberäkningar, standardiserade, lågt rörelsemotstånd samt att de inte har höga krav på smörjning och skötsel. Rulllager består av följande huvudkomponenter:

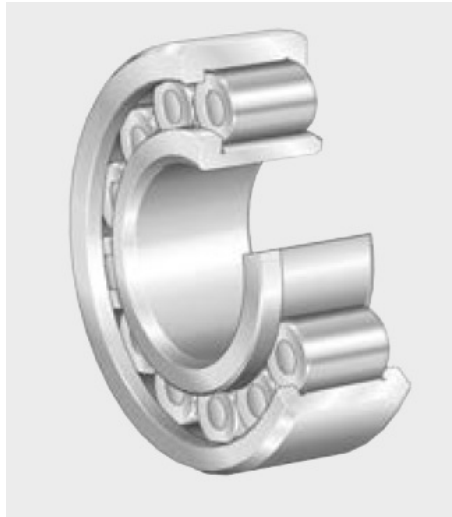
- Rullbanor (inner och ytterring)
- Rullkroppar och rullkroppshållare
- Tätningar (om nödvändigt)

Rullbanorna är med fördel av samma kvalitet som rullkropparna vad gäller ytjämnhet och hårdhet för att undvika nötningseffekt. Rullkropparna finns i flera olika utföranden och deras geometri präglar lagrets egenskaper. Det vanligaste utförandet är kulformade, men det finns också rullformade och nålformade lager. Dessa två har i grunden liknande geometri, men nållagrets rullar är mycket tunnare i förhållande till sin längd. De rullformade finns i tre underkategorier. Cylindriska, koniska och sfäriska. Sfäriska rullkroppar är bomberade, det vill säga att rullens geometri är anpassad för den aktiva rotationens krafter. Rullkroppshållarna håller rullkropparna på rätt inbördes avstånd. Dessa tillverkas ofta av plast eller lagerbrons, där materialvalet gjorts med tanke på att glidning mellan rullkroppar och hållare är oundvikligt och därför erfordras goda smörjnings- och nötningsegenskaper. Tätningarna håller smörjmedlet kvar inne i lagret och smuts ute. Ett lagers livslängd påverkas markant om det förorenas [11].

Det finns en mängd olika lagertyper på marknaden idag. Vridbordets konstruktion och utformning ställer grundläggande krav på vissa egenskaper. Lagret behöver tåla hög belastning i axelriktningen och även vara styvt nog att klara böjande moment på axeln. Nedan följer en kort genomgång av de vanligaste sorterna som kan tänkas passa för vridbordet och deras egenskaper.

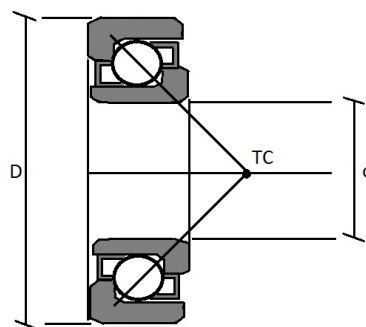
Spårkullager: Spårkullagegret är ett standardkullager och består av en eller två rader med kulformade rullkroppar. Spårkullager är i första hand avsedda för radiella krafter men klarar även av vissa axiella påfrestningar. Framförallt kan de tvåradiga lagren utan större problem belastas med böjande moment. Dessa tvåradiga lager kan sannolikt passa till vridbordets utformning.

Cylindriska rullager: Cylindriska rullager, figur 2.5, är enbart avsedda för radiella krafter men kan hantera små böjande moment. De kan dock tåla mindre axiella belastningar om de förses med flänsar. Det cylindriska rullagret är troligen inte lämplig för vridbord då kraftiga väderförhållanden ger upphov till höga böjmoment i axeln.



Figur 2.5: Cylindriskt Rullager. Återgiven med tillåtelse från INA-Schaeffler KG[20].

Vinkelkontaktkullager: Dessa lager finns i enkelsidigt eller dubbelsidigt utförande. De en-radiga är ej solida i konstruktionen och kräver att det finns en kraft i axelriktningen för att de ska sitta på plats. De har alltså ett tydligt tryckcentrum TC , figur 2.6. Tryckcentrum anger inom vilket vinkelområde riktningen från kraftresultanten är möjlig. Krafter från motsatt håll får lagret att falla isär. De två-radiga varianterna har god förmåga att ta upp laster från olika håll och kan tänkas appliceras i vridbordet.



Figur 2.6: Illustration av tryckcentrum(TC).

Radialnållager: Är avsedda för radiella krafter samt kan förskjutas en aning i axelns riktning. Innerringen kan ersättas helt av axeln om axelns kontaktyta är rätt dimensionerad och tillräckligt härdad.

Koniska rullager. Har liknande egenskaper som enradiga vinkelkontaktkullager men tål högre belastning eftersom rullagret har en större kontaktyta än kullagrets punktkontakt. Lagret har en svag antydning till TC men denna kan inte avgöras exakt eftersom normalkraftsresultanterna på rullens kontaktyta har samma riktning men saknar gemensam angreppspunkt. Koniska rullager kan ej ta upp böjmoment. I figur 2.7 visas ett koniskt rullager från INA-schaeffler.



Figur 2.7: Koniskt rullager. Återgiven med tillåtelse från INA-Schaeffler KG[20].

Sfäriska kul- och rullager: Dessa rullager upptar först och främst radiella krafter, i andra hand axiella och upptar ej något moment. Lagrens konstruktion tillåter istället en viss vinkeländring i förhållande till centrumlinjen. Denna egenskap ger lagret möjlighet till självinställning. Dessa är ej lämpliga för projektet då stabiliteten i axiell riktning inte kan säkerställas.

Sfäriska axiallager: Samma funktion som för sfäriska kul- och rullager fast tar istället upp axiellkrafter före radialkrafter.

Axialkullager, -rullager och nållager: Tar upp rent axiella krafter. Rullning utan glidning är dock bara möjlig på en enda radie. Axialkullagren är därför det lager som får minst glidning av de tre på grund av sin begränsade kontaktyta men lagrets konstruktion ger ändå en viss roterande rörelse över kontaktnormalen. Det vill säga att kullagret spinner. Hos nål och rullager ligger den glidningsfria kontaktytan ungefär i mitten av nålens eller rullens längd. I ändarna uppstår betydande glidhastigheter. Lagertypen kan vara applicerbar för vridbord men det finns en risk för att lagrets slitage kommer i konflikt med krav på hållbarhet.

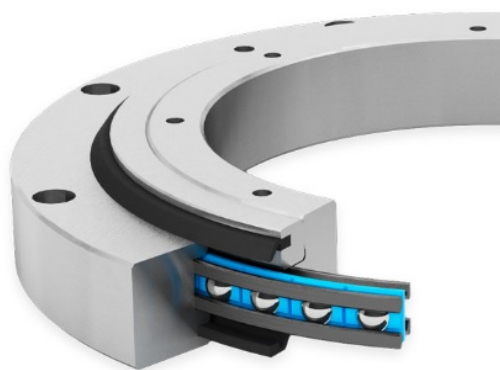
Kryssrullager: Kan bäst liknas vid en kombination av två motvända koniska rullager där varannan rullkropp tillhör endera av lagren, figur 2.8. En av antingen ytterringen eller inneringen måste därför vara delad i två för att förspänna lagret. Rullens längd är aningen mindre än dess diameter, detta för att undvika glidning i rullarnas ändtytor under belastning. Lagret har god förmåga att ta upp krafter i alla riktningar. Sannolikt är den här typen av lager mycket lämplig för projektets ändamål. Det kan dock finnas en kostnadsaspekt att ta hänsyn till.



Figur 2.8: Kryssrullager. Återgiven med tillåtelse från INA-Schaeffler KG[20].

CARB-lager: Kallas även toroidallager. Kombinerar nållager och sfäriska lagers egenskaper. Litet och robust radiellt inbyggnadsmått, och förmågan till axiell och vinkelmässig självinställning tack vare rullkropparnas jämviktsvillkor. Ett litet mellanrum runt rullkropparna möjliggör den axiella förskjutningen. Samma problem som för sfäriska kul- och rullager, ej stabilt nog för projektet.

Trådstyrt kullager. I ett trådstyrt kullager, figur 2.9, är kulkropparna fixerade mellan fyra tunna metallringar och rullkroppshållare i plast. Trådlagrets design gör att de är väldigt platseffektiva, även vid större dimensioner. Fördelarna med ett trådstyrt kullager är att de enkelt kan integreras i specialbyggd mekanik samt att de är kompakta, har en låg vikt samtidigt som de har en hög prestanda [10].



Figur 2.9: Trådkullager. Återgiven med tillåtelse från Franke GmbH.

2.2.3 Elmotor

Det vanligaste förfarandet att driva ett vridbord idag är med en elmotor. Grundprincipen för i stort sett alla elmotorer är att elektrisk energi omvandlas till rotationskraft genom att strömförande ledare skapar ett magnetfält som gradvis driver runt motoraxeln. Elmotorer finns i en mängd olika kategorier och utföranden där några av de vanligaste beskrivs nedan i 2.2.5. För att kunna designa vridbordet efter de krav som ställs är det viktigt att förstå motorernas karaktäristik och specifikationer. Det dynamiska vridmomentet är det vridmoment som en motor producerar vid olika rotationshastigheter med pålagd last. Det statiska vridmomentet är det vridmoment motorn uppbär i stillastående tillstånd, d.v.s när $P_{ut} = 0$.

Det kontinuerliga vridmomentet som ges vid en viss rotationshastighet är beroende av det dynamiska vridmomentet. Det dynamiska vridmomentet ger därför en bra indikation på hurvida motorn klarar att upprätthålla det arbetsvridmoment som eftersträvas under en längre tid. Det maximala vridmoment är det högsta dynamiska vridmoment som motorn är dimensionerad för att klara vid sitt arbetsvarvtal.

Elmotorns parametrar

För att kunna avgöra motorns prestanda och lämplighet för aktuella användningsområden betraktar man motorns parametrar. Dessa parametrar är konstanter vilka ger information om olika förhållanden i motorns samt motorns egenskaper [6].

Back-EMF: Vid drift inducerar rotorn en spänning i spolarna genom det roterande magnetfältet. Denna spänning refereras till som back EMF-spänningen, V_e . EMF står för Electro-Motive Force. Spänningen är direkt proportionell mot motorns vinkelhastighet då rörelsen ger upphov till back EMF-spänningen. Konstanten, K_e är alltså förhållandet mellan hastighet och inducerad spänning.

$$K_e = \frac{V_e}{\omega} \quad [V/(rad/s)] \quad (2.9)$$

K_e anger hur mycket spänning som kunde producerats vid en viss rotationshastighet om motorn hade körts som en generator. Spänningen som induceras under drift kan ses som ett motstånd som uppstår vilket tar en del av den matningsspänning som motorn har till förfogande.

Momentkonstanten: Momentkonstanten K_t , eller momentkänsligheten som den även kallas, beskriver förhållandet mellan det vridmoment som motorn och en given strömförbrukning Nm/A.

$$K_t = \frac{T}{I} \quad [Nm/A] \quad (2.10)$$

För en växelströmsmotor bör strömvärdet I ersättas med I_{rms} (root mean square). I_p är fasspänningens maximala värde.

$$I_{rms} = \frac{I_p}{\sqrt{2}} \quad [A] \quad (2.11)$$

Hastighetskonstanten: Hastighetskonstanten K_v är inversen av back EMF konstanten K_e . För en borstlös motor är K_v förhållandet mellan motorns hastighet när

den är olastad och drivs med sin maximala spänning. Förhållandet mellan de tre konstanterna kan ses nedan.

$$K_e = \frac{1}{K_v} \quad [(rad/s)/V] \quad (2.12)$$

Motorkonstanten: Motorkonstanten K_m ges av momentkonstanten genom roten ur den resistiva effektförlusten. K_m är därför ett mått på motorns förmåga att omvandla elektrisk energi till mekanisk. Ju större K_m desto högre verkningsgrad. Effektförlusten orsakas av resistansen i motorns lindningar.

$$K_m = \frac{K_t}{\sqrt{P_r}} \quad [Nm/W^{1/2}] \quad (2.13)$$

P_r skiljer sig åt mellan växelströmsmotorer och likströmsmotorer eftersom I ersätts med I_{rms} . För likström:

$$P_r = I^2 R_{DC} \quad [W] \quad (2.14)$$

En liknande ekvation fås för tre-fas växelström:

$$P_r = I_{rms}^2 R_{AC} = 3I_p^2 \frac{R_{AC}}{2} \quad [W] \quad (2.15)$$

Om ekvation (2.14) sätts in i ekvation (2.13) ser man att:

$$K_m = \frac{K_t}{I\sqrt{R_{DC}}} = \frac{T}{I^2\sqrt{R_{DC}}} \quad [Nm/W^{1/2}] \quad (2.16)$$

Då $P_{in} - P_{ut} = \Sigma P_{loss} > I^2 R_{DC}$ får vi att:

$$\sqrt{P_{in} - P_{ut}} > I\sqrt{R_{DC}} \quad [W^{1/2}] \quad (2.17)$$

Och på så sätt fås den minimala motorkonstanten som:

$$K_{m,min} = \frac{K_t}{\sqrt{P_{in} - P_{ut}}} \quad [Nm/W^{1/2}] \quad (2.18)$$

Vid tre-fas växelström sätts ekvation (2.15) istället in i (2.13) och ger:

$$K_m = \sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{K_t}{I_p \sqrt{R_{AC}}} \right) \quad [Nm/W^{1/2}] \quad (2.19)$$

Mekaniska tidskonstanten: Direktdrivna elmotorer har två tidskonstanter att förhålla sig till, den elektriska τ_e och den mekaniska τ_m . Motorns stegsvar är beroende av dessa två konstanter som anger tiden (i sekunder) som det tar för motorn att uppnå 63,2 % av respektive maxvärde med en impedansfri kraftförsörjning. 63,2 % fås från $1 - \frac{1}{e}$. För τ_m är det den maximala rotationshastigheten utan last och för τ_e är det den maximala strömförbrukningen med motorns rotor fixerad, det vill säga att vinkelhastigheten $\omega = 0$.

Vridmoment för roterande rörelse: Vridmomentet verkar i rotationsaxelns riktning och är vinkelrät mot både den pålagda lastens kraftvektor och den radiella förskjutningsvektorn, d.v.s avståndet mellan rotationsaxeln och den pålagda kraftens angreppspunkt. Vridmomentet T kan alltså beräknas som kryssprodukten mellan radien r och den pålagda kraften F .

$$T = r \times F \quad (2.20)$$

eller

$$T = rF \sin(\varphi) \quad (2.21)$$

där φ är vinkeln mellan kraftvektorn och förskjutningsvektorn. F kan i detta fall vara antingen en dynamisk eller en statisk kraft. För ett system med fast rotationsaxel avgörs det dynamiska vridmomentet genom förändringshastigheten av systemets vinkelmoment över tid. Ekvationen för det dynamiska vridmomentet ses nedan:

$$T = \frac{dM_a}{dt} \quad (2.22)$$

där M_a är systemets vinkelmoment. Enheten är i Nm/s och kan beskrivas som systemets tröghetsmoment J_p gånger rotationshastigheten ω . Alltså:

$$M_a = J_p \omega \quad (2.23)$$

Vridmomentet kan då skrivas som:

$$T = \frac{dJ_p \omega}{dt} = J_p \frac{d\omega}{dt} = j_p \alpha \quad (2.24)$$

där α är vinkelaccelerationen i [rad/s²]. Denna ekvation visar att ju mindre motorns tröghet är desto lättare är det för motorn att komma upp i önskad acceleration [6].

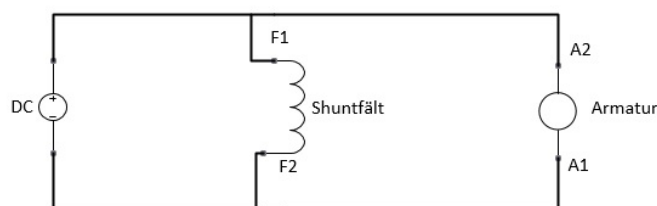
Motortyper: Nedan beskrivs principen samt egenskaperna hos olika elmotorer vilka kan vara aktuella för projektet.

Likströmsmotorn: Excitationen i en likströmsmotor skapas antingen genom permanentmagneter eller att fältspolar lindas runt fältpoler på den stationära delen. En likströmsmotor har två separata elektriska kretsar. Ett mindre polpar är anslutna till fältlindningarna som omsluter varje pol, och två huvudpolar som överför den kraftskapande strömmen till borstarna som har glidkontakt med rotorlindningarna. Energiförseln till magnetfältet är separerat från den till rotorn. Detta kallas separat excitering. Fördelar med likströmsmotorn är att dess enkla teknologi gör den lätt att styra med billig utrustning. Nackdelar är den låga IP-klassningen på motorn och underhållet som borstarna kräver. Borstarnas livslängd förkortas ytterligare om hastigheten är låg, som den är i vridbordets fall på grund av högre friktion [9]. Figur 2.10 visar en likströmsmotor från tillverkaren ebmpapst.



Figur 2.10: Likströmsmotor från ebmpapst. Återgiven med tillåtelse från ebmpapst.

Shuntmotorn: En shuntmotor har sin rotor parallellt över en likströmskälla, vilket visas i figur 2.11. Vid normal drift är spänningen konstant och motorns hastighet faller med ökad belastning. I det normala arbetsområdet liknar shuntmotorns karaktäristik asynkronmotorns, så dessa används ofta i samma syfte, dvs rotation med konstant hastighet. Om spänningen till motorn halveras kommer även rotorströmmen och magnetfältets styrka att halveras. Detta medför att motorns nya arbetseffekt har halverats, hastigheten är densamma men motorns styrka har minskat. Vid effekter över 1 kW är det nödvändigt med startströmsresistorer för att begränsa strömspikarna som uppstår när motorn startas.



Figur 2.11: Kretsschema för en shuntmotor. Armatur är den roterande delen av motorn som antingen är en permanentmagnet eller en elektromagnet.

Borstlös permanentmagnetmotor: Borstlösa permanentmagnetmotorer behöver endast matning till statorn eftersom rotorn är försedd med magneter. Effekten på dessa motorer sträcker sig från 100 W till 500 kW och kan i vissa fall vara högre än så. I och med den friktionsfria rotationen som magneterna möjliggör blir motorns verkningsgrad hög. Den borstlösa motorn har hög kraft-täthet och motorns tröghet kan ofta tillverkas efter önskemål. Motorn är lätt att styra med PWM (Puls Width

Modulation) och är att föredra när det finns krav på jämn rotation eller snabb acceleration/deceleration. Dessa motorer har ofta hög IP-klassning vilket är en fördel i krävande miljö. Exempel på en borstlös permanentmotor visas nedan i figur 2.12.



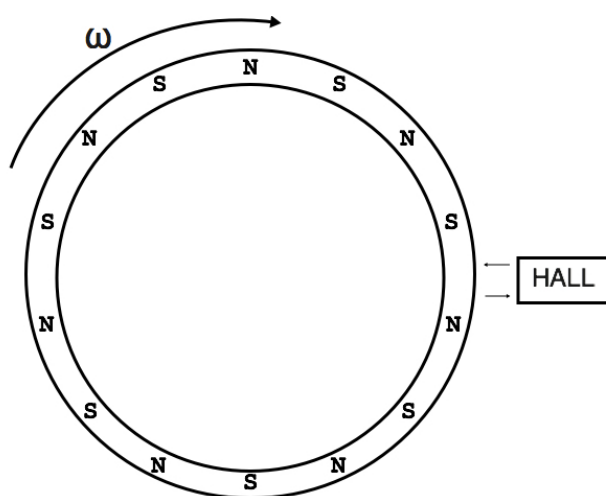
Figur 2.12: Direktdrivna borstlösa permanentmagnet-motor. Återgivna med tillåtelse från Akribis Systems.

Universalmotorn: Universalmotorn kan matas med både likström och växelström. Anledningen till att detta är möjligt är på grund av magnetfältet som skapas av strömmen, som också färdas genom armaturen. Om strömriktningen ändras så ändras även magnetfältets riktning. Detta håller vridmomentet positivt hela tiden. Hastighetsförändringarna blir omärkbare tack vare armaturens tröghetsmoment. Vanliga användningsområden är som motor i handverktyg och dammsugare. Dessa användningsområden innebär nästan alltid att de drivs med växelström.

Asynkronmotorn: Som i fallet med likströmsmotorn skapas i växelströmsmotorn en rotationsrörelse av att strömmar i statorn interagerar med rotorns magnetfält. Men istället för att strömmen matas genom borstar och kommutatorer så induceras de kraftproducerande strömmarna i rotorn av elektromagnetism. Därför kallas ibland asynkronmotorn för induktionsmotor. Statorns lindningar skapar alltså inte bara magnetfältet utan även den energi som sedan övergår i mekanisk energi. Avsaknaden av borstar och friktionen från dessa ger två fördelar jämfört med likströmsmotorn. Mindre underhåll och mindre energiförluster. Fördelar med asynkronmotorn är: goda dynamiska egenskaper, hög verkningsgrad, låg vridmomentpulsation, högt vridmoment även vid låga hastigheter och även högt vridmoment vid start. Asynkronmotorn är även lätt att styra med frekvensomriktare.

2.2.4 Pulsgivare

Pulsgivaren konverterar vinkelposition alternativt rörelse från en axel till en analog eller digital signal. Pulsgivaren används i radar-applikationer för att avgöra radarns riktning, varefter den använder informationen för att positionsbestämma de mål som den upptäcker. Pulsgivaren används även vid direkt-styrning av elmotorer, där den tillhandahåller drivelektroniken med aktuell rotor-position. Pulsgivaren består av två delar, avläsaren som är fast monterad samt roterande del som monteras på axeln som önskas positionsbestämmas. Den roterande delen består av ett band eller en ring med urfräsningar/hål vilka läses av med en givare. Det kan även vara ett magnetiskt band med nord- och sydpoler som läses av med hjälp av en Hall-sensor, vilket visas i figur 2.13.



Figur 2.13: Magnetisk pulsgivare med hall-sensor

Antalet urfräsningar/hål/poler på rotorn anger vinkelgivarens upplösning. Upplösningen kan även anges i bitar, där en 12-bitars pulsgivare har upplösningen $2^{12} = 4096$. Pulsgivaren benämns på engelska som "Encoder" vilket även förekommer vidare i rapporten [22].

2.3 Chock- och vibrationslaster

Nedan beskrivs chock- samt vibrationslaster som ett vridbord kan komma att utsättas för. En beskrivning görs även på hur belastningsberäkningar utifrån de laster vridbordet kan utsättas för utförs på skruvförband.

2.3.1 Chock

Vridbordet kommer att utsättas för yttre påverkan i form av olika krafter. Vridbordet är avsett att användas i militära syften vilket innebär att den kan komma att utsättas för kraftiga stötar eller explosioner i dess omedelbara närhet. Ett exempel på en sådan kraft kan vara från en minsprängning. Minsprängningen ger upphov till en chockvåg vilken påverkar fartyget som anges i antal G. Enheten G fås genom att

dividera den observerade accelerationen med gravitationskonstanten g . Exempelvis kan accelerationen $49,03325 [m/s^2]$ uttryckas som $5 G$ [14].

2.3.2 Egenfrekvenser och vibrationer

Då ett koncept ska konstrueras är ingående delars egenfrekvens intressanta. Egenfrekvensen är den frekvens materialet eller komponenten oscillerar vid då liten, om ingen, energi tillförs. Egenfrekvensen, där dämpning utesluts, kan beskrivas med följande formel:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [Hz] \quad (2.25)$$

där k är fjäderkonstanten och m är massan av komponenten/systemet. Egenfrekvensen utnyttjas i till exempel högtalare men i vårt fall kommer egenfrekvensen i systemet att vara en gränssättande faktor. Beräkningar behöver därför utföras på ingående delar i vridbordet för att bestämma egenfrekvensen och således säkerhetsställa att de oscillerande krafter som vridbordet utsätts för inte sammanfaller med egenfrekvensen. Det krävs mycket mer kraft för att sätta systemet i självsvängning om frekvenserna inte sammanfaller [12]. Beroende på var samt hur vridbordet kommer att placeras kommer den att utsättas för vibrationer. Vid till exempel placering på taket på ett mindre fyrhjuligt fordon kommer oscillerande accelerationskrafter att uppstå i x-, y- samt z-led vid framfart.

2.3.3 Krafter i skruvförband

De accelerationskrafter som uppstår vid chock-påverkan samt vibrationer kommer att vara dimensionerande vid val av skruvförband. Den kraft F som skruvförbandet utsätts för delas upp på antalet skruvar i förbandet. Då kraften verkar rakt uppifrån alternativt underifrån kommer kraften att fördelas ut jämnt mellan skruvarna.

$$F_n = \frac{F}{n} \quad [N] \quad (2.26)$$

För att säkerhetsställa att skruvförbandet klarar den yttre last F som uppstår beräknas den kraft som skruven utsätts för F_s med följande formel:

$$F_s = F_0 + \frac{c_s}{c_s + c_k} F_n \quad [N] \quad (2.27)$$

Där F_0 är förspännings-kraften i skruven, c_s är skruvens fjäderkonstant, c_k är den klämda delens fjäderkonstant. Fjäderkonstanterna beräknas med hjälp av tvärsnittsarean A , elasticitetsmodulen E för materialet samt klämlängden L_k .

$$c_s = \frac{A_s E_s}{L_k} \quad [N/m] \quad (2.28)$$

$$c_k = \frac{A_{kv} E_k}{L_k} \quad [N/m] \quad (2.29)$$

Ekvationen för c_k är något mer invecklad då den beror på ekvivalent tvärsnittsarea över klämförbandet vilken i sin tur beror på klämförbandets utformning. Ekvationen för c_k beskrivs noggrant i Kjell Melkerssons och Mart Mägis bok om maskinelement, kapitel 2.2 om Skruvförband [2]. Skruvförbandet kan även utsättas för en radiell last. Vid användning av skruv standardiserad av ISO (Internationella Standardiseringsorganisationen), t.ex M6, finns tabeller med, för skruven, tillåtna axiella samt radiella belastningar [16]. Ytterligare sätt att kontrollera om skruven klarar lastfallet kan göras genom att beräkna spänningen som uppstår i skruven σ_{sk} . Spänningen i skruven beskrivs enligt följande:

$$\sigma_{sk} = \frac{F_s}{A_{sp}} \quad [Pa] \quad (2.30)$$

Där A_{sp} är skruvens spänningstvårsnitt. Spänningstvårsnittet bestäms för skruv enligt ISO-standard, där d_1 samt d_2 finns tabulerade, med hjälp av nedanstående ekvation:

$$A_{sp} = \left(\frac{\pi}{16}\right)(d_1 + d_2)^2 \quad [m^2] \quad (2.31)$$

Det framtagna σ_{sk} jämförs sedan mot skruvens brottgräns σ_b . σ_b för skruv enligt ISO-standard beskrivs med en hållfasthetsklassning utskrivet på skruvens huvud. Hållfasthetsklassen anges av en sifferkombination, till exempel 8,8, vilket är den vanligaste klassen. Talet före punkten, i exemplet 8, anger skruvens brottgräns σ_b i enheten 100 MPa. Det vill säga en skruv med klassningen 8.8 har brottgränsen 800 [MPa]. Siffran efter punkten beskriver skruvens sträckgräns σ_s . Sträckgränsen fås genom att multiplicera punkt samt siffra med brottgränsen.

$$\sigma_s = 0,8\sigma_b \quad [MPa] \quad (2.32)$$

Enligt exemplet blir då sträckgränsen $0,8 * 800$ [MPa] vilket är lika med 640 [MPa]. Om $\sigma_{sk} > \sigma_b$ går skruven av. För att ta hänsyn till cykliska laster kan beräknas skruvförbandens dynamiska hållfasthet. Data för skruvförbands dynamiska hållfasthet från olika källor varierar [2] men för skurna skruvgångor kan tillåten spänningssamplitud $\sigma_{a,till}$ beräknas med hjälp av skruvdiametern d enligt följande:

$$\sigma_{a,till} = 0,75\left(\frac{180}{d} + 52\right) \quad [MPa] \quad (2.33)$$

Spänningsamplituden i skruven fås genom att beräkna $F_{s,min}$ samt $F_{s,max}$ utefter yttre kraftens min- samt maxvärde.

$$F_{s,a} = \frac{F_{s,max} - F_{s,min}}{2} = 0,5 \frac{c_s}{c_s + c_k} (F_{n,max} - F_{n,min}) \quad [N] \quad (2.34)$$

Om skruvförbanden ska dimensioneras efter dynamisk samt statisk belastning tecknas ett utmattnings-diagram, kallat Haigh-diagram, där tillåten amplitudspänning, sträckgräns samt brottgräns förs in. Genom att bestämma punkten B(σ_m, σ_a) kan man med hjälp av diagrammet enkelt avgöra om skruvförbanden klarar belastningen. Punkten B behöver ligga innanför den streckade linjen, vilket visas i figur 2.14.

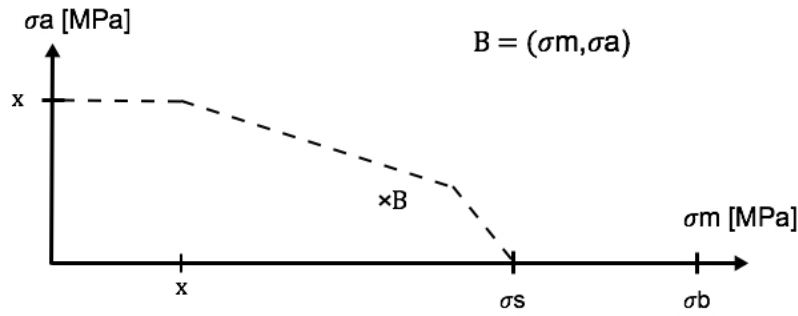


Figure 2.14: Haigh-diagram med belastningspunkt B

2.3.4 Livslängd och felintensitet

För att möjliggöra uppskattningar av livscykelkostnader samt bedöma serviceintervall för en produkt genomförs beräkningar på ingående komponenters livslängd samt felintensitet.

Nominell livslängd för lagringselement

Ett lagers nominella livslängd är en viktig faktor vid val av lager. Livslängdsformeln för lager enligt ISO anges vanligen på formen L_{10} , vilket är ett mått på rullningslagrets nominella livslängd (i miljoner varv), som 90 % av alla lager uppnår.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^c \quad [10^6 \text{ varv}] \quad (2.35)$$

C är en konstant för det aktuella lagrets dynamiska bärighet i enheten [N], P är lagerlasten i [N] samt lilla c är en dimensionslös konstant vars värde är 3 för kullager samt $\frac{10}{3}$ för rullager [11].

Felintensitet för elmotorer

För att estimerar felintensitet på elmotorer inom försvarsindustrin utgår man från MIL-HDBK-217 (Reliability prediction of electronic equipment), vilket är ett militärt standarddokument där gränsvärden och andra mätbara parametrar går att finna. I denna används Wilson och Smiths weibull-fördelade medellivslängdsmodell för elmotorer med mindre än en hästkrafts effekt [21]. Enligt den kan motorns felintensitet uppskattas enligt följande:

$$\lambda_p = \left\{ \frac{t^2}{\alpha_B^3} + \frac{1}{\alpha_W} \right\} \quad [\text{fails}/10^6 h] \quad (2.36)$$

Där t = operativ tid, α_B = weibullkaraktäristiken för motorlager och α_W = weibullkaraktäristiken för motorlindningar. Weibullkaraktäristiken för både motorlager och lindningar är beroende av motorns omgivningstemperatur T_A , vilket kan ses nedan.

$$\alpha_B = \left[10^{(2,534 - \frac{2357}{T_A + 273})} + \frac{1}{10^{(20 - \frac{4500}{T_A + 273})} + 300} \right]^{-1} \quad (2.37)$$

$$\alpha_W = 10^{(\frac{2357}{T_A+273}-1,83)} \quad (2.38)$$

Omgivningstemperaturen är dock bara en av många faktorer som påverkar en elmotors driftsäkerhet. Exempel på andra faktorer är höga vibrationer, bristande smörjning, fukt, och kemisk påverkan [6].

2.4 Konceptgenerering

Det finns utarbetade och beprövade metoder för att effektivt ta fram koncept vid produktutveckling. Vid konceptgenerering från grunden kan idéer användas för att generera alternativa dellösningalternativ. Vridbordets olika koncept kräver ej detta då dess uppbyggnad är känd sedan tidigare. Däremot så kommer olika varianter av de ingående delarna användas som alternativ, såsom olika sorters lager, transmission samt elmotorer. Del-lösningalternativen förs in i en morfologisk matris. Genom att dra linjer i matrisen kan totallösningar genereras. För att utvärdera, bedöma samt rangordna dessa totallösningar jämför man dessa mot kravspecifikationen samt de önskemål som ställs på färdig produkt. För att möjliggöra tidig eliminering av undermåliga koncept används en elimineringsmatris. I elimineringsmatrisen bedöms koncepten mot övergripande elimineringskriterier. De kriterier som ställs ska ej vara för specifika utan snarare väldigt övergripande, som till exempel: "Är konceptet realiserbart?". De koncept som avancerar utvärderas rangordnas sedan i en relativ beslutsmatris enligt Pugh. Konceptlösningalternativen viktas sedan mot varandra i syfte att i slutändan av konceptgenereringsfasen kunna rangordna koncept efter hur väl de uppfyller de tyngst viktade kraven. Varje kriterium ges en fem-gradig betygsskala vilket sedan används i en kriterieviktmatris enligt Kesselring. Med hjälp av dessa matriser kan nu ett beslut tas om vilket koncept som bör användas. Beaktning bör dock tas till att det kan finnas osäkerhet i dessa värden, betygsskalan samt att koncept kan få mycket snarlika meritvärden vilket kan försvåra beslutet [8].

3

Metod

Arbetet kom att delas in i tre huvuddelar där fokus initialt låg på framtagning av kravspecifikation för vridbordet. Den andra delen av arbetet blev en koncept-genererande fas där olika lösningsförslag tas fram. Den sista delen bestod av beräkningar samt tester på lager och motorer. Parallellt med de sista två delarna utfördes kontinuerliga komponentsökningar i syfte att hitta intressanta och lämpliga komponenter.

3.1 Kravspecifikation

Kravspecifikationen fungerade som ett styrande dokument för det fortsatta arbetet i projektet. De val och inriktningar som togs i projektet kunde ställas och värderas mot kravspecifikationen för att säkerställa att de grundläggande projektmålen hållits. För att precisera relevanta krav för vridbordet inleddes arbetet med intervjuer med sakkunniga personer på Saab samt genomgång av tidigare kravspecifikationer samt styrande dokumentation.

3.2 Konceptgenerering

Den koncept-genererande fasen inleddes med framtagning av en lista på komponenter som kan tänkas användas i vridbordet. Med hjälp av listan togs en morfologisk matris fram vars syfte var att generera en mängd koncept. Ej hållbara koncept sållades sedan ut med en elimineringsmatris samt Pughmatris där kontroll mot kravspecifikationen gjordes för att utse relevanta elimineringskriterier. Med hjälp av matriser och beräkningar kunde sedan ett slutgiltigt koncept motiveras. Det tillvägagångssätt som valdes beskrivs i kapitel 2.4.

3.3 Beräkningar

Beräkningar utfördes för de koncept som fortfarande är aktuella efter beslutsmatriserna. För att underlätta framtida beräkningar samt dimensionering av direktdrivna motorer utvecklades ett Matlab-program som simulerar motorerna mot de belastningar som vridbordet kan utsättas för. Hållfasthetsberäkningar gjordes i syfte att bestämma vridbordets egenfrekvens samt undersöka vilka laster mest utsatta skruvförband klarade av. Resultatet från beräkningarna ställdes gentemot motsvarande värden i kravspecifikationen för att säkerställa konceptens funktionsduglighet.

3.4 Komponentsökning

Komponentsökningen utfördes för att få en överblick över vilka komponenter som fanns på marknaden och som skulle kunna vara lämpliga i projektet. Data för komponenterna söktes i leverantörernas databaser och i de fall då information saknas fördes en maildialog med teknikkunniga på företagen. Dialog med företagen hölls även för att få feedback på hur deras produkt borde användas alternativt om de hade förslag på liknande produkt som var mer lämpad för vår applikation.

4

Kravspecifikation

I syfte att underlätta komponentsökningen samt urvalsprocessen för koncept sammanställs en lista med krav för vridbordet. Kravspecifikationen, bilaga A.2 ger initialt en mer ingående beskrivning av syftet med den slutgiltiga produkten, vilka funktioner och egenskaper den förväntas inneha samt de yttre påfrestningar den ska kunna hantera. Dessa krav inhämtas från MIL-standarder, intervjuer med sakkunniga och med hjälp av en äldre kravspecifikation, som sammanställts av Saab vid ett tidigare tillfälle för en annan typ av vridbord. Införskaffandet och bearbetningen av denna information beskrivs nedan.

4.1 Intervjuer

För att dra nytta av den kunskap och kompetens som finns på Saab anordnades intervjuer med personer som innehar spetskompetens inom de områden som är relevanta för kravspecifikationen. De möten som genomfördes var mycket nyttiga och de bidrog till en ökad förståelse för hur en kravspecifikation bör utformas samt de mest vitala punkterna som måste inkluderas. De personer som intervjuades var specialiserade på områden som hållfasthet, mekanik, service och livslängd, systemfrågor, vindlaster och termoanalys samt ansvarig för specificering av liknande detaljer. Den samlade informationen från dessa intervjuer samlades i ett dokument för att sedan bearbetas och föras in i kravspecifikationen. Det framgick tidigt att produkter med militära syften reglerades av en mängd standarder inom flera separata områden. Personerna vi intervjuade gav riktlinjer om var i dessa standarder relevant information kunde hittas för vår typ av produkt. En del av de krav som ställs i specifikationer är baserade på erfarenheter samt uppskattningar från tidigare projekt. Dessa krav saknar därför hänvisning till standard-dokument.

4.2 Sammanställning och utformning av krav

Intervjuerna gav förutom konkret information om vilka krav som ställs även hänvisningar till standarddokument där gränsvärden och andra mätbara parametrar går att finna. De krav som inte var relevanta för det aktuella användningsområdet sorterades bort. Kraven delades in i prioriteter utefter hur viktiga de är för slutresultatet. Prioriteringen är ej rangordnad med siffror utan indelad i ska och bör. I kravspecifikationens avsnitt 6.3, *Kraft och effektprestanda*, faställdes inget krav utan istället gavs olika alternativ till lösningar som sedan kommer värderas under komponentsökningen. Valet av lösning kan innebära konsekvenser i form av platskrävande

samt dyr utrustning i ämnesområden vilka ligger utanför projekts gränser. Nämn-da konsekvenser ska tas i beaktande när val görs. Krav i 9.1 *Vikt, mått och volym* begränsar valet av komponenter och kommer att vara en av de mest gränssättande punkterna tillsammans med kostnadskravet. Uppskattade totala mått för vridbordet väntas ligga mellan 130 - 200 mm höjd och 250 - 450 mm diameter. För att vridbordets dimensioner ska falla inom dessa mått kommer vridbordet konstrueras med kort axel och lager med stor diameter, se figur 2.2. Men till punkter som 11.3 *Vibrationer*, och 12, *EMC*, kan information samt data vara svår att finna. Troligen krävs egna tester i Saabs laboratorium för att kunna verifiera att de uppmätta värden håller sig under givna gränsvärden.

Då den tidigare kravspecifikationen sammanställdes fanns enbart uppskattade beräkningar för motorns belastning vilket resulterade i att ett uppskattat lägsta krav på moment för elmotorn. Kravet baserades på vindlastberäkningar utförda för en större produkt som skalats ner för att passa vår applikation. För att i punkt 6.4, *Moment* undersöka krav på lägsta moment för motorn behöver beräkningar utföras på det moment som uppstår på grund av den vind som lasten utsätts för. Ett beräkningsprogram kommer därför att sammanställas där Saab i framtiden kan testa elmotorer mot givna vindlaster.

I avsnitt 6.1, *Rotationsprestanda*, ställs krav på vridbordets vinkelnogrannhet samt maximal böjning av vridbordet. Lutning orsakad av yttre kraftpåverkan ska ej överstiga 0,1 grader vilket ställer krav på vridbordets styvhet. Beräkningar behöver därför utföras på de lager som komponentsökningen resulterar i. Syftet med beräkningen är att ge Saab det underlag de behöver för att beräkna vridbordets totala styvhet. För en komplett styvhetsberäkning krävs data för kringliggande mekanik vilket ej ingår i arbetet. Vinkelnogrannheten i vridbordet uppnås genom att integrera en encoder. Egenskaperna hos en encoder beskrivs i kapitel 2.2.4.

Uppdragsgivare vill även inkludera ett krav på maximal kostnad för vridbordet vilket beskrivs i avsnitt 10, *Kostnad*. Kostnaden för samtliga komponenter, kringliggande mekanik samt montering får ej överstiga 100 000 kr. Komponentsökning ska därför innehålla kostnadsuppskattningar på samtliga komponenter. En uppskattning av totalkostnad sammanställs för de slutgiltiga koncepten samt att diskussion förs över dess beräknade livscykelkostnad (LCC).

Vid användandet av vridbordet är säkerheten en viktig aspekt vilket tas upp i kapitel 8.3 *Säkerhet*. För att värna om operatörens säkerhet tar vi upp ett antal punkter med förslag på säkerhetsmekanismer som bör finnas med. Bland annat bör det installeras en låsbar brytare, även kallat *Man Aloft Switch*, vilket förhindrar att vridbordet tas i drift då en person befinner sig inom rotationsradien. Funktionen är mycket viktig eftersom vridbordet driver en radar med strålning som är skadlig att vistas för nära. För att säkerhetställa att lasten förblir stilla vid exempelvis transport bör en mekanisk spärr integreras i mekaniken. Konstruktionen bör även vara robust nog att vid ett eventuellt haveri ska inte lasten eller vridbordet kunna orsaka ytterligare skador på person eller materiel.

5

Konceptgenerering

För att finna den lämpligaste lösningen används konceptgenereringsmetoden som beskrivs i avsnitt 2.4. Initialt sammanställs alternativ på komponenter vilka kan appliceras i ett vridbord för aktuellt syfte. Med hjälp av morfologisk matris genereras koncept vilka senare utvärderas i Eliminerings- och Pughs matris. De koncept som kvarstår utvärderas ytterligare med detaljerad skiss samt beräkningar.

5.1 Morfologisk matris

Den morfologiska matrisen har utformats efter vridbordets ingående komponenter vilka beskrivs i avsnitt 2.2.1. De lager, motorer samt transmissioner som direkt sågs som olämpliga för vridbordet togs ej med i den morfologiska matrisen. Ett exempel är det koniska rullagret som enbart tar upp axiella krafter i en riktning och valdes därför bort. Beslut togs att utesluta encoder och roterskarv i den morfologiska matrisen och istället fokusera på transmission, motor och lager. Detta för att val av encoder och roterskarv har liten inverkan på vridbordets mekaniska egenskaper och design. Dessa komponenter kan istället anpassas efter övriga komponenter och mekanik senare i projektet. Under varje kategori har olika varianter förts in, se figur 5.1. Totalt ingår fem typer av lager, tre typer av transmission samt två typer av elmotorer i den morfologiska matrisen. Det primära skälet till att enbart ta med två typer av elmotorer var att minska antalet koncept samt öka valfriheten av elmotor i slutändan. Då vridbord med direktdriven elmotor ej kräver transmission genererades följande antal koncept:

5.2 Elimineringsmatris

I arbetet används elimineringsmatrisen som verktyg för att tidigt urskilja lösningar av bristande kvalitet. För att utesluta ofungerande koncept i matrisen har följande frågor ställts:

- Uppfyller konceptet grundkrav?
- Är konceptet realiserbart?
- Kommer konceptet ligga inom kostandsramen?
- Är konceptet tillräckligt driftssäkert?
- Klarar konceptet krav på vikt?
- Klarar konceptet krav på storlek?

- Finns tillräckligt med information om ingående komponenter?

Alla koncept är i teorin realiserbara men då de ställdes mot ovan nämnda frågeställningar eliminerades åtta koncept. Beslut togs att helt eliminera koncept med konformade rullager på grund av att dess konstruktion ej har förmåga att hantera böjande moment samt axiella krafter underifrån utan att falla isär. Även lösningar med kullager diskvalificerades då kulornas punkt-kontaktyta är för liten för att kunna ta upp de böjande moment som vridbordet kan utsättas för under vindpåverkan. Ett visst glapp förekommer även i vanliga kullager vilket vid böjande moment kan ge upphov till vickande rörelser vilket påverkar vridbordets noggrannhet negativt. Samtliga transmissioner tog sig vidare liksom motorerna vilket resulterar i att tolv koncept tas vidare till Pughs matris. Elimineringsmatrisen kan beskådas i Appendix A.1.

5.3 Pughs matris

Pughs matris används i arbetet för att väga arbetets koncept mot ett referenskoncept efter sju kriterier. Referenskonceptet valdes slumpmässigt till koncept nummer 9. De kriterier som valts listas nedan och är tagna från kravspecifikationen i Appendix A.2:

- Funktionalitet
- Underhåll
- Driftssäkerhet
- Vikt
- Kostnad
- Utrymme

Till Pugh-matrisen valdes koncept 9 som referens eftersom den vid en snabb uppskattning antogs vara medelmåttig på flera punkter, som tex. vikt och kostnad. Pugh-matrisen, som kan ses i figur 5.2, resulterade i att nio koncept förkastades och enbart fyra koncept tas vidare. Den främsta anledningen att koncepten ej vidareutvecklas är på grund av deras bullernivå, kostnad samt vikt. Vikten för komponenterna kan ses i bilaga A.4. Kostnaden kommer att vara högre för samtliga koncept med en direkt driven motor jämfört med de med EC-motor. De koncept som innehåller kuggtransmission kan inte mäta sig med remtransmissionens låga bullernivå. Kostnaden för koncept med kuggtransmission kommer även att vara högre på grund av vridbordets breda rotationsaxel vilket resulterar i att kugghjul behöver specialbeställas alternativt integreras i mekaniken. Det kommer även att vara fallet för remtransmissionen, dock kräver kuggremmen inte lika avancerad mekanik vilket resulterar i en mindre konstruktionskostnad. Koncepten med vinkelkontaktlager tog sig inte vidare på grund av dess vikt samt att vinkelkontaktlagret kräver mer utrymme. Vikt och dimension för ingående komponenter finns listade i Appendix A.4.

Koncept	Transmission	Drift	Lager
1	Elmotor lågt varvtal		Trådkullager
2	Elmotor lågt varvtal		Dubbelt vinkelkontaktlager
3	Elmotor lågt varvtal		Konformat rullager
4	Elmotor lågt varvtal		Krysslager
5	Elmotor lågt varvtal		Kullager
6	Elmotor högt varvtal	Remdrift	Trådkullager
7	Elmotor högt varvtal	Remdrift	Dubbelt vinkelkontaktlager
8	Elmotor högt varvtal	Remdrift	Konformat rullager
9	Elmotor högt varvtal	Remdrift	Krysslager
10	Elmotor högt varvtal	Remdrift	Kullager
11	Elmotor högt varvtal	Rakkugg	Trådkullager
12	Elmotor högt varvtal	Rakkugg	Dubbelt vinkelkontaktlager
13	Elmotor högt varvtal	Rakkugg	Konformat rullager
14	Elmotor högt varvtal	Rakkugg	Krysslager
15	Elmotor högt varvtal	Rakkugg	Kullager
16	Elmotor högt varvtal	Snedkugg	Trådkullager
17	Elmotor högt varvtal	Snedkugg	Dubbelt vinkelkontaktlager
18	Elmotor högt varvtal	Snedkugg	Konformat rullager
19	Elmotor högt varvtal	Snedkugg	Krysslager
20	Elmotor högt varvtal	Snedkugg	Kullager

Figur 5.1: Kombinationsmatris med totalt 20 koncept

Pughmatris (Relativ beslutsmatris):													
Utfärdare:		Erik Berghund, Fredrik Rohlén						Skapad: 170301					
Saab AB		Chalmers						Modifierad: 170301					
Kriterier	Alternativ												
	Ref	1	2	4	6	7	10	11	12	14	16	17	19
Funktionalitet		0	0	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-
Underhåll	Kon-	+	+	+	0	0	0	+	+	+	0	+	0
Driftsäkerhet	cept	+	+	+	0	0	-	+	+	+	+	+	+
Vikt	9	-	-	-	+	-	+	0	-	0	0	-	0
Kostnad		-	-	-	0	+	+	-	-	-	-	-	-
Ljudnivå		+	+	+	0	0	0	-	-	-	-	-	-
Utrymme		+	-	+	+	0	0	+	+	+	+	+	+
Antal +		4	3	4	2	1	2	3	3	3	2	3	2
Antal 0		1	1	1	5	4	3	1	0	1	2	0	2
Antal -		2	3	2	0	2	2	3	4	3	3	4	3
Nettovärde		2	0	2	2	-1	0	0	-1	0	-1	-1	-1
Rangordning		1	3	1	1	4	3	3	4	3	4	4	4
Beslut	Koncept med rang 1 och 2 samt referens går vidare till nästa steg												

Figur 5.2: Pughs matris med koncept 9 som referens. Skillnaden mellan de olika koncepten beskrivs närmare i figur 5.1.

6

Beräkningar

De beräkningar som görs utförs främst i MATLAB med värden hämtade från dokument i Excel. Beräkningar på lager, tröghetsmoment, skruvförband samt elmotorer beskrivs nedan.

6.1 Tröghetsmoment

Initialt beräknas tröghetsmomentet på den last som vridbordet ämnats rotera. Dimensionerna för laster kommer troligtvis att ligga inom följande intervall:

- Höjd: 0,4 – 0,6 m.
- Bredd: 0,8 – 1,2 m.
- Djup: 0,3 – 0,5 m.
- Vikt: 50 – 60 kg.

Tröghetsmomenten för den tänkta lasten, vilken visas med koordinatsystem i figur 6.1, beräknas därefter med följande formel [18]:

$$I_x = \frac{m}{12}(d^2 + b^2) \quad (6.1)$$

$$I_y = \frac{m}{12}(b^2 + h^2) \quad (6.2)$$

$$I_z = \frac{m}{12}(d^2 + h^2) \quad (6.3)$$

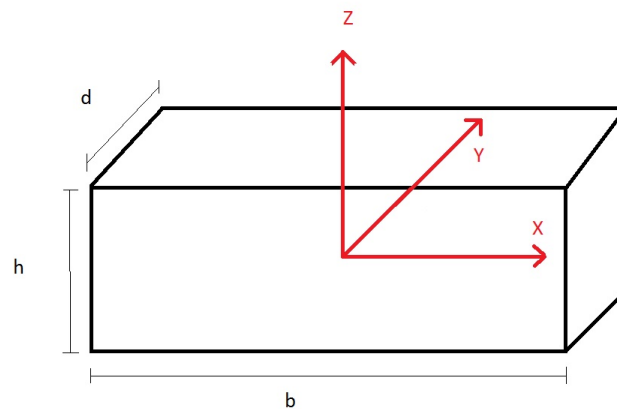
Vilket ger följande tröghetsmoment:

- $I_x \approx 5,7 \text{ kgm}^2$
- $I_y \approx 5,3 \text{ kgm}^2$
- $I_z \approx 1,9 \text{ kgm}^2$

Eftersom antennens tyngdpunkt kommer centreras i rotationsrörelsens centrum uppstår inga accelerationskrafter orsakad av driften.

Tröghetsmomentet används i MATLABprogrammet för att ta fram vinkelaccelerationen α och i sin tur det aktuella varvtalet n under simuleringen. Formeln kan ses i ekvation (6.4) där J är tröghetsmomentet och T är momentet. MATLABprogrammet beskrivs i 6.2.1.

$$J = \frac{T}{\alpha} \quad (6.4)$$



Figur 6.1: Last med koordinatsystem.

6.2 Elmotorer

För att testa de direktdrivna motorernas förmåga att rotera last i kraftig vind behöver data över elmotorns prestation mätas mot vindens påverkan under ett varv. Dessa beräkningar utförs med hjälp av ett MATLAB-program. För motorer med fast varvtal behövs beräkningar på moment och utväxling för att senare kunna dimensionera transmissionen. Eftersom elmotorn är en kritisk komponent i vridbordet behöver även en uppskattning av dess felintensitet göras.

6.2.1 Utvärderingsprov i MATLAB mot vindlast

För att underlätta val av elmotor till vridbordet behövs ett program som testar de direktdrivna motorerna mot de vindlaster som vridbordet kommer att kunna utsättas för. Programmet ska med hjälp av motorns konstanter samt begränsningar i ström samt spänningsmatningar testas hur väl de är kapabla att vidhålla ett varvtal på 60 rpm vid vindlaster på 45 m/s, vilket ger upphov till positivt samt negativt moment upp till 120 Nm. De motorkonstanter med tillhörande formler som används i MATLAB-programmet listas under elmotordelen i litteraturstudien. För att underlätta för användaren skapas ett användargränssnitt (GUI) där val av plot, motor, lager och vindlast möjliggörs.

Inläsning av extern data

De vindlaster som radarenheten potentiellt kan komma att utsättas för beräknas i programmet *Answorkbench18.0/AnsysFluent18.0* som simulerar hur enheten påverkas under olika vindförhållanden. Vinden ger upphov till ett vridmoment Nm vilket presenteras i ett excel-dokument med en upplösning på hundra mätningar per varv. Exceldokumentet läses sedan av i MATLAB med hjälp av funktionen *xlsread()*. För att underlätta införandet av nya motorer för beräkning skapas ett excel-dokument med samtliga motor-parametrar som behövs vid beräkningarna. De parametrar som förs in i dokumentet och som sedan läses in av MATLAB-programmet är:

- Inre resistans R_m [R]
- Back EMF-konstant K_e [V/(rd/s)]
- Momentkonstant K_t [Nm/A]
- Toppström I_p [A]
- Matningsspänning U_m [V]

Från samma dokument läser programmet även av vilken friktion aktuellt lager har. Friktionen adderas sedan till vindlasten. Friktionen i lagret är ett resultat av inspanning samt miljö-tätningar vilka ger upphov till friktion vilket översätts till ett moment.

Huvudfunktion

Beräkningsslingans uppgift är att undersöka hur motorn beter sig när den utsätts för de mätvärden som hämtas från vindlast-simuleringen. Syftet är att undersöka hur motorns varvtal, acceleration samt effektförbrukning ändras vid de olika vindhastigheterna. De beräkningar som beskrivs nedan kommer att genomföras mot samtliga hundra mätvärden från vindsimuleringen vilket ger ett slutgiltigt resultat på hur motorn beter sig under ett varv. Beräkningarna är uppdelade i funktioner för att förenkla programmets läsbarhet samt underlätta framtida modifieringar. Programmet inleds med att momentet som uppstår på grund av friktionen i det valda lagret adderas till den valda vindlasten. Tillsammans skapar de den totala last som motorn ska hantera. Vridbordet är avsett att rotera med ett konstant varvtal på 60 rpm vilket är det första som kontrolleras i programmet. Om absolutbeloppet av skillnaden i varvtal n_d över en mätpunkt $t = 0,001s$ överstiger ett förutbestämt värde, ungefär 0,1 till 0,5 rpm, beräknas det moment som krävs av motorn för att nu upp till 60 rpm. Då varvtalet är för lågt krävs ett ökat moment av motorn vilket adderas till lasten alternativt det moment som behöver bromsas in för att nå tillbaks till 60 rpm. Momentet beräknas med hjälp av ekvation (6.5).

$$T_{\pm} = \left(\frac{2\pi n_d}{\frac{60}{t}} \right) * J \quad [Nm = rad/s^2 * J] \quad (6.5)$$

Varvtalsdifferansen n_d förs tillsammans med lasten och roterande enhets tröghetsmoment i funktionen *motmom_diff* för beräkning enligt ekvation (6.5):

```

1 function [motor_moment] = motmom_diff(rpm_diff,tot_load,J,stepsize)
2 % If abs RPMdiff is greater than 0,1
3 if abs(rpm_diff) > 0.1
4     %Calc needed increased torque
5     mom_inc = rpm_diff*(2*pi)/60/stepsize*J;
6     %Add increased torque to motor torque
7     motor_moment = mom_inc + tot_load;
8 else
9     %No torque inc needed
10    motor_moment = tot_load;
11 end
12 end

```

Elmotorn är begränsad till ett maximalt vridmoment vid givet varvtal vilket kan ses i produktbladet för embpapst elmotor ECI-80.60-K1 D00 [24]. Vid högre belastningar kommer varvtalet att minska samtidigt som motorns maximala vridmoment kommer

att öka. I avsnitt om Back-EMF-konstanten beskrivs hur en inducerad spänning uppstår vid drift som generator. Vid drift som motor tas spänningen upp i rotorn vilket då innebär att motorn kräver den spänningen vid givet varvtal. Motorn har då differensen mellan matningsspänning och inducerad spänning i rotorn till sitt förfogande vid ökad belastning. Den inducerade spänningen räknas ut vid varje mätpunkt och ändras med varvtalet:

$$U_{emf} = K_e * \frac{2\pi n}{60} \quad (6.6)$$

Det toppmoment som står angivet i datablad för de elmotorer som undersöks är uppmätt då rotationen helt upphört. Motorns maximala vridmoment kommer således att förändras med det varvtal som vridbordet roterar med vid mätpunkten. Vid motvind kommer motorn belastas med ett mot-moment vilket kommer resultera i en deacceleration av lasten. I det läget kommer motorn att bli starkare då varvtalet sjunker. Motorns toppmoment C_{max} beräknas med hjälp av motormoments-konstanten samt kvarvarande spänning dividerat med motorns resistans.

$$C_{max} = \frac{U_m - U_{emf}}{R_m} K_t \quad [U/R * Nm/I] = [Nm] \quad (6.7)$$

Då motståndet övergår till ett positivt belastningsmoment kommer motorn behöva bromsa upp för att hålla konstant varvtal. Under inbromsningen kommer motorn att agera som en generator vilket medför att back-EMF-konstanten inte längre ger upphov till en spänningsförlust i lindningarna. Motorn antas därför kunna nyttja hela matningsspänningen vilket i sin tur medför att dess toppmoment blir högre än vid negativt belastningsmoment. Ovanstående regleras med följande funktion:

```
1
2 function [motor_peak] = get_peak(motor_moment, emf_volt, motor_resistans,
3   motor_supplyvoltage, motor_TorqueSens)
4     if motor_moment < 0
5         %Torque less than zero eliminates back-emf voltage
6         motor_peak = (motor_supplyvoltage/motor_resistans)*
7         motor_TorqueSens;
8     else
9         %Calculates peak torque with regard to back-emf loss
10        motor_peak = ((motor_supplyvoltage - emf_volt)/motor_resistans)
11        *motor_TorqueSens;
12    end
13 end
```

Accelerationen, och i sin tur varvtalet, räknas ut med hjälp av tröghetsmomentet samt differensen mellan motorns vridmoment och lastens moment enligt ekvation (6.4). Om lastens moment ej överstiger motorns toppmoment kommer accelerationen vara noll. När differensen blir negativ sker en deacceleration när motorn släpar efter, positiv differens ger motsatt effekt. Vid deacceleration fungerar motorn som en generator och inducerar istället ström i lindningarna. Dessa strömmar förbrukas då av ballastmotstånd. Varvtalet i sin tur räknas ut genom att addera föregående mätpunkts varvtal med nuvarande mätpunkts varvtalsändring. Varvtalsändringen fås genom att dividera vinkelaccelerationen med mätpunktens storlek i sekunder (0,001s) för att sedan omvandlas till enheten rpm.

```

1 %Acceleration
2 acc(i) = (motor_moment(i)-load(i)) / J;
3 %RPM
4 rpm(i) = (rpm(i-1)+(acc(i)*60*stepsize/(2*pi)));

```

I det sista skedet i programmet beräknas elmotorns mekaniska effekt samt totala effekt i syfte att kontrollera motorns verkningsgrad samt effektförbrukning. Elmotorns mekaniska effekt räknas ut med hjälp av det aktuella varvtalet ω samt det dynamiska vridmomentet T .

$$P_{mech} = T \times \omega \quad (6.8)$$

Den elektriska effekten i elmotorn räknas ut med hjälp av formeln för effekt vid likström.

$$P_{el} = U \times I \quad (6.9)$$

Verkningsgraden för en likströmsmotor fås genom att dividera den mekaniska effekten med den förbrukade elektriska effekten.

$$\eta = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \quad (6.10)$$

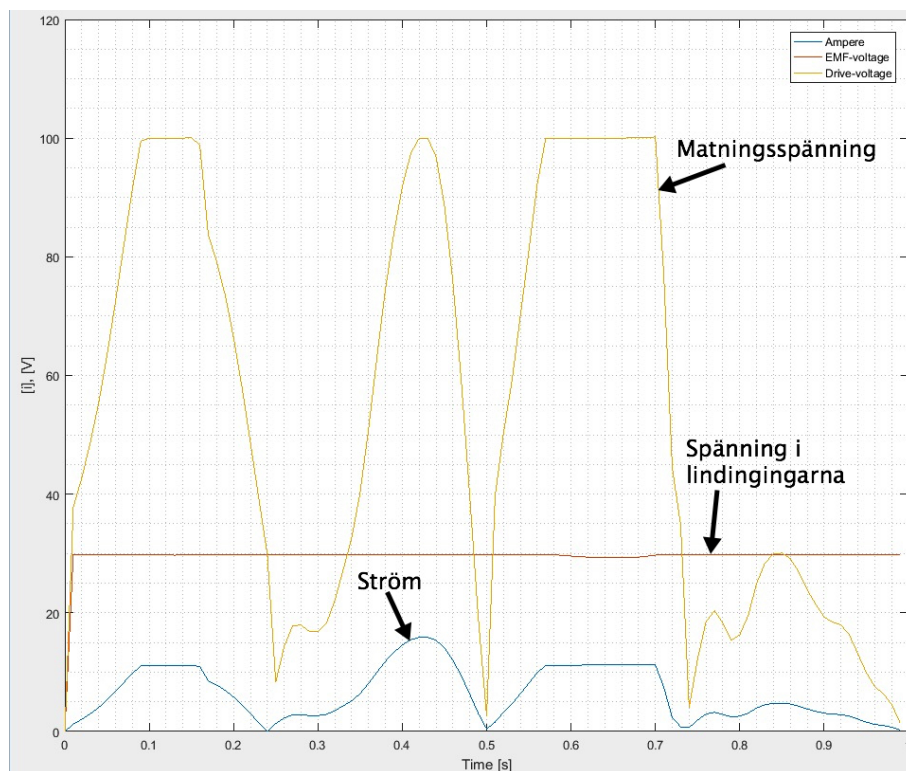
Medelvärdet av förbrukad effekt samt verkningsgrad beräknas med hjälp av MATLAB-kommando *mean()*.

Grafer

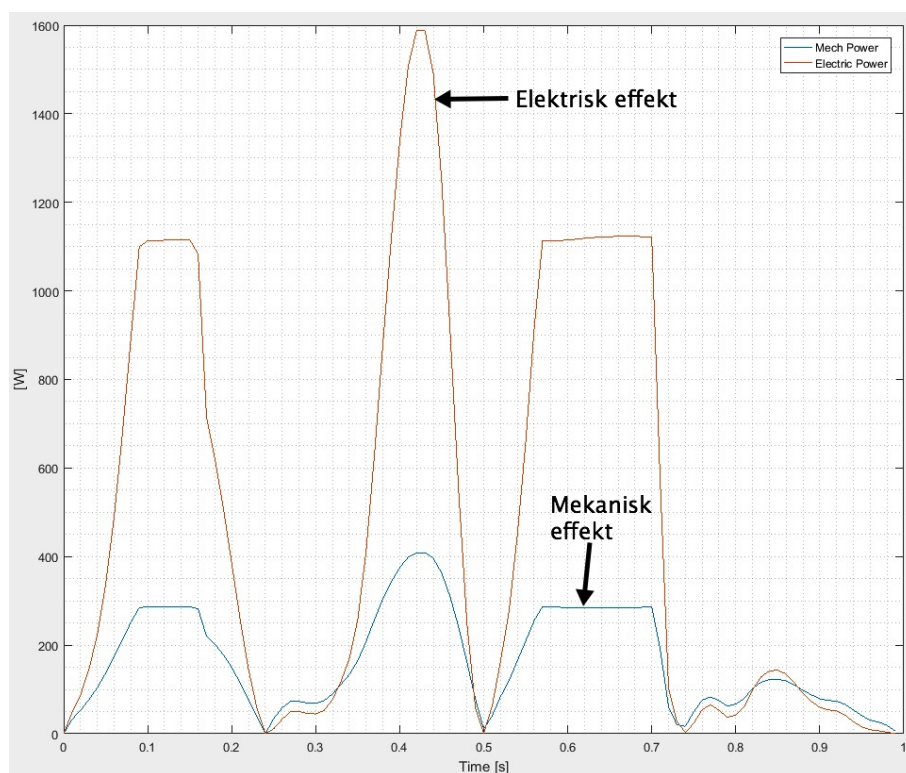
För att visualisera resultatet av de beräkningar som utförs över ett varv presenteras resultatet i en graf. Antalet variabler som plottas är stort, för att öka läsbarheten delas variablerna upp i fyra fönster. I varje fönster plottas sammanhängande variabler över tiden ett varv, det vill säga en sekund. De variabler som plottas i första fönstret är:

- Vindlast
- Total last
- Motorns vridmoment
- Verkningsgrad

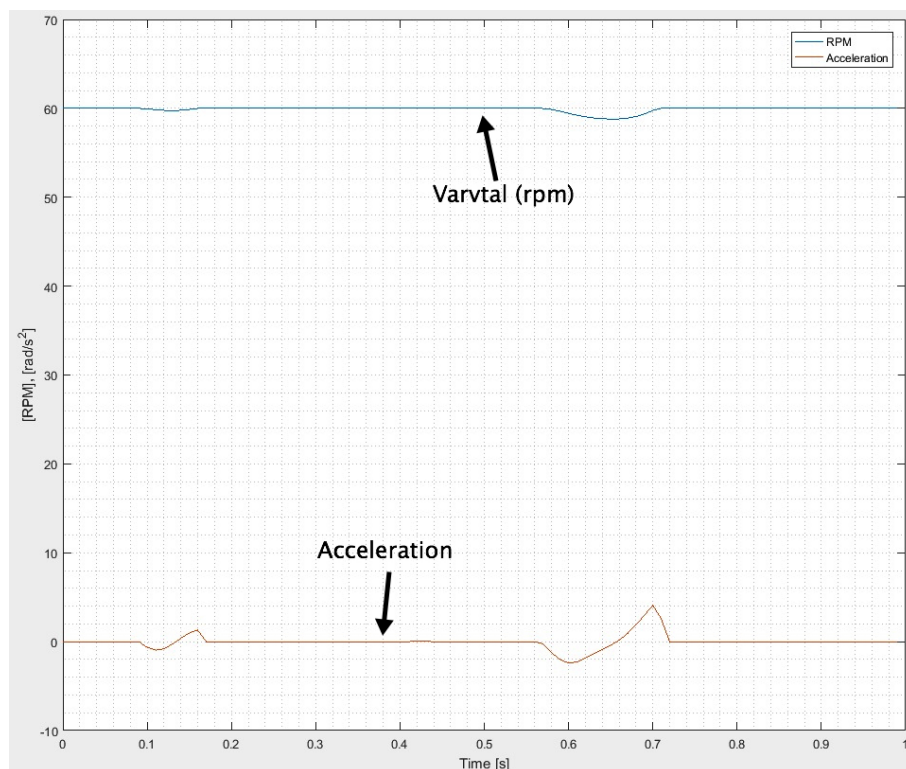
Verkningsgraden visas tillsammans med motorns vridmoment samt totala lasten för att på ett effektivt sätt visualisera den låga verkningsgrad som uppstår vid låga varvtal med stort mot-moment, ploten kan ses i figur 6.5. I det andra fönstret presenteras graf med den spänning samt ström som motorn erfordrar, figur 6.2. Den tredje grafen, figur 6.3, visar hur de olika effekterna varierar på grund av vindlasten och en fjärde graf, figur 6.4, där varvtalet samt accelerationen visas.



Figur 6.2: Graf som visar spänning samt ström över det simulerade varvet.



Figur 6.3: Graf som visar hur mekanisk och elektrisk effekt varierar över det simulerade varvet.



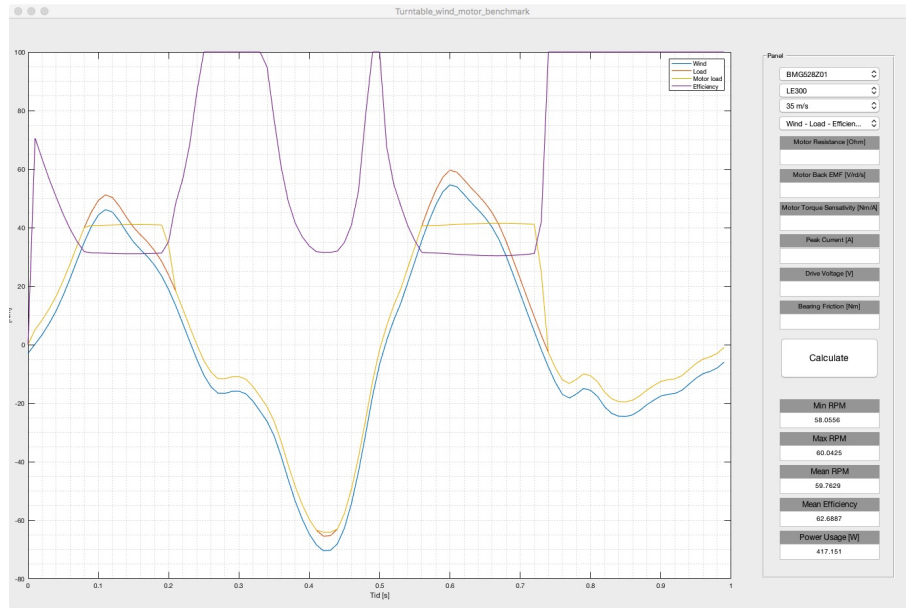
Figur 6.4: Graf som visar hur varvtalet och accelerationen varierar över det simulerade varvet.

Användargränssnitt GUI

MATLABs GUI (graphical user interface) är ett enklare användargränssnitt som gör det lättare för användaren av programmet att ändra värden och in-parametrar, utan att behöva göra ändringar inne i koden [19]. I arbetet har vi därför valt att skapa ett användargränssnitt för tidigare beskrivna MATLAB-program, se figur 6.5. Val av vindstyrka, motortyp och lagertyp görs enkelt i rullgardins-menyer, som i koden hanteras med Switch-Case satser. I en fjärde rullgardinsmeny väljs vilken graf som ska presenteras. De fyra alternativ som ges är:

- Wind - Load - Efficiency
- Volt - Ampere
- Power
- Acceleration - rpm

Det finns även möjlighet för ett *User Input*-läge där användaren snabbt kan testa en ny komponent genom att skriva in dess data i användargränssnittet. Beräkningarna utförs då användaren trycker på knapp *Calculate*. I tryckknappens funktion ligger tidigare framtagna MATLAB-program som nu läser in komponentval från rullgardinsmenyer för att sedan läsa in data om komponenten från excel alternativt direkt från gränssnittet om användaren väljer “User Input”.



Figur 6.5: Användargränssnitt för utvärderingsprovs-program.

Resultat från programkörningen skrivs dels ut som graf i användargränssnittets fönster och relevanta medel-, max- och minvärden presenteras i text-rutor. De värden som presenteras är max-, min- och medelvärde för varvtalet, verkningsgrad samt effektförbrukning i watt.

6.2.2 Elmotorns felintensitet

Som tidigare nämnts kan en elmotors felintensitet uppskattas med weibullfördelningen i 2.2.5 [21]. Under intervjuerna framgick att den genomsnittliga temperaturen som används i dessa beräkningar är 30° C och även att ett rekommenderat intervall för utbyte av elmotor bör vara vart femte år. Med drifttid på 2000 timmar om året fås en total drifttid mellan motorbyte på 10 000 timmar.

Vid en genomsnittstemperatur på 30° C fås då felintensiteten:

$$\alpha_B = \left[10^{(2,534 - \frac{2357}{30+273})} + \frac{1}{10^{(20 - \frac{4500}{30+273})} + 300} \right]^{-1} \approx 78250 \quad (6.11)$$

$$\alpha_W = 10^{(\frac{2357}{30+273} - 1,83)} \approx 888950 \quad (6.12)$$

$$\lambda_p = \left\{ \frac{t^2}{\alpha_B^3} + \frac{1}{\alpha_W} \right\} = \left\{ \frac{(2000 \times 5)^2}{78250^3} + \frac{1}{888950} \right\} = 1,334 \quad [fel/10^6 h] \quad (6.13)$$

6.2.3 Utväxling motor fast varvtal

För de koncept vilka drivs av motor med fast varvtal undersöktes motorn ECI-80.60-K1-D00 från tillverkaren ebmpapst. Motorn roterar med 4000 rpm vid arbetsmomentet 1,8 Nm. Att enbart använda remväxel är i detta fallet omöjligt på grund av

att den drivande skivan i så fall skulle bli allt för liten för att en kuggrem ska kunna läggas över den. En lämplig transmission till denna motor är istället planetväxeln Performax Plus 63,2 som har utväxling på 30 och en verkningsgrad på 81 %. Varvtal och moment efter växeln blir då:

$$\frac{n}{i} = \frac{4000}{30} = 133,3 \quad [rpm] \quad (6.14)$$

$$M \times i \times \eta = 1,8 \times 30 \times 0,81 = 43,74 \quad [Nm] \quad (6.15)$$

Resterande varvtalsdifferens tas om hand av kuggremmsutväxlingen mellan planetväxel och vridbordsmekanik. Enligt figur 2.4 förväntas en kuggrems verkningsgrad ligga mellan 93-98 %. I beräkningarna används sämsta möjliga värde, alltså 93 %. Utväxling som behövs för ett varvtal på 60 rpm:

$$\frac{133,33}{60} = 2,22 \quad (6.16)$$

Förväntat nominellt vridmoment vid 60 rpm blir då:

$$43,74 \times 2,22 \times 0,93 = 90,3 \quad [Nm] \quad (6.17)$$

Mekaniken för koncept med EC-motor kan ses i figur 7.3 och figur 7.4. Denna visar att minsta möjliga diameter på remskiva för vridbordsaxeln är Ø88 mm om kuggspår fräses ut i vridbordsaxeln istället för att använda en traditionell kuggskiva. Detta på grund av roterskarvens storlek och placering. Dimensionen på den drivande remskivan blir då:

$$R_1 = \frac{R_2}{I} = \frac{44}{2,22} \approx 20 \quad [mm] \quad (6.18)$$

Drivskivan behöver alltså vara ungefär Ø40 mm. Om en vanlig kuggskiva används istället behöver innerdiametern på denna vara Ø88 mm och detta blir istället den dimensionerande faktorn.

6.2.4 Effektförbrukning motor fast varvtal

För att kunna jämföra effektförbrukningen motorerna sinsemellan beräknas de direktdrivna motorernas förbrukning i MATLAB-programmet, medans för en motor med fast varvtal beräknas en effektförbrukning vid en hög arbetsbelastning. Enligt beräkningarna i 6.2.3 klarar motorn alltså av vindstyrkor på 35 m/s, vilket kan ses i figur 6.6. Med data från vindlastsimulationen för nämnd vindhastighet visar det sig att det negativa motmomentet under ett varv i genomsnitt ligger på 28,58 Nm. Denna belastning verkar då endast under halva varvet vilket ger en tid på 0,5 sekunder vid 60 rpm. Utöver detta tillkommer lagrets friktion kontinuerligt under hela varvet minus det av medvinden skapade momentet. Till detta koncept används ett kryssrullager med 30 Nm inre friktion. Medelvärde för den andra halvan av varvet blir enligt den tillgängliga datan 15,26 Nm. Sammanlagd snittbelastning blir alltså 36,9 Nm per varv och sekund. Räknat bakifrån med ekvation (6.17) och (6.15) blir momentet i motorn följande:

Moment innan remväxel:

$$\frac{36,9}{0,93 \times 2,22} = 17,87 \quad [Nm] \quad (6.19)$$

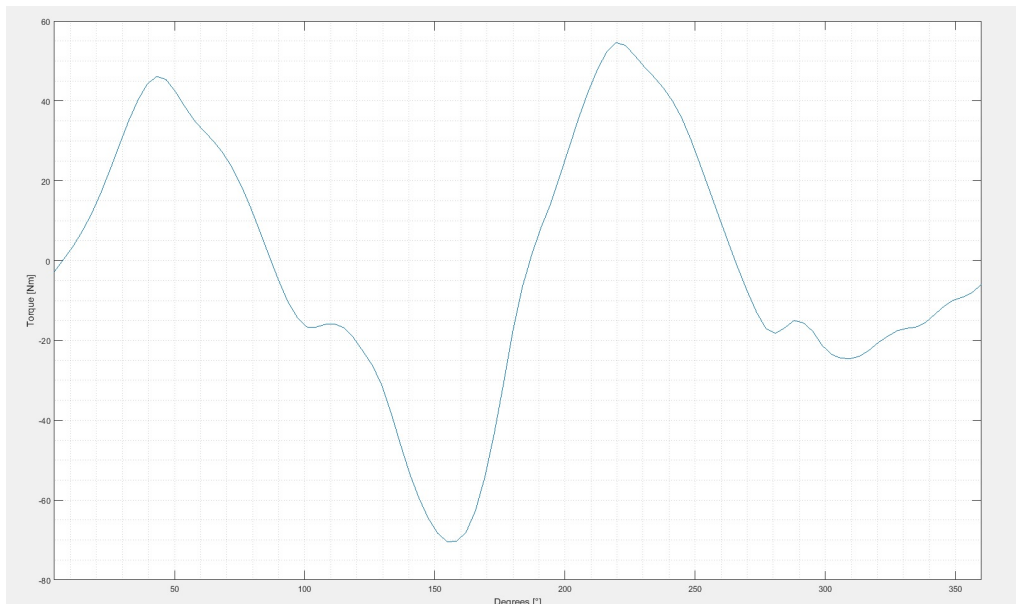
Moment ut från motor:

$$\frac{21,45}{30 \times 0,81} = 0,735 \quad [Nm] \quad (6.20)$$

Och med detta värde kan den mekaniska effekten beräknas till:

$$P_{mek} = T \times 2\pi \frac{n}{60} = 0,735 \times 2\pi \frac{4000}{60} \approx 310 \quad [W] \quad (6.21)$$

Med motorns verkningsgrad på 87% blir den förbrukade effekten vid den givna belastningen då ≈ 355 W.



Figur 6.6: Graf för vindlast under ett varv vid en hastighet på 35 m/s.

6.3 Lager

De viktigaste parametrarna vid val av lager är dels lagrets styvhet, som visar dess förmåga att hantera böjande momentbelastningar, och även lagrets livslängd, som ger en indikation om förmågan att fungera felfritt även efter lång tid i drift.

6.3.1 Livslängd

För att kunna uppskatta felintensitet för ett lager behöver den förväntade livslängden beräknas enligt ISO-formeln för ett lagers nominella livslängd, som beskrivs i avsnitt 2.3.4.

Med den uppskattade belastningen P på $55(kg) * g \approx 539,5N$, konstanten $c = \frac{10}{3}$ för rullager och med data för de lager som är aktuella i projektet:

- C för XSU080258 = 84000 [N]
- C för LEL5 300 = 46000 [N]

kan livslängden för XSU080258 uppskattas enligt följande:

$$L_{10} = \left(\frac{84000}{539,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 20,3 \times 10^6 \quad [10^6 \text{ varv}] \quad (6.22)$$

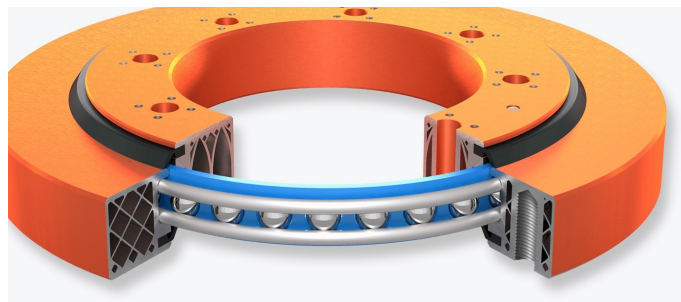
För att få en bättre relation mellan lagrets livslängd och användningsområdet i projektet räknas antalet varv om till år i drift. Livslängden L_{10} divideras med 60 rpm omvandlat till varv per timma:

$$L_{10} = \frac{20,3 \times 10^{12}}{60 \times 60} = 56,4 \times 10^8 \quad [h] \quad (6.23)$$

Vid drift 24 timmar om dygnet året runt (8760 timmar/år) är livslängden

$$\frac{56,4 \times 10^8}{8760} = 64,37 \times 10^4 \quad [yrs] \quad (6.24)$$

Det vill säga ungefär 650 000 år. På samma sätt fås livslängden för LEL5-300 till 19 500 år. En markant skillnad mellan de båda lagren men dock är resultaten långt från att ge någon inverkan på felintensiteten på systemet i helhet. De driftsförhållanden lagren utsätts för, med förhållandevis låg belastning och lågt varvtal, är till stor fördel för livslängden. Yttre faktorer som kan påverka lagrets livslängd negativt är miljöpåverkan som smuts och väta. Nämnade yttre faktorer kommer sannolikt att ha en större påverkan för livslängden än initiala driftsförhållanden. För att testa lagrets skick och återstående livslängd rekommenderas att en provningsmetod tas fram för serviceintervallerna. En faktor som kan påverka lagrets livslängd är om det kommer in smuts i lagret. För att säkerställa att smuts inte kan leta sig in till lagret används miljöskydd vilket är en gummipackning som tätar mellan de roterande delarna. Den svarta gummipackningen kan ses i figur 6.7.



Figur 6.7: Lager LEL5-300 med kringliggande mekanik. Bilden visar koncept där kringliggande mekanik framställs i 3D-printer. Det lager som med kringliggande mekanik från Franke som används i arbetet har solid mekanik och benämns LDB-300. Återgiven med tillstånd från Frank BmbH.

6.3.2 Styvhet

Lagrets styvhet tas fram genom att beräkna den naturliga frekvensen för systemet. Under intervju med hållfasthetsingenjör på Saab¹ framgick att i beräkningarna inkluderas lagrets vikt och även hävarm till tyngdpunkten. Med data från Schaeffler, se bilaga A.5, för lager XSU08, figur 6.8, kan fjäderkonstanten k vid de lägre belastningarna beräknas som:

$$K = \frac{1000}{0,0392} = 25510 \quad [Nm/mrad] \quad (6.25)$$

med ekvationen för den naturliga frekvensen:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{md^2}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{25510000}{(50 + 4,9)0,3^2}} = 361,3 \quad [Hz] \quad (6.26)$$

Där d är hävarmen till lastens tyngdpunkt och m är massan för last och lagrets vikt. Den estimerade styvheten blir ungefär 360 Hz för ett fullständigt styvt system.



Figur 6.8: Kryssrullager XSU080258 från Schaeffler. Återgiven med tillstånd från INA-Schaeffler.

På samma sätt fås styvheten för LEL5-300 från Franke Bearings där $K = 4,53 \cdot 10^6$.

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4360000}{(50 + 4,9)0,3^2}} = 152,35 \quad [Hz] \quad (6.27)$$

Dessa värden gäller endast styvheten för nämnda lager. I verkligheten kommer styvheten minska på grund av systemets konstruktion. Den totala fjäderkonstanten K_{tot} ges av de olika delarnas styvheter, som till exempel styvheten i antennens infästning och infästningen av lager i plattform [12]. De fjäderkonstanter i systemet som påverkar den totala fjäderkonstanten beräknas på olika sätt beroende på om de sitter i serie eller parallellt. För parallella fjädrar adderas värdena helt enkelt med varandra medans för fjädrar i serie används nedanstående formel:

¹Daniel Lindbom (Hållfasthetsingenjör | Saab Surveillance), Diskussion 2017-03-02.

$$\frac{1}{K_{serie}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad (6.28)$$

De seriella och de parallella värdena adderas sedan med varandra för att ge den totala fjäderkonstanten.

Jämförelsevis är XSU08 överlägset styvare än LEL5. En nackdel med detta är att lagerfriktionen även den då blir betydligt högre i XSU08. Data från tillverkarna visar på att XSU08 har en inre friktion på ungefär 30 Nm medans LEL5 håller sig under 6 Nm.

6.4 Skruvförband

De chock- samt vibrations-laster som vridbordet utsätts för blir enbart dimensionerande vid val av skruvförband. Beräkningar kommer därför att göras på skruvförband i lagret då de har förbestämt antal skruvhål samt håldiameter. Övriga skruvhål i vridbordets mekanik kan dimensioneras efter lastfallen. Beräkningarna utförs i syfte att säkerhetsställa att skruvförbanden ej går av, det vill säga $\sigma_{sk} < \sigma_b$.

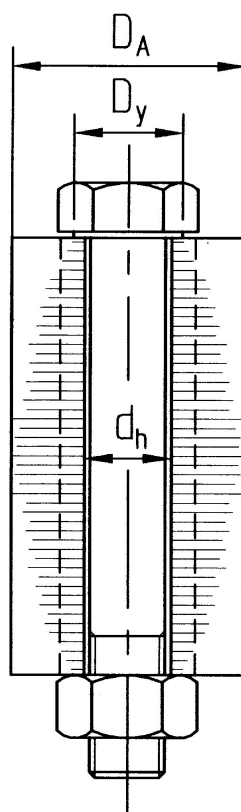
För att räkna ut σ_{sk} med formel (2.30) krävs värde på skruvens förspänning F_0 samt fjäderkonstanter för skruv och klämd del. Fjäderkonstanten för klämd del approximeras utefter dess ekvivalenta area, se figur 6.9. Följande approximation kan göras då diameter för klämd del D_A är mindre än den klämda delens längd L_k plus skruvens kontaktdiameter mot klämd del D_y :

$$A_{ekv} = \frac{\pi}{4}(D_y^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8}(D_A - D_y)D_y[(x - 1)^2 - 1] \quad [m^2] \quad (6.29)$$

Där x beräknas med följande formel:

$$x = \left[\frac{L_k D_y}{D_A^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.30)$$

$L_k = L_{k,l} + L_{k,m}$ är den gemensamma klämlängden av lagret samt vridbordets mekanik där lagrets klämlängd samt diameter D_A hämtas ur datablad.



Figur 6.9: Ekvivalent cylinder för klämda delar. Återgiven med tillstånd av Kjell Melkersson [2].

Mekanikens klämlängd $L_{k,m} = 20$ mm är densamma i samtliga fall. E-modul för mekaniken är 70 GPa i samtliga fall. D_y sätts till skruvens nyckelvidd s enligt ISO-standard. De lager vars skruvförband beräknas är Schaefflers kryssrullager XSU080258 samt Frankes LDB300, konstanter för dessa kan ses i tabell 6.1 nedan.

Konstanter	XSU080258	LDB300
<i>Gängbeteckning</i>	M6	M8
A_{sp} [mm^2]	20,1	36,6
D_A [mm]	15,5	25
D_h [mm]	6,8	9
D_y [mm]	10	13
$L_{k,l}$ [mm]	25,4	30
$E_{k,l}$ [GPa]	210	70
n [st]	24	12
m_l [kN]	55	55

Tabell 6.1: Kända konstanter för skruvförbandsberäkningar på lager.

Förspänningen F_0 finns förbestämd i monteringsmanualen för Schaefflers lager, vilket efter kontroll i Handbok om skruvförband [16] ligger under övre gräns för förspänning i skruv enligt ISO-standard. Hållfasthetsklassen bestämmer även skruvens

brott- samt sträckgräns vilket beskrivs i avsnitt 2.2.3. Gränser för skruvar med ISO-standard beskrivs visas i tabell 6.2.

Hållfasthetsklass		8,8	10,9	12,9
σ_b	[MPa]	800	1000	1200
σ_s	[MPa]	640	900	1080
M6				
F_0	[kN]	9,36	13,7	16,1
M8				
F_0	[kN]	17,2	25,2	29,5

Tabell 6.2: Förspänning, sträck- samt brottgräns för M6 och M8.

De kända konstanterna kan nu användas för att beräkna ekvivalent area samt fjäderkonstant för klämd del. Då den klämda delen består av två delar, som i ett av fallen består av två olika material, beräknas en fjäderkonstant för vardera klämd del c_{k1} och c_{k2} . Efter diskussion med Kjell Melkersson² valdes att genomföra beräkningarna utefter en modell där den klämda delen består av två seriekopplade fjädrar. Gemensamma fjäderkonstanten beräknas sedan med enligt formel för seriekopplade fjädrar:

$$\frac{1}{c_k} = \frac{1}{c_{k1}} + \frac{1}{c_{k2}} \quad (6.31)$$

Tabell 6.3 visar konstanter beräknade med ekvation (2.28), (2.29), (2.31), (6.30) och (6.31). Konstanterna används slutligen för att beräkna σ_{sk} i fall 1, 2, 3 samt vid utmattning.

Konstanter	XSU080258	LDB300
x_l	1,019	0,85
x_m	0,94	0,75
$A_{ekv,l}$ [mm]	108,64	218,8
$A_{ekv,m}$ [mm]	101,97	194,7
c_{k1} [N/m]	$898,23 * 10^6$	$764,92 * 10^6$
c_{k2} [N/m]	$356,9 * 10^6$	$454,34 * 10^6$
c_k [N/m]	$255,42 * 10^6$	$285 * 10^6$
c_s [N/m]	$92,97 * 10^6$	$153,272 * 10^6$
A_{sp} [mm ²]	20,7	37,58

Tabell 6.3: Beräknade konstanter för lager.

6.4.1 Chock

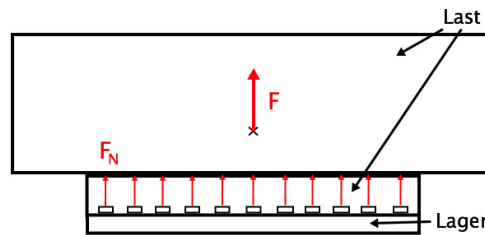
För att säkerhetsställa att vridbordet klarar de krav som ställs på chock samt vibrationstålighet genomförs beräkningar på skruvförband. Beräkningarna kommer att

²Kjell Melkersson (Tekniklektor | Chalmers Tekniska Högskola), Diskussion 2017-05-01.

ske på de skruvförband som är dimensionerande, det vill säga skruvförbanden i de komponenter med förbestämd hål-bild. Kravet för chocklast är vid montering på fartyg som kan utsättas för minsprängning vilket resulterar i krafter uppemot 50 G. I samtliga koncept kommer lagret att vara den dimensionerande komponenten, nedan kommer tre lastfall tas upp där beräkningar genomförs på de lager som ingår i de slutgiltiga koncepten.

Lastfall 1

I lastfall 1 utsätts vridbordet med last för minsprängning vilket resulterar i att en accelerationskraft på 50 G verkar på lastens masscentrum underifrån. Kraften F , som kan ses i figur 6.10, verkar på lasten och räknas ut genom att multiplicera g-kraften med lastens massa.



Figur 6.10: Accelerationskraft verkar på lastens masscentrum samt de krafter som verkar på skruvförbanden

Lasten fördelas sedan på antalet skruvar i förbandet enligt ekvation (2.26). Skruvkraften beräknas sedan med ekvation (2.27) vilket sedan förs in i ekvation (2.30) tillsammans med A_{sp} för att bestämma spänningen σ_{sk} i skruven. Kraften som verkar på skruvförbanden blir:

$$F = 50 * 9,81 * 55 = 26,98 \quad [kN] \quad (6.32)$$

Vid beräkning av skruvkraften provades initialt den lägsta hållfasthetsklassen vilket visade sig räcka. De värden som visas i tabell 6.4 är därför baserade på hållfasthetsklass 8.8 på skruvarna M6 samt M8.

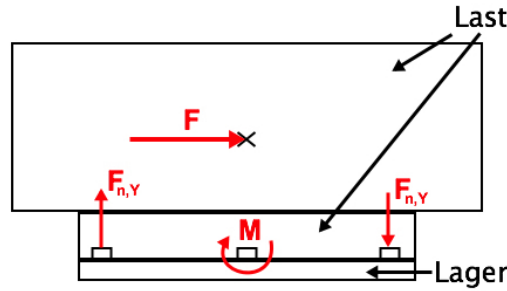
Konstanter	XSU080258	LDB300
$F_{0,8.8} \quad [kN]$	9,36	17,2
$F_n \quad [kN]$	1,12	2,25
$F_s \quad [kN]$	9,56	18
$\sigma_{sp} \quad [MPa]$	466,73	478,62

Tabell 6.4: Spänningar samt krafter i skruvförband 50G.

Vid jämförelse av σ_{sk} med σ_b i tabell över hållfasthetsklasser dras slutsatsen att både XSU080258 samt LDB300 klarar en minsprängning med accelerationskraft 50 G underifrån med god marginal.

Lastfall 2

I lastfall 2, se figur 6.11, utsätts vridbordet med last för minsprängning vilket resulterar i att en accelerationskraft på 20 G verkar på lastens masscentrum från sidan. Beräkningarna utförs på modell av vridbordet då lagret enbart har två skruvar i ytterändan av skruvförbandet. Antagande görs då att om de yttreskruvarna klarar lasten kommer även lagret försett med samtliga skruvar klara lasten.



Figur 6.11: Accelerationskraft verkar på lastens masscentrum samt de krafter som verkar på skruvförbanden

Kraften kommer att ge upphov till ett moment M runt centrum av lagret. Momentet beräknas med hjälp av hävarmen $h = 300$ mm samt lastens vikt m multiplicerat med g-kraften $G \times 9,81$. Hävarmen h är baserat på ett uppskattat värde på var masscentrum för lasten kan tänkas ligga³.

$$M = 20 * 9,81 * 55 * 0,3 = 3237,5 \quad [Nm] \quad (6.33)$$

Med momentjämvikt kring O kan $F_{n,Y}$ beräknas, där avståndet mellan de yttre skruvarna d_s är 235 mm.

$$M = F_{n,Y}d_s \Rightarrow F_{n,Y} = \frac{M}{d_s} \quad [kN] \quad (6.34)$$

Med tidigare beräknade konstanter från ovanstående tabeller kan $F_{s,Y}$ och $\sigma_{sp,Y}$ beräknas. Då $\sigma_{sp,Y} < \sigma_b$, se tabell 6.5, kan det konstateras att skruvförbanden kommer att klara den yttre kraft som uppstår vid accelerationskraft på 20 G från sidan till följd av en minsprängning.

Konstanter	XSU080258	LDB300
d_s [mm]	235	258
$F_{0,8.8}$ [kN]	9,36	17,2
$F_{n,Y}$ [kN]	13,8	12,5
$F_{s,Y}$ [kN]	13	21,6
$\sigma_{sp,Y}$ [MPa]	630	574,6

Tabell 6.5: Spänningar samt krafter i skruvförband 20G.

³Erik Lindälv (Systemingenjör | Saab Surveillance), Diskussion 2017-02-16.

Lastfall 3

Vid sidolast kommer även radiella krafter Q_n verka på skruvförbanden. I Handbok om skruvförband [16] listas Q_{max} för skruvar enligt ISO-standard, se tabell 6.6. Beräkning av Q_n görs på motsvarande sätt som F_n , alltså:

$$Q_n = \frac{Q}{n} \quad (6.35)$$

Där:

$$Q = 20 * 9,81 * 55 = 10791 \quad [N] \quad (6.36)$$

För att skruven ska klara den radiella lasten gäller att $Q_n < Q_{max}$ vilket visar sig gälla för båda komponenterna:

Konstanter	XSU080258	LDB300
Q_n [N]	450	900
Q_{max} [N]	600	1400

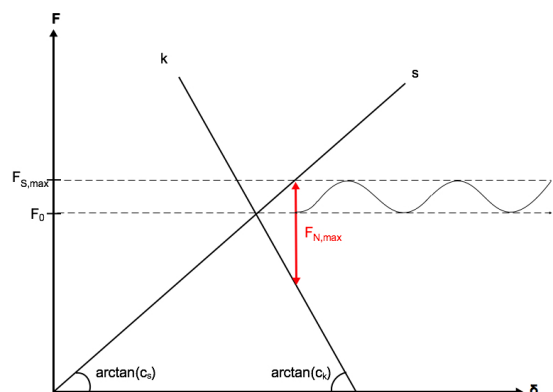
Tabell 6.6: Radiella krafter i skruvförband 20G.

6.4.2 Utmattning

Vridbordet kommer att utsättas för vibrationer i form av periodiska laster, se figur 6.12, vilka ger upphov till spänningar i skruvförbanden. Med hjälp av ekvation (2.33) kan tillåten spänningsamplitud $\sigma_{a,till}$ bestämmas för de skruvförbanden. Den accelerationskraft som vridbordet utsätts för sätts till 2 G.

$$F = 2 * 9,81 * 55 * \sin \omega t \quad (6.37)$$

Skruven belastas enbart då den sinusformade kraften är riktad uppåt vilket leder till att $F_{n,min} = 0$ och $F_{n,max} = F$. Skruvkraften F_s kommer således att variera mellan $F_{s,max}$ och F_0 vilket visualiseras i ett F- δ -diagram.



Figur 6.12: F- δ -diagram vid sinusformad last. Kraften i skruvarna blir aldrig lägre än förspänningskraften och kommer således pendla mellan F_0 och $F_{s,max}$.

Skruvkraften $F_{s,max}$ räknas ut med hjälp av formel (2.34) där värden på fjäderkonstanter tas från tabell 6.3. Amplitudspänningen i skruven σ_a beräknas genom insättning av $F_{s,max}$ samt A_{sp} i ekvation (2.30). Tabell 6.7 visar att amplitudspänningen i skruvarna håller sig väl under den tillåtna amplitudspänningen. Skruvförbanden klarar således en sinusformad accelerationskraft på 2 G underifrån.

Konstanter	XSU080258	LDB300
$F_{n,max}$ [N]	45	90
$F_{s,max}$ [N]	6	15,754
σ_a [MPa]	0,29	0,42
$\sigma_{a,till}$ [Mpa]	55,87	61,5

Tabell 6.7: Kraft- samt spänningsamplitud i skruvförband 2G.

7

Resultat

Nedan presenteras de slutgiltiga koncept som passerat urvalsprocessen samt resultatet av de beräkningar som har genomförts på ingående komponenter. Kostnadsberäkningar för koncept samt uppskattningar om monterings tid visas.

7.1 Koncept

De vridbordskoncept som är slutresultat för projektet är koncept 1, 4, 6 och 9, se figurerna 7.2, 7.3, 7.4 och 7.5. På komponentnivå innebär det antingen ett trådkullager eller ett kryssrullager, tillsammans med endera en direkt driven elmotor eller en motor med fast varvtal, växel samt remdrift. Konkreta förslag på transmission har ej tagits fram, dels på grund av den stora diameter som roterande del kräver. Kugg-hjul med så stor diameter behöver antingen specialbeställas alternativt integreras i mekaniken, båda alternativen är troligtvis kostsamma. Remdrift kräver inte samma precision som kuggtransmission vilket gör det enklare att integrera rem-kuggen i mekaniken. Remmar finns i ett brett utbud men här rekommenderar vi en rem som är anpassad för hög momentöverföring samt är så pass styv att det inte uppstår gungning av lasten på grund av elasticiteten i remmen. Remmen måste även tåla stora variationer i omgivningstemperatur vilket kan begränsa antalet möjliga alternativ väsentligt. Komponentsökningen har resulterat i att följande komponenter ses som relevanta i de koncept som står inför det slutgiltiga urvalet.

7.1.1 Lager

- Schaeffler XSU 080258
- Franke LDB-300

Vid val mellan ovan nämnda lager är det generellt avvägningen mellan styvhet och lagerfriktion som behöver tas i beaktande. XSU är styvare än LDB-300 men har klart högre lagerfriktion vilket leder till en onödig arbetsbelastning för den motor som används. En annan viktig faktor vid val av lager är antalet genomföringar för skruvförband samt deras tvärsnitts storlek, då de är dimensionerande vid uppfyllandet av kravet chocklast. Både XSU och LDB-300 klarar dock kraven med god marginal, se kapitel 6.4.

7.1.2 Motor

- EBM Papst ECI-80.60-K1 D00 med planetväxel Performax Plus 63,2, figur 7.1 alternativt vinkelväxel EtaCrown Plus 63
- Akribis ADR220-P-50
- Moog DB-9000-I-2ES
- Artus BMG531Z01

EBM Papst ECI-80.60-K1 D00 är en EC-motor konstruerad för att hålla ett fast varvtal upp till 4000 [rpm] och klara en nominell last på 1,8 Nm. Efter växel samt transmission klarar motorn en nominell last på 90,3 Nm, se kapitel 6.2.3, vilket medför att motorn klarar vindlaster upp till 35 m/s. Motorn klarar dock högre last under korta perioder vilket gör att den troligtvis skulle klara högra vindlaster. Akribis ADR220-P-50, Moog DB-9000-I-2ES samt Artus BMG531Z01 är direktdrivna elmotorer och är relativt lika varandra. ADR-P-50 är den mest kraftfulla men dess nackdel är att den kräver mer effekt än de andra två. Samtliga motorer kräver drivelektronik för att fungera, driv-elektroniken kan beställas av motortillverkarna alternativt från tredje part. Den motor som valts till konceptskisserna med direkt-driven elmotor är Artus BMG531Z01.



Figur 7.1: Planetväxel Performax Plus 63,2. Återgiven med tillstånd från ebmpapst.

7.1.3 Encoder

- Baumer HDmag flex MIR 3000F
- Zettlex InCoder INC-3-200
- Renishaw RESx

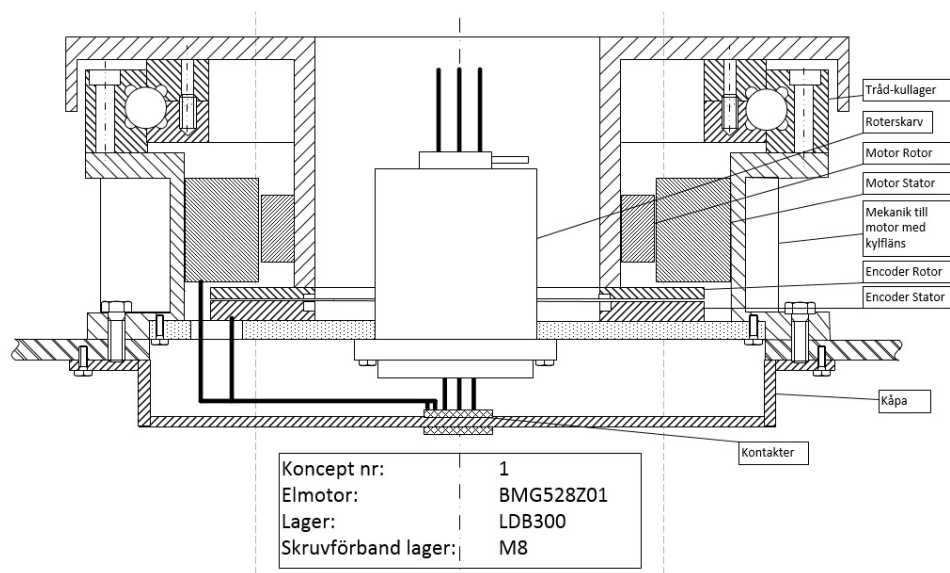
Encoder som förser motor samt tänkt last med vinkel-information finns med i samtliga koncept. De produkter som nämns ovan skiljer sig något från varandra men uppfyller kraven på upplösning. Baumers ”HDmag flex” består av en magnetisk rem samt en avläsare [17]. Fördelen med den typen av vinkelgivare är att den lätt kan integreras i konceptet då den inte tar upp så stor yta. Zettlex ”InCoder” består utav en rotor samt en stator vilket avger ett magnetiskt fält som påverkas av rotorn [23].

7.1.4 Konceptförslag

Nedan visas skisser på de slutgiltiga koncepten samt deras ingående komponenter. Samtliga komponenter samt skruvförband i skisserna är skalenliga. Den kringliggande mekaniken är ej beräknad utan är väl tilltagen i sin tjocklek för att ge en uppfattning om hur den skulle kunna konstrueras. Samtliga direktdrivna motorer är representerade i skisserna då de ritas in på samma sätt, kringliggande mekanik får dock dimensioneras efter motorns storlek. En skillnad som kan ses mellan koncepten med kryssrullager och trådkullager är att det är monterade åt två olika håll. Fördelen med att montera lagret som i koncept 4 och 9 är att det överflödiga smörjfett som kommer att pressas ut ur lagret kommer att hamna utanför mekaniken. Vid omvänd montering kan smörjfettet komma i kontakt med motorn, vilket som ej är önskvärt. Godtyckliga skruvförband har lagts till i skissen för att visa tänkta platser för skruvförband. Koncept 6 och 9 behöver även en medbringare vars uppgift är att låsa fast styrpinnen på roterskarvens statiska del. I koncept 1 och 4 monteras medbringaren ovanifrån i roterande lasts mekanik. Skisserna har skapats i *Microsoft Office Visio*.

Koncept 1:

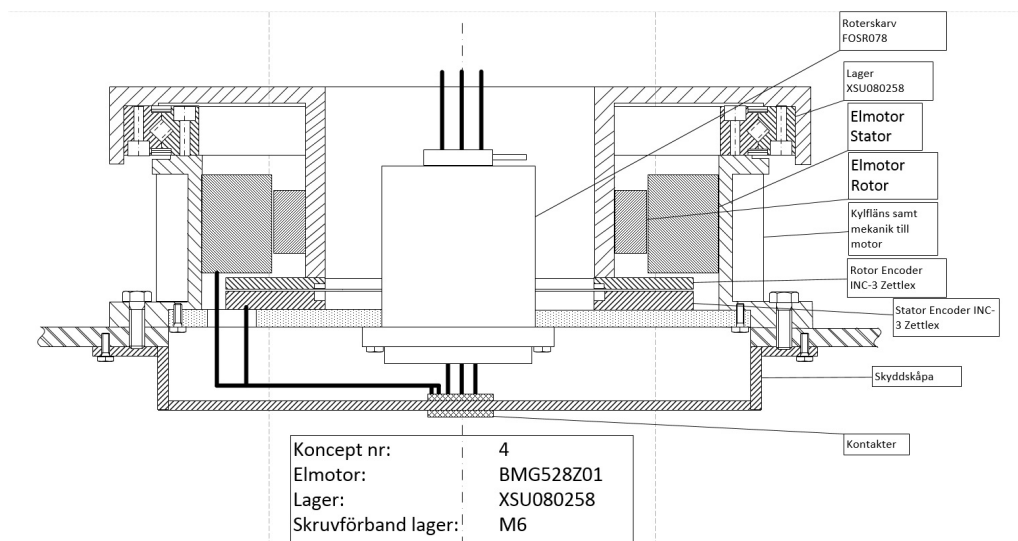
- Motor: Artus BMG531Z01
- Lager: LDB-300
- Encoder: Zettlex InCoder INC-3-200



Figur 7.2: Koncept 1.

Koncept 4:

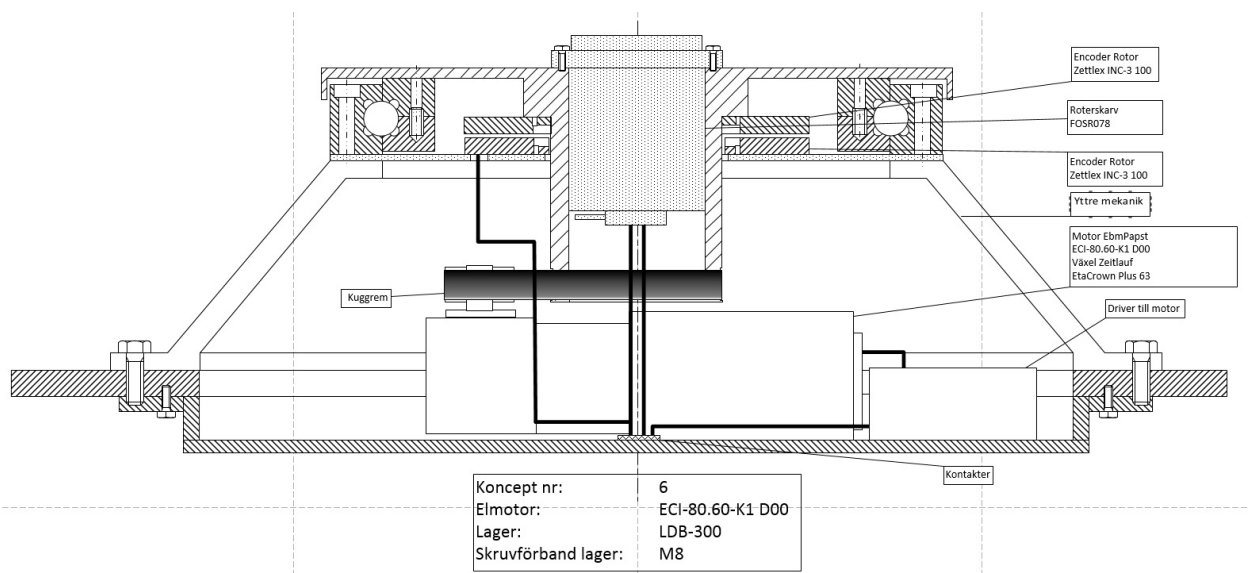
- Motor: Artus BMG531Z01
- Lager: XSU 080258
- Encoder: Zettlex InCoder INC-3-200



Figur 7.3: Koncept 4.

Koncept 6:

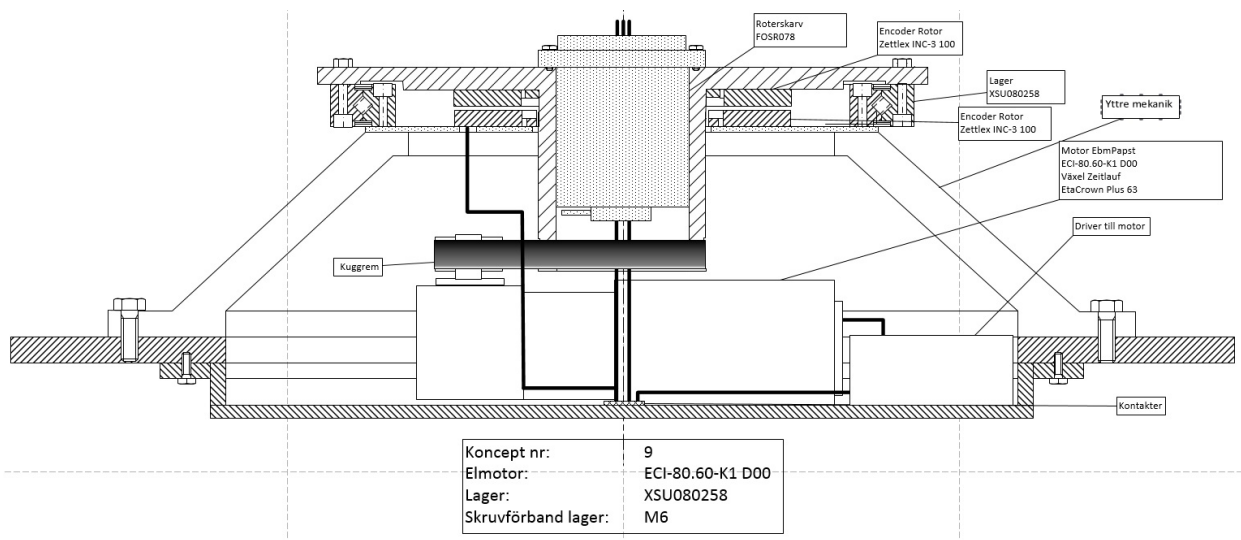
- Motor: ECI-80.60-K1 D00
- Lager: LDB-300
- Encoder: Zettlex InCoder INC-3-200



Figur 7.4: Koncept 6.

Koncept 9:

- Motor: ECI-80.60-K1 D00
- Lager: XSU 080258
- Encoder: Zettlex InCoder INC-3-200



Figur 7.5: Koncept 9.

7.1.5 Montering

Vid arbete med skisserna har en specifik monteringsordning varit i åtanke, tabell 7.1, för att säkerställa att konstruktionen kan monteras ihop. En mer noggrann kostnadsuppskattning för koncepten möjliggörs med hjälp av en approximation på hur långt tid vare steg i monteringen tar. Tidsåtgången är troligtvis väl tilltagen för en erfaren montör, men även om monteringen kan utföras på kortare tid ger detta utrymme för eventuella komplikationer under arbetets gång. Det finns en risk att montering av lager tar längre tid då de kräver noggrann förspänning samt momentdragning av skruvförband. Nedan följer steg för montering samt dess uppskattade tidsåtgång.

Utifrån		
nr	Åtgärd	Tidsåtgång [min]
1	Montera stator på kylfläns-mekanik samt rotor på roterande mekanik	240
2	Montera mekanik med stator mot fordon	60
3	Montera lager på mekanik med stator	30
4	Montera roterande mekanik med rotor på lager	45
Inifrån		
5	Montera encoder-rotor på roterande mekanik	30
6	Montera encoders stator på fästplatta	20
7	För igenom kablage från motor samt encoder genom fästplattan, montera sedan fästplattan mot undersidan av kylfläns-mekaniken kring motor	60
8	Montera roterskarv på fästplatta	15
9	Fäst kontakter i kåpa, montera sedan kåpa mot fordon	30

Tabell 7.1: Monteringsordning för koncept 1 och 4.

Montering av den direktdrivna elmotorns rotor i koncept 1 och 4 är det mest tidskrävande momentet då den ska krympas på den roterande axeln, vilket kan ses i tabell 7.2. Givna instruktioner för montage tillhandahålls i datablad för enskild motor. Konstruktionen kräver även att encoder och roterskarv monteras inifrån fordonet vilket på grund av det begränsade utrymmet kan förlänga tidsåtgången. Total tidsåtgång för montage av koncept 1 och 4 är ungefär 9 timmar.

nr	Åtgärd	Tidsåtgång [min]
1	Montera kåpa underifrån på fordon	20
2	Montera motor samt driver, dra kablar	80
3	Montera yttre mekanik	30
4	Montera encoders stator på fästplatta	10
5	Montera lager samt fästplatta på yttre mekanik	30
6	Montera encoder-rotor på roterande mekanik	10
7	Montera roterande mekanik på lager	30
8	Montera roterskarv på roterande mekanik	15
9	Tag bort lucka på yttre mekanik för att fästa	5
10	Fäst rem kring roterande mekanik och motor, spänn fast motor	30
11	Fäst kontakter från roterskarv	5
12	Montera lucka på yttre mekanik	10

Tabell 7.2: Monteringsordning för Koncept 6 och 9.

Monteringen av koncept 6 och 9 innehåller inget avancerat moment som krympningen av rotor i koncept 1 och 4 vilket leder till att tidsåtgången blir lägre. Totalt tidsåtgång för montage blir ungefär 5,5 timmar.

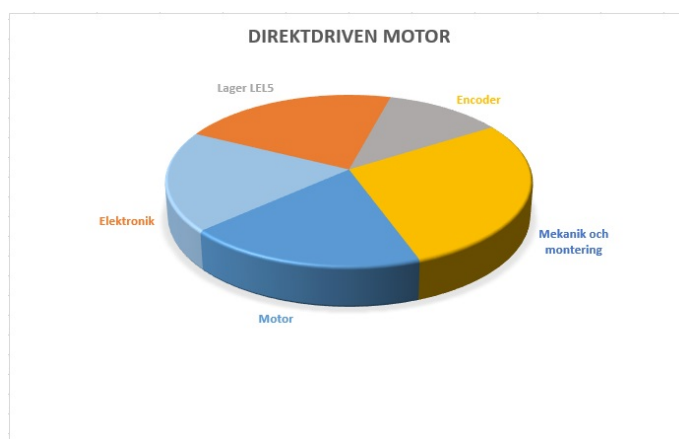
7.2 Kostnad

Enligt kravspecifikationen har projektet maximalt 100 000 kr i budget. Prisskillnaden mellan de olika komponenterna är förhållandevis stora. Marknadsundersökningen visade att priset för en EC-motor inklusive styrelektronik och planetväxel är på cirka 10 000 kr. Till detta måste även kostnad för temperaturtålig kuggrem och drivhjul räknas med. De direktdrivna motorerna kostar nästan det dubbla när styrelektroniken inkluderas. En encoder krävs för båda lösningarna och kostar ytterligare cirka 12 500 kr. En stor kostnad i arbetstimmar för EC-motorlösningen är arbetet med att integrera kugg eller kuggspår för remmen i axeln, se figur 7.7. Kostnaden i arbetstimmar i verkstaden är starkt beroende av respektive koncepts komponentantal. Ju lättare systemet är att montera ihop desto bättre, vilket blev en fördel för koncept 6 och 9. Sammanställning av total kostnad för koncept med EC-motor respektive direktdriven motor visar att både koncept 6 och 9 håller sig inom budget. Däremot överstiger både koncept 1 och 4 budgeten, vilket visas i figur 7.6. Trots detta bör dessa båda alternativ övervägas då de har hög prestanda. Kostnad för den direktdrivna elmotorn Artus BMG531Z01 fanns ej att tillgå då den köps in med diverse tillhörande mekanik som ej är fastslagna. För att ge en mer noggrann

kostnadsuppskattning valdes Akribis ADR-P 50 som direktdriven elmotor på grund utav att pris ej kunde fås på motorn från Artus.

Högprestanda-lösning:

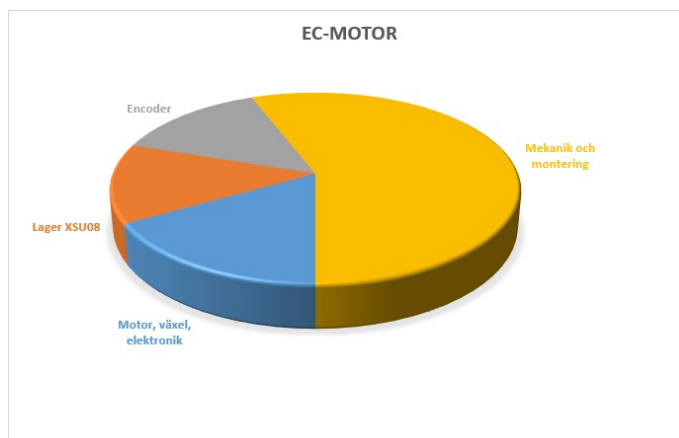
ADR-P 50	20 000 kr
Styrelektronik till ADR-P 50	20 000 kr
LDB-300	23 000 kr
Renishaw RESx	12 500 kr
Mekanik och montering	30 000 kr
<u>Total kostnad:</u>	105 500 kr



Figur 7.6: Diagram över kostnadsfödelning högprestanda-koncept.

Budget-lösning:

ECI-80.60-K1 D00	15 000 kr
XSU08	12 000 kr
Renishaw RESx	12 500 kr
Mekanik och montering	40 000 kr
<u>Total kostnad:</u>	89 500 kr



Figur 7.7: Diagram över kostnadsfödelning budget-koncept.

7.3 Felintensitet

Enligt beräkningarna i 6.2.2 kan felintensiteten för motorenheten antas ligga på cirka 1,334 fel per miljon timmar oavsett vilken av de två motorerna som väljs. Resultatet är vid omgivningstemperatur 30 °C, en temperatur som inte är oroväckande hög. Beroende på vilket klimat vridbordet används i kommer felintensiteten öka något. Om t.ex omgivningstemperaturen är 5 °C högre erhålls en felintensitet på 1,664. Enligt beräkningarna i 6.3.1 kommer inte lagret påverka systemets totala felintensitet nämnvärt vid normala driftsförhållanden. Skillnaden på den totala felintensiteten för systemet mellan de olika lösningarna är svåra att uppskatta i exakta siffror. Enligt kravspecifikationen ska total felintensitet för systemet vara maximalt 10. Under intervju med sakkunnig från Saab¹ framkom att styrelektroniken förväntas uppta 5 av dessa 10 som finns till förfogande. Felintensitet för styrelektroniken till en EC-motor är antagligen lägre än för en direktdriven på grund av lägre komplexitet, men eftersom EC-motorn kräver växellåda och remdrift går det troligtvis jämnt ut i slutändan. En stor nackdel med EC-motorn är dess förväntade livslängd L_{10} på endast 20 000 timmar. Detta kan innebära att den endast med knapp marginal klarar livslängdskravet vilket kan ses i punkt 8.1 i kravspecifikationen, bilaga A.2. Vid mer frekvent bruk kan den behöva bytas ut efter en kortare tidsperiod än fem år. Mellan de båda lagren fanns som tidigare nämnts ingen relevant skillnad i livslängd.

7.4 Vikt och utrymme

Lösningen med EC-motor har en klar fördel i totalvikt, då den väger mindre än den direktdrivna motorn, även om båda lösningarna ligger väl under gränsen för viktkravet i kravspecifikationen. Beroende på hur kraftfull man vill att den direktdrivna elmotorn ska vara kommer den att ta upp olika stor plats, se figur 7.8. Värt att notera är att mekaniken för de båda lösningarna kommer skilja sig åt och således även vikten. Kontroll mot kravspecifikationen bör därför göras under konstruktionsskedet av den slutgiltiga vridbordsmekaniken. Konceptet med direktdriven motor tar mindre volym i anspråk än lösningen med EC-motor eftersom motorenheten är kompaktare och ingen platskrävande remdrift behövs. De ingående komponenternas vikter kan ses i bilaga A.4. Uppskattningsvis kommer vikten för koncept med direktdriven elmotor och trådsstyrt kullager vara 35 kg och för koncept med EC-motor och kryssrullager 29 kg.

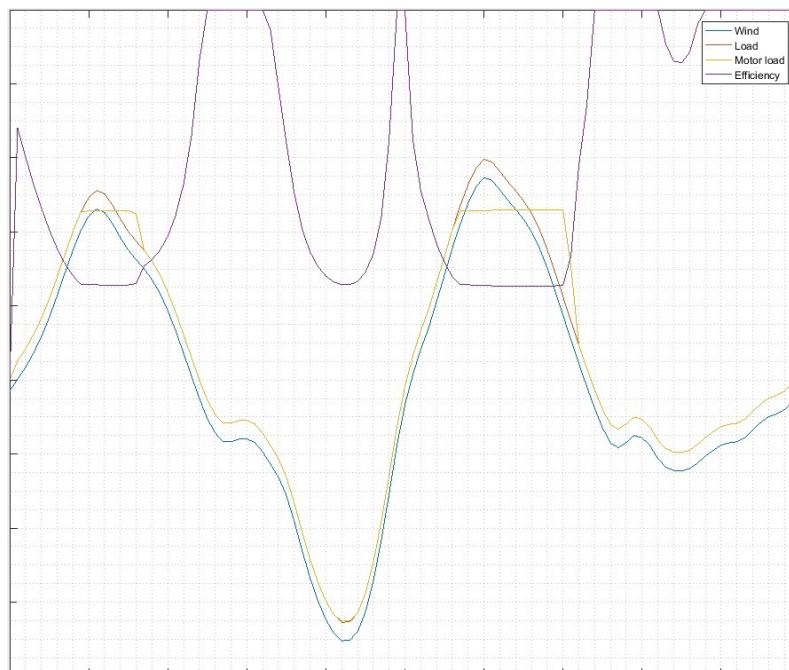
¹Jakob Lundberg (ILS-manager | Saab), Diskussion 2017-03-16.



Figur 7.8: Skillnad i storlek mellan ADR220-P-50 och den mer kraftfulla ADR220-P-100. Återgiven med tillstånd från Akribis.

7.5 Arbetsförmåga

De två koncepten skiljer sig en del åt beträffande förmåga att hantera vindlaster utan att rotationsdriften påverkas. Den direktdrivna motorn kan klara vindhastigheter ända upp till 45 m/s utan att rotationshastigheten sjunker. Figur 7.9 visar hur motorlasten följer vindens kraft samt när den når sin maxbelastning. Enligt MATLAB-programmet ligger effektförbrukningen vid denna belastning på närmare 490 W.



Figur 7.9: Graf över vindmotstånd och verkningsgrad för Artus BMG531Z0 med LDB-300 vid 35 m/s.

EC-motorn har efter beräkningarna i 6,5 cirka 90 Nm att tillhandahålla efter utväxlingen. 30 Nm försvinner i lagrets (XSU080258) inre friktion vilket lämnar 60 Nm kvar för att motverka vindlasterna. Figur 6.3 visar vindmotstånd vid 35 m/s där maximalt motverkande vridmoment är strax under 54 Nm (negativa toppar är motvind, positiv topp medvind). 35 sekundmeters vindstyrka är således ett riktmärke för vad denna lösning kan hantera. Effektförbrukningen för motorn kan vid denna belastning inklusive lagrets tröghet förväntas ligga runt 355 W.

8

Diskussion

Arbetets avsnitt, tillvägagångssätt, för och nackdelar samt analyser av komponentval och beräkningar diskuteras i nedanstående text. Uppgiftens bredd krävde att arbetet inledes med en omfattande litteraturstudie, där mycket ny information inhämtades vilket tog upp stor del av det initiala arbetet. Detta var nödvändigt för att få en uppfattning om hur koncepten skulle genereras och en grundläggande förståelse för hur ett vridbord är uppbyggt.

8.1 Kravspecifikation

Arbetet med kravspecifikationens påbörjades med en rad intervjuer med sakkunniga på Saab. Intervjuerna som hölls gav oss god inblick i hur en kravspecifikation ska utformas och de absolut viktigaste delarna fångades upp tidigt. Under intervjuerna gavs även information om MIL-standardernas funktion inom försvarsindustrin och vilka av dessa som var mest relevanta för projektet. Efter flertalet vägledande dialoger med projektets handledare, färdigställdes dokumentet i ett tidigt stadium av arbetet. Kravspecifikationen har under arbetets gång blivit ett levande dokument där vi efterhand har lagt till krav som uppkommit samt ändrat krav som till en början var generella.

8.2 Konceptgenerering

Den konceptgenereande fasen löpte parallellt med komponentsökningen för att möjliggöra att nya komponenter och lösningar löpande skulle kunna tas med i koncepten. Det visade sig att det var svårt att få tag i all data som var önskvärd på tillverkarnas hemsidor och mailkonversationer med företagens supportavdelningar gick långsamt och besvarades ibland inte alls. Vår ursprungliga plan att avsluta komponentsökningen innan koncept började genereras fick därför slopas och istället fortskred marknadsundersökningen genom hela projektets gång. En kesselringmatris var från början tänkt att användas för ett sista urval men beslut togs att överge denna idé eftersom för mycket komponentdata saknades. Istället togs beslut i sista urvalet baserat på diskussion mellan projektdeltagarna, handledare och tekniklektor på Chalmers¹.

¹Kjell Melkersson (Tekniklektor | Chalmers Tekniska Högskola)

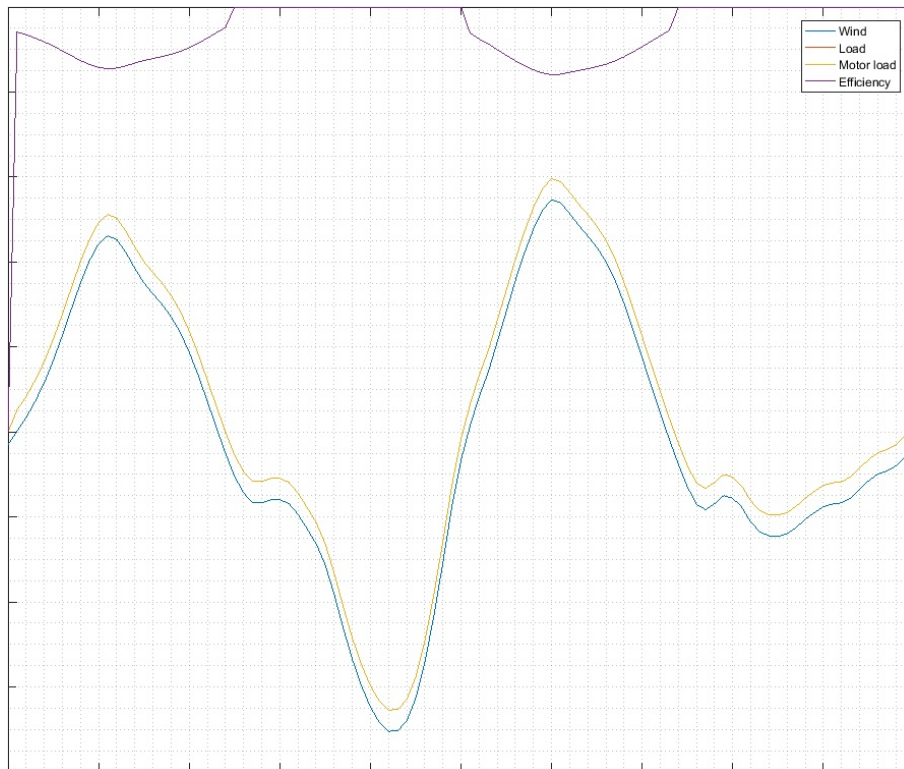
8.3 Utvärderingsprogram

Under utformningen av test-programmet uppdagades åtskilliga problem, så som motorkonstanternas innebörd samt enheter. Vid inmatning av motorkonstanter bör beaktande tas vilken enhet som de olika motortillverkarna anger sina motorkonstanter i då de kan ge felaktigt resultat om de inte skrivs in i den enhet som programmet är avsett för. För att möjliggöra att fler motoralternativ kan testas än de som listas i marknadsundersökningen låter programmet användaren välja att manuellt skriva in motorns konstanter. En anledning till detta är dels den begränsade tid som lades på marknadsundersökning men även för att programmet ska kunna användas för fler projekt i framtiden. Det moment som krävs av motorn kan enkelt ändras genom att byta vinddata med en ny last i Excel-dokumentet. Utan utvärderingsprogrammet hade det varit mycket svårt att ta ställning till vilken motor som varit bäst lämpad för uppgiften.

8.4 Komponentval

Vid jämförelse mellan de slutgiltiga konceptförslagen ses en tydlig prestandaskillnad. Den direktdrivna motorn har fördelen av att vara kraftigare och flexiblare än lösningen med EC-motor. Energiförbrukningen är ungefär likvärdig mellan de två lösningarna. Kostnaden är dock till EC-motorns fördel, men remdrift och vinkelväxling medför en del extra arbete och service. Till exempel måste remmens förspänning testas och underhållas med jämna mellanrum. Remmens förspänning kan även ge upphov till radialkrafter på planetväxelns axel vilket vid val av rem behöver tas hänsyn till. Då rem väljs vars förspänningskraft överstiger tillåtna belastningen på planetväxeln behöver dess axel lagras. Under samtal med handledare² framgick att problem med transmissionen var den absolut vanligaste felorsaken i tidigare system, varpå det är önskvärt att slippa planetväxel och kuggrem. I arbetet har enbart direktdrivna elmotorer som precis klarar kraven undersökts. I slutskedet av arbetet har betydligt starkare elmotorer simulerats vilket visar att effektförbrukningen blir betydligt lägre över varvet. Med fördel kan då en överdimensionerad motor väljas för att öka verkningsgraden hos vridbordet, figur 8.1. Effektförbrukningen för en sådan motor ligger på 115 W och har en verkningsgrad på 93% jämfört med Artus som visas i figur 7.9 som har en verkningsgrad på 60% vid 35 m/s.

²Erik Lindälv (Systemingenjör | Saab Surveillance), Diskussion 2017-04-05.



Figur 8.1: Graf över vindmotstånd och verkningsgrad för överdimensionerad direkt driven elmotor med LDB-300 vid 35 m/s.

Valet av starkare motor kan även motiveras med hjälp utav motorkonstanten. Effektförlusten i en elmotor med liten motorkonstant kommer att bli betydligt högre än för en elmotor med stor motorkonstant vilket kan ses i ekvation 8.1.

$$P_{loss} = \left(\frac{T}{K_m} \right)^2 \quad (8.1)$$

De olika transmissionstyperna har sina för- och nackdelar där rem-transmissionens främsta fördel är en tystare drift än andra transmissionstyper.[2] En nackdel kan vara remmens elasticitet vilken kan ge upphov till gungningar vid kraftig yttre belastning. En kuggväxel är mer robust men kräver smörjmedel samt har en högre bullernivå. Kuggväxeln har även ett kugg-spel vilket resulterar i ett glapp mellan kuggarna vilket gör att lasten kan röra sig glappet då den ej roterar. För att eliminera kugg-spelet kan ytterligare en kugg adderas till växeln. Den största fördelen med användandet av direkt driven elmotor är att rörliga delar som kan ge upphov till fel utesluts vilket reducerar servicebehovet. Med en direkt driven motor fås också bättre funktionalitet vid positionering och finjustering av radarenhetens riktningsvinkel.

Val av lagerutförande var ej heller helt självklart. Kryssrullagret är dels avsevärt billigare än trådkullagret men framförallt mycket styvare. Denna styvhet är dock överdrivet väl tilltagen för användningsområdet och straffar lösningens helhet med

hög lagerfriktion som tar onödig kraft från motorn. Fördelen med Frankes lager är dess smidiga utformning samt att de själva kan tillhandahålla anpassad mekanik kring trådkullagret. Val av encoder till de slutgiltiga koncepten gjordes baserat på Zettlex InCoders förmåga att hantera smuts och annan yttre påverkan samt att den används i produkter med liknande användningsområden som vridbordet.

8.5 Skruvförband

Beräkningarna på skruvförband är utförda efter de modeller samt ekvationer som diskuterats med Kjell Melkersson³. De resultat som presenteras kommer troligtvis ej överensstämma med verkligheten vid mätningar på ett färdigbyggt system. Därmed kan antaganden göras då de värden som tagits fram skiljer sig så pass mycket från gränsvärdena för de olika lastfallen. Om Saab väljer att gå vidare med Frankes trådstyrda kullager kan kringliggande mekanik beställas där en ny säkerhetsmarginal tas fram för skruvförbanden.

8.6 Miljöaspekt

Låg energiförbrukning är av stor vikt, dels ur miljösynpunkt men även på grund av att underhållsresurserna ut till enheten i fält kan vara begränsad. Ett system som förbrukar mindre energi möjliggör antingen att enheten inte behöver medföra samma mängd bränsle eller att den kan vara operativ under en längre tidsperiod. Vridbordet är ej avsett för produktion i samma skala som till exempel en bil vilket gör att komponentval ur miljösynpunkt inte har samma effekt. Men för att bidra till det aktiva miljöarbete som Saab AB bedriver för att minska deras inverkan på klimatet bör miljöpåverkan i komponentvalet beaktas. Saab AB arbetar även med att fasa ut gamla miljöfarliga kemikalier och ta fram nya innovativa lösningar för att hjälpa andra företag att minska deras miljöpåverkan [25]. Bland annat har ett Jas 39 Gripen tagits fram som enbart använder biobränsle. Saabs mål är att ha minskat sina koldioxidutsläpp med 20 % från 2007 till 2020.

8.7 Säkerhet

Som nämnts i kravspecifikationen är säkerhet en viktig aspekt. De beräkningar på skruvförbandens hållfasthet bekräftar att dessa är tillräckligt starka för att förhindra fullständigt mekaniskt haveri vid chocklaster. Beräkningarna är enbart utförda för de komponenter där mekaniken ej går att påverka, beräkningar kommer i ett senare skede få göras om ytterligare komponenter beställs samt för mekaniken. Mekaniken kommer Saab själva att tillverka vilket gör det möjligt för dem att dimensionera skruvförbanden efter de krafter som vridbordet kommer att utsättas för. Invändiga roterande delar ska vara helt inkapslade för att förhindra klämskador (se skiss).

³Kjell Melkersson (Tekniklektor | Chalmers Tekniska Högskola), Diskussion 2017-05-01.

Ytterligare åtgärder kan behöva tas för att kapsla in roterande delar för att bland annat skydda mot smuts. För att uppnå detta används miljötätning vid kringliggande mekanik runt lagret. För att minimera olycksrisken vid underhållsarbete på enheten behövs dels en mekanisk spärr och dels även en låsbar arbetsbrytare för elförsörjningen. Den mekaniska spärren omöjliggör rotationsrörelser orsakad av vind, och arbetsbrytaren förhindrar oönskad tillkoppling av strömmen. Bägge dessa scenarion kan annars ge upphov till allvarliga personskador vilket innebär att vid fortsatt utveckling av vridbordet skall dessa krav tas med vid framtagningen av mekanik och vid konstruktionen av vridbordets enlinjeschema (elektriskt kopplingsschema). Vidare bör ett schema för periodisk service upprättas för att ge översyn ifall mekaniskt haveri är nära förestående. För att underlätta och förebygga service av vridbordet är det därför lämpligt att ta fram en metod för att diagnostisera lagrets friktion. En metod för att undersöka hur lagrets friktion har påverkats kan vara att mäta tiden det tar för lagret att från 60 rpm stanna helt på grund av inre friktion. Tiden loggförs och utvärderas efter varje test, varefter beslut om eventuell åtgärd tas.

9

Slutsats

Genom arbetet kan konstateras att det koncept som vi anser överensstämma bäst med den av oss och Saab framtagna kravspecifikationen är koncept 1. Fördelarna med direktdriven elmotor diskuteras i kapitel 8 vilka väger tyngre än de framförallt kostnadsmässiga fördelar som elmotorn med fast varvtal har. En faktor som spelat stor roll vid val av slutgiltigt koncept är livslängdskostnaden (LCC). Då en lösning med direktdriven elmotor helt undslipper transmission mellan motor och axel försvinner den största orsaken till plötsligt uppkomna fel.¹ Ytterligare anledning till att koncept 1 bör vidareutvecklas är dess trådstyrda kullager. Det jämförelsevis låga friktionsmotståndet samt dess smidiga utformning vilket ger möjlighet att enkelt integrera lagret i specialbyggd mekanik är de primära anledningarna.

Sammanfattningsvis kan man dra slutsatsen att en lösning med direktdriven motor är initialt mycket dyrare, och överskrider troligen budgeten en aning, men kostnadsskillnaden jämnar sannolikt ut sig över systemets livstid på grund av kostnadsparametrar som underhåll, reparationer och utbyte av ej fungerande komponenter. De prisuppskattningar som gjorts är oftast efter listpris, alltså kan den slutgiltiga kostnaden för flera av komponenterna komma att sjunka en del vid offerter om större volymer istället för enskilda enheter. Inom försvarsindustrin är det varumärkesmässigt mer förnuftigt att satsa på en dyrare och mer robust lösning än en billigare vilken kommer kräva mer underhåll.

Arbetet har väckt flera tankar som inte kunnat besvarats då det faller utanför ramen för arbetet. Det kan konstateras att kravspecifikationen kommer behöva utökas ytterligare. Bland annat har krav på vibrationstålighet utelämnats vilket kommer behöva kompletteras vid fortsatt utveckling. Kravspecifikationen kan även kompletteras med mer specifika krav utefter vilken typ av last den är avsedd att driva. Last-specifika krav som skulle kunna uppkomma är vilken typ av uppsättning kablar som krävs för genomföring av signaler eller behov av hjälpsystem integrerade i vridbordet, som till exempel system för positionering. Kravspecifikationen skulle även kunna innehålla någon form utav miljömål eller miljökrav där val av smörjmedel för lager alternativt tillverkningsmetoderna för mekaniken kravställs.

¹Erik Lindälv (Systemingenjör | Saab Surveillance), Diskussion 2017-04-05.

Vad beträffar tillverkningskostnaden finns en risk att tillverkning av vridbord in-house på Saab medför en relativt hög kostnad per vridbord då volymerna är låga. Om ökad funktionalitet fortfarande önskas kan det vara en god idé att vända sig till en utomstående leverantör för framtagning av ny lösning. Kostnaderna per enhet är sannolikt lägre för en tillverkare som är specialiserad på produkten. En fördel med att tillverka egna enheter är dock minskat beroende av utomstående part och ökad sekretess.

Litteratur

- [1] Göran Gerbert “7. Mekaniska transmissioner” i Maskinelement del B 1993 års upplaga, vol. 1, Göteborg, Sverige: Chalmers Reproservice, 2003, pp. 65-78
- [2] Mart Mägi, Kjell Melkersson, Lärobok i Maskinelement, 2017 års upplaga. vol. 1, Göteborg, Sverige: Chalmers Reproservice, 2017
- [3] K-O. Olsson Maskinelement 2015 års upplaga. vol 2.1. Stockholm, Sverige: Liber AB, 2015
- [4] Sjöström, Pettersson, Eklöf, Maskinelement 1990 års upplaga, vol 4.1 Uppsala, Sverige: Almqvist & Wiksells Tryckeri, 1990
- [5] MIL-STD 810G ENVIRONMENTAL TEST METHODS AND ENGINEERING GUIDELINES
- [6] W. Tong Mechanical Design of Electric Motors Boca Raton, FL, USA: Taylor & Francis, 2014. [Online]. Tillgänglig: <http://www.crcnetbase.com.proxy.lib.chalmers.se/isbn/9781420091441>. Hämtad: 2017-02-08
- [7] Engineer’s Handbook, “Coefficient of Friction,” *engineershandbook.com*, 2006. [Online]. Tillgänglig: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> Hämtad: 2017-02-15.
- [8] H. Johannesson, J-G. Persson, D. Pettersson. Produktutveckling 2:a upplagan vol 1. Stockholm, Sverige: Liber, 2013
- [9] B. Drury och A. Hughes, Electric motors and drives. Waltham, MA, USA: Newnes, 2013 [Online]. Tillgänglig: https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpEMDFTA01/viewerType:toc/root_slug:electric-motors-drives/url_slug:kt00BWNAMB Hämtad: 2017-02-15.
- [10] Franke GmbH, “Functional principle of wire bearings”. Franke Bearings. 2017. [Online]. Tillgänglig: <https://www.franke-gmbh.com/bearings/basic-information/#slide-2>Hämtad:2017-03-01

- [11] M. Mägi, K. Melkersson “5. Lagringselement” i Lärobok i maskinelement 2017 års upplaga. vol. 1, Göteborg, Sverige: Chalmers Reproservice, 2017, pp. 223-228
- [12] B.N. Saeed, Engineering principles in everyday life for non-engineers, Morgan & Claypool, 2016. [Online]. Tillgänglig: <http://www.morganclaypool.com.proxy.lib.chalmers.se/doi/pdf/10.2200/S00699ED1V01Y201601ENG026> Hämtad: 2017-04-11
- [13] C. Balanis, Antenna Theory: Analysis and Design , 3rd ed., Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2005. [Online]. Tillgänglig: <https://www-dawsonera-com.proxy.lib.chalmers.se/readonline/9780471714613>. Hämtad: Februari 20, 2017.
- [14] E. Seedhouse, Pulling G, Springer-Praxis, New York 2013. [Online] Tillgänglig: <http://www.lib.chalmers.se/en> Hämtad: 2017-04-11
- [15] R. Simmons, S. Gordon, B. Coladonato, “Miles Equation”, Nasa Goddard Space Flight Center, Washington, Maryland , USA, 2001. [Online] https://femci.gsfc.nasa.gov/workshop/2001/posters/simmons/Simmons_MilesEquation.pdf Hämtad: 2017-04-11
- [16] Colly Components AB, Handbok om skruvförband, Colly Components AB, Kista, Sverige, 1995. [Online] http://www.collycomponents.se/wp-content/uploads/2013/09/HANDBOK_skruvfo%CC%88rband.pdf Hämtad: 2017-04-10
- [17] HDmag flex: Your encoder application all wrapped up, Frauenfeld, Tyskland: Baumer, u.d. [Online]. Tillgänglig: http://www.baumer.com/fileadmin/user_upload/international/Downloads/BR-CT/Baumer_HDmagflex_BR_EN_1507_11155121.pdf. Hämtad:2017-05-24
- [18] Grahn R, Jansson P.Å, Mekanik, Upplaga 3 vol 1, Uppsala, Sverige: Studentlitteratur, 2013
- [19] Mathworks, “Create Apps with Graphical User Interfaces in MATLAB”, mathworks.com, 2017 [Online] Tillgänglig: <https://se.mathworks.com/discovery/matlab-gui.html> Hämtad: 2017-04-24
- [20] Crossed roller bearings: for high precision applications, Herzogenarurach, Germany: KSX, 2003. [Online]. Tillgänglig: http://www.ina.de/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/ksx_de_en.pdf. Hämtad: 2017-04-27.
- [21] Wilson D. S. and Smith R. 1977. Electrical motor reliability model. Report number RADC-R-77-408. Rome Air Development Center, Griffiss Air Force

Base, New York.

- [22] E. Eitel, “Basics of Rotary Encoders: Overview and New Technologies”, MachineDesign, 2014 [Online] Tillgänglig: <http://www.machinedesign.com/sensors/basics-rotary-encoders-overview-and-new-technologies-0> Hämtad: 2017-04-29
- [23] Zettlex, “IncOder™ Inductive Angle Encoders”, zettlex.com, 2017. [Online] Tillgänglig: <http://www.zettlex.com/products/incoder/> Hämtad: 2017-05-12
- [24] ECI Motor ECI-80.60-K1, u.d, EBMPapst: u.d [Online] Tillgänglig: <http://img.ebmpapst.com/products/datasheets/ECI8060K1D00-1587856.pdf> Hämtad 2017-05-16
- [25] SAAB, “Environmental Impact,” *saabgroup.com*, 2006. [Online]. Tillgänglig: <http://saabgroup.com/responsibility/reduce-the-environmental-impact/> Hämtad: 2017-06-19.

A

Appendix

A.1 Elimineringssmatris

Elimineringsmatris för: Vridbordsprojekt									
Utfärdad av:		Skapad: 2017-03-02						Sid 1	
Fredrik Rohlén									
Erik Berglund		Modifierad: 2017-04-27							
	Elimineringskriterier					Beslut			
	(+) Ja					(+) Fullfölj lösning			
	(-) Nej					(-) Eliminera lösning			
	(?) Mer information krävs					(?) Sök mera information			
	(!) Kontrollera kravspec					(!) Kontrollera kravspec			
	A: Uppfyller alla grundkrav								
		B: Realiserbar							
			C: Inom kostnadsramen						
				D: Driftsäker					
					E: Vikt				
						F: Storlek			
						G: Tillräcklig info finns			
Lösn	A	B	C	D	E	F	G	Kommentar	Beslut
1	+	+	+	+	+	+	+		+
2	+	+	+	+	-	+	+		+
3	+	+	+	-	-	-	+	Ej hållbar konstruktion	-
4	+	+	+	+	+	+	+	Hög kostnad?	+
5	+	+	+	-	+	+	+	Troligtvis ostabil	-
6	+	+	+	+	+	+	+		+
7	+	+	+	+	-	+	+		+
8	+	+	+	-	-	-	+	Ej hållbar konstruktion	-
9	+	+	-	+	+	+	+		+
10	+	+	+	+	+	+	-	Instabilitet reduc. m. rem	+
11	+	+	+	+	+	+	+		+
12	+	+	+	+	-	+	+		+
13	+	+	+	-	-	-	+	Ej hållbar konstruktion	-
14	+	+	+	+	+	+	+		+
15	+	+	+	-	+	+	+	Troligtvis ostabil	-
16	+	+	+	+	+	+	+		+
17	+	+	+	+	-	+	+		+
18	+	+	+	-	-	-	+	Ej hållbar konstruktion	-
19	+	+	+	+	+	+	+		+
20	+	+	+	-	+	+	+	Troligtvis ostabil	-

Figur A.1: Elimineringssmatris

A.2 Kravspecifikation



SAAB

KRAVSPECIFIKATION

1 (13)

Datum

Utgåva

Dokumentidentitet

2017-02-22 1

Informationsklass företagssekretess

ÖPPEN

Informationsklass försvarssekretess

EJ FÖRSVARSEKRETESS

Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

Denna handling och informationen här i är Saab AB egendom och får inte användas, delges obehöriga eller ändras utan Saab AB skriftliga medgivande.

Kravspecifikation för generellt vridbord

**SAAB****KRAVSPECIFIKATION**

2 (13)

Datum Utgåva Dokumentidentitet

2017-02-22 1

Informationsklass företagssekretess

ÖPPEN

Informationsklass försvarssekretess

EJ FÖRSVARSEKRETESS

Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED**Innehåll**

1	Inledning.....	4
2	Användning	4
3	Kravdokument.....	4
4	Terminologi.....	4
5	Användningsområden	4
5.1	Land.....	5
5.1.1	Fast plattform	5
5.1.2	Mobil plattform	5
5.2	Sjö.....	5
5.2.1	Fast monterad på fartyg.....	5
5.3	Driftsparametrar	5
6	Prestanda.....	5
6.1	Rotationsprestanda	5
6.2	Bromsverkan	6
6.3	Kraft- och effektprestanda.....	6
6.4	Moment	6
6.5	Funktionella krav.....	7
7	Hållfasthet och styvhet.....	7
8	Pålitlighet och Reparerbarhet	8
8.1	Livslängd	8
8.2	Underhåll	8
8.2.1	Predikterbarhet	8
8.2.2	Serviceintervall.....	8
8.3	Säkerhet	8
9	Dimensioner	9
9.1	Vikt, mått och volym.....	9
10	Kostnad.....	9
11	Yttre förhållanden	9
11.1	Miljöpåverkan	9
11.2	Ljudnivåer	11
11.3	Vibrationer.....	12
11.4	Chock.....	13



SAAB

KRAVSPECIFIKATION

3 (13)

Datum

Utgåva

Dokumentidentitet

2017-02-22 1

Informationsklass företagssekretess

ÖPPEN

Informationsklass försvarssekretess

EJ FÖRSVARSEKRETESS

Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

12 EMC-krav13



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

1 Inledning

Kravspecifikationer för ett generellt vridbord. Kravspecifikationen gäller i första hand användning på land. Krav för sjöbaserad användning kan tillkomma under några utav nedanstående rubriker. Det primära syftet för vridbordet är att rotera en last på ungefär 60 kg i 60 RPM och samtidigt hantera signalöverföringen, det vill säga att plats för en roterskarv finns tillgänglig på aktuell enhet.

2 Användning

Kravspecifikationen ska användas som underlag vid en marknadsundersökning, för att tidigt möjliggöra en utgallring av komponenter som inte uppnår kraven. De koncept som tas fram kommer att jämföras mot kravspecifikationen för att förenkla urvalsprocessen.

3 Kravdokument

De kravdokument som använts är i första hand militära standarder framtagna utav USAs försvarsdepartement, och i andra hand kravdokument sammanställda utav Saab för snarlika produkter.

- [1] MIL-STD-461F Requirements for the control of electromagnetic interference characteristics of subsystems and equipment
- [2] MIL-STD-464C Electromagnetic environmental effects for systems
- [3] MIL-STD1474B Noise limits
- [4] MIL-STD810G Environmental engineering considerations and laboratory tests
- [5] MIL-HDBK-217 Reliability prediction of electronic equipment

4 Terminologi

RPM = Rounds per minute

AC = Alternating current

DC = Direct current

EMC = Electromagnetic compatibility

LCC = Lifetime Cost Calculation

5 Användningsområden

Vridbordet kommer användas på land samt till sjöss.



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

5.1 Land

5.1.1 Fast plattform

Vridbordet ska kunna monteras för fast installation, exempelvis på en plattform i samband med luft/sjö-övervakning. Här bör krav ställas på förmåga att motstå vind, vattentålighet samt damm-tålighet. Styvheten kan här ligga runt 20 Hz.

5.1.2 Mobil plattform

Vridbordet ska kunna placeras på en mobil plattform. Krav för hållfasthet och styvhet är högre än för den fasta plattformen. Krav på vatten och damm-tålighet kvarstår. Styvhet på ca 60 Hz kan krävas vid detta användningsområde.

5.2 Sjö

5.2.1 Fast monterad på fartyg

Kraven på motorstyrka och hållfasthet i konstruktionen bör vara högre för att klara både de starka vindarna till sjöss och även fartvinden som tillkommer. Krav för att klara chockvågor från minsprängningar kräver generellt robustare design.

5.3 Driftsparametrar

Driftsparametrarna baseras på ungefärlig drift under normalt användande under ett år. I det normala användandet räknas övningar och även skarp drift.

- Driftstimmar för landbaserade operationer beräknas till 2000h
- Driftstimmar vid sjö-applikation beräknas till 4500h
- Start/stop estimeras till 500 per år för båda användningsområden (troligen inte en begränsande faktor)

6 Prestanda

Vridbordet måste kunna möta vissa grundkrav i termer av rotationsegenskaper, kraftförsörjning, motoreffekt med mera.

6.1 Rotationsprestanda

Följande krav ställs på rotationen samt rotationsnoggrannheten:

- Reaktionstiden ska hållas så kort som möjligt. Det innebär att varvtalet skall hållas högt och varvtalet får inte minska mer än 10 % från den inställda hastigheten. Varvtalet får inte överstiga det inställda värdet alls.



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

- Vridbordet ska kunna stoppas på önskad position med 5° noggrannhet.
- Vridbordet ska kunna styras(start/stopp) via kommunikationsport.
- Rotationsriktningen ska kunna väljas och ska normalt vara medurs sett ovanifrån.
- Rotationshastighetens medelvärde under 30 sekunder ska ej skilja mer än 5 % från det önskade värdet vid miljöpåverkan.
- Rotationshastighetens medelvärde får ej skilja mer än 20 % under 10 ms vid miljöpåverkan.
- Den maximala böjningen i vridbordet under väderpåverkan bör ligga under 0.1°.
- Vridbordet ska ha en vinkelnoggrannhet på mer än 0.1°

6.2 Bromsverkan

Syftet med bromsverkan är att vridbordet under snabba och kontrollerade former stannar helt vid stopp. Vid stoppandet av rotationen utav vridbordet på t.ex. en mobil plattform är det önskvärt att vridbordet kunna roteras för hand till önskad position men samtidigt inte allt för lätt roteras av väderförhållanden. Krav på bromsverkan är önskvärda men lågt prioriterade. Koncept som i övrigt är väl fungerande ska inte diskvalificeras på grund av dessa krav.

- Bromsverkan bör inte vara högre än 250 Nm. Detta för att kunna vrida bordet för hand om kraften är bortkopplad.
- Bromsverkan bör inte vara lägre än 70 Nm.
- Motorn bör tåla att vridas 360° på 5 sekunder av yttre kraft.

6.3 Kraft- och effektprestanda

Kraftförsörjningen kan vara antingen AC eller DC. Vid AC ska möjlighet för omkoppling mellan 115 V och 230 V och 50 Hz och 60 Hz vara möjlig. Vid DC är volttalet inte en lika avgörande faktor men bör ligga under 400 V.

6.4 Moment

För beräkning av det vridmoment som elmotorn behöver leverera uppskattas följande värden på tänkt last. Dessa dimensioner kommer att ligga inom följande intervall:

- Höjd: 0,4 – 0,6 m.
- Bredd: 0,8 – 1,2 m.
- Djup: 0,3 – 0,5 m.
- Vikt: 50 – 60 kg.



Utfärdad av

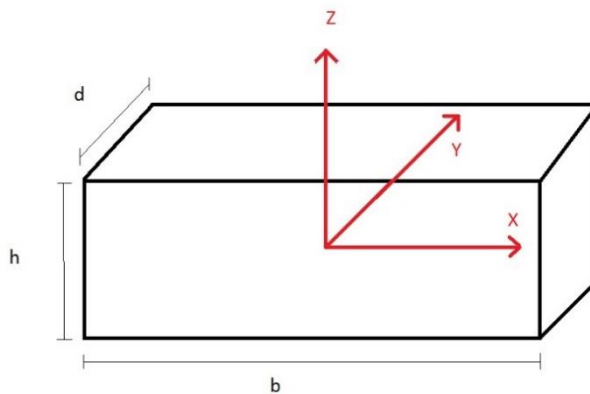
Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

Tröghetsmomenten uppskattas därefter till:

- $I_x \approx 5,7 \text{ kgm}^2$.
- $I_y \approx 5,3 \text{ kgm}^2$.
- $I_z \approx 1,9 \text{ kgm}^2$



Figur 1 Last med koordinatsystem

Enligt uppskattningar av de belastningar som kan uppstå under drift kan det antas att det vid vindstyrkor upp mot 35 m/s kommer att krävas ett dynamiskt vridmoment på ca 80 Nm. Det kontinuerliga vridmomentet för rotation av enbart enheten utan yttre belastning kan antas vara betydligt lägre och kommer inte vara begränsande vid val av motor, utan är försumbar i sammanhanget. Mer utförliga beräkningar kommer utföras parallellt av Saab AB. Kravspecifikationen kommer kompletteras med dessa vindlastberäkningar senare i projektet.

6.5 Funktionella krav

Vridbordet skall innehålla minst en givare för temperaturmätning.

7 Hållfasthet och styvhet.

Önskvärd styvhet för ett vridbord med detta användningsområde ligger teoretiskt någonstans runt 70 Hz. Så hög resonans är troligen inte möjlig att uppnå här på grund av att det skulle medföra allt för stor vikt. En mer realistisk gräns bör ligga någonstans mellan 45-55 Hz.

- Som nämnts i 6.1 ska böjning över toppskiva på vridbord ej överstiga 0.1° under miljöpåverkan. Gäller ej minsprängning.



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

8 Pålitlighet och Reparerbarhet

8.1 Livslängd

Den mekaniska strukturen på vridbordet bör klara minst 10 års drift under de normalförhållanden som listats i punkt 5.3. Individuella delar på vridbordet bör ha en förväntad livslängd på minst 5 år. Sammanlagd felintensitet för vridbordet ska ligga på $\frac{10}{10^6 h}$. Uppskattning av felintensitet hos olika komponenter hittas i [5].

8.2 Underhåll

Vridbordet ska vara så underhållsfritt som möjligt. Standardunderhåll bör ej kräva specialverktyg eller särskilda produkter (specialfett, smörjmedel etc.).

Transmission, kuggar och axlar kan behöva inkapsling för att hålla smörjmedel kvar i systemet. Med givna driftsparametrar i 5.3 borde kol-byte för elmotor ej behövas oftare än den schemalagda intervallservicen.

8.2.1 Predikterbarhet

Eftersträvansvärt kan vara att ta fram provningsmetod i syfte att implementera en predikterbarhet i systemet för att förutspå fel och på så sätt uppskatta intervall på underhållsarbete.

8.2.2 Serviceintervall

Service bör utföras med 1 års intervall för att säkerhetsställa säker drift.

Eftersträvansvärt kan vara att utefter väderförhållanden ta fram specifika serviceintervall då olika miljöer kan ge upphov till ökat eller minskat slitage.

8.3 Säkerhet

Då en stor massa kommer att roteras krävs förebyggande åtgärder för att minimera risken att operatören kommer till skada. För operatörernas säkerhet bör därför följande punkter finnas med:

- En mekanisk spärr för att vridbordet ej ska rotera i vinden vid reparationer och underhållsarbete.
- En låsbar arbetsbrytare ("Man Aloft Switch") skall finnas i anslutning till vridbordet som bryter strömförsörjning och omöjliggör oönskad tillkoppling när arbete med vridbord pågår.
- Rörliga delar i vridbordet kapslas in för att minimera risken för klämskador.
- Konstruktionen ska vara så robust att den vid ett eventuellt haveri inte lossnar och riskerar ytterligare material- eller personsador.



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

- Periodisk service ska säkerställa att risk för mekaniskt haveri ej föreligger.

9 Dimensioner

Dimensionerna på vridbordet är ej helt kravställda. De krav som bör eftersträvas är att vikten samt att måttet på dess höjd kan hållas så lågt som möjligt. Detta för att vridbordet skall kunna appliceras mot mindre fordon alt. fartyg.

9.1 Vikt, mått och volym

Vikt för vridbordet bör inte överstiga 40 kg. Detta inkluderar den kringliggande mekanikens vikt som kan uppskattas till ca 20 kg. Inga specifika måttbegränsningar finns. Uppskattade mått väntas ligga mellan 130-200 mm höjd och 250-450 mm diameter.

10 Kostnad

En övre gräns är satt till 100 000 kr för samtliga komponenter. Kostnaden för delar i vridbordet ska därför hållas relativt låga. Till kostnaden ska även kostanden för montering samt provning tas med som beräknas till 1000 kr/tim. Aspekten LCC ska även tas med vilket även kommer in under punkt 8. Hög pålitlighet samt underhållsfria komponenter bör eftersökas. Vid komponentval ska hänsyn tas till kostnaden av eventuellt kringliggande komponenter även tas med i beräkningarna.

11 Yttre förhållanden

11.1 Miljöpåverkan

Vridbordet ska klara av att användas i väderförhållanden ända upp till storm. Detta ställer höga krav på skydd mot vatten och smuts för både mekanik och elektronik. IP-klassning på monterat vridbord ska vara minst 56 (Dammskyddat, spoltätt).

- Vridbordets fläns behöver en vattentät packning mot monteringsbasens struktur.
- Inkommande kablage till vridbordet monteras underifrån.
- Vridbordet skall klara yttre påverkan från vind upp till 45 m/s utan att haverera. Grafer för vindlaster visas nedan.
- Vridbordet bör kunna operera i miljöer där temperatur varierar mellan -40C till +50C.



SAAB

KRAVSPECIFIKATION

10 (13)

Datum

Utgåva

Dokumentidentitet

2017-02-22 1

Informationsklass företagssekretess

ÖPPEN

Informationsklass försvarssekretess

EJ FÖRSVARSEKRETESS

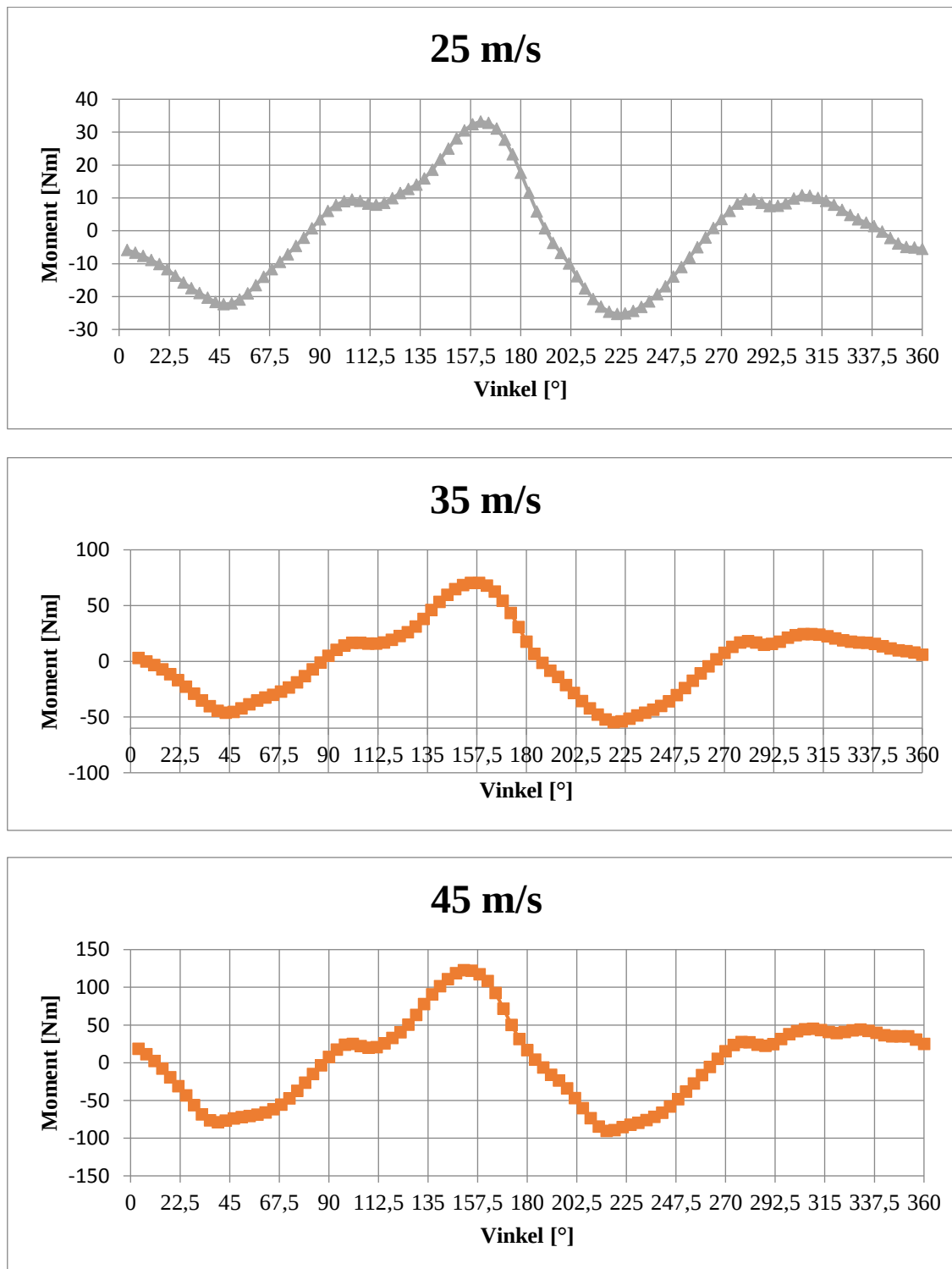
Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

Denna handling och informationen här är Saab AB egendom och får inte användas, delges obehöriga eller ändras utan Saab AB skriftliga medgivande.



Figur 2 Vridmoment vid olika vindhastigheter



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

11.2 Ljudnivåer

På mindre fordon och fartyg är operatörernas utrymme begränsat vilket medför att utrustning med relativt hög ljudnivå hamnar i deras direkta närhet. Därför ställs krav på maximal bullernivå för att dels inte störa radiokommunikation samt i militärt läge röja egen position. Enligt [3] ska ljudnivåer i områden avsedda för radiokommunikation ligga under 65 dB vid 1,5 m från ljudkällan. I till exempel ett litet utrymme som en bil kan extra isolation runt vridbord och motor vara nödvändig. För att inte överskrida denna gräns bör ljudnivå vara max 65 dB på ett avstånd av 1 m från vridbordet.

Category ¹	System Requirements
A	No direct person-to-person voice communication required. Maximum design limit. Hearing protection required.
B	Electrically-aided communication via attenuating helmet or headset required. Noise levels are hazardous to unprotected ears.
C	No frequent direct person-to-person voice communication required. Occasional shouted communication may be possible at a distance of 30 cm. Hearing protection required.
D	No frequent person-to-person voice communication required. Occasional shouted communication may be possible at a distance of 60 cm. Levels in excess of Category D require hearing protection.
E	Occasional telephone or radio use or occasional communication at distances up to 1.50 m required. (Equivalent to NC-70)
F	Frequent telephone or radio use or frequent communication at distances up to 1.50 m required. (Equivalent to NC-60).

Limit Category:	¹ A	¹ B	¹ C	D1 <85	² E	² F
A-Weighted Limit (dBA):	108	100	90		75	65
SIL-4 Limit:					67	57

Figur 3 Ljudkategorier vid stabilt läge

Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

11.3 Vibrationer

Enheten ska klara de generella vibrationskrav som ställs i [4]. Detta ställer framförallt krav på att transmissionen bör vara ganska robust. Kringliggande kabelmontage ska fixeras med 10 cm mellanrum. De vibrationskrafter som enheten utsätts för kan ses i [4] Table 514.6C-4 samt nedan, figur 4.

Vertical		Transverse		Longitudinal	
Frequency, Hz	PSD, g ² /Hz	Frequency, Hz	PSD, g ² /Hz	Frequency, Hz	PSD, g ² /Hz
5	0.1759	5	0.0998	5	0.0441
8	0.5120	7	0.0799	7	0.0390
11	0.0660	9	0.1115	8	0.0576
12	0.0585	10	0.0577	9	0.0430
13	0.0348	14	0.0294	10	0.0293
15	0.1441	15	0.0651	13	0.0221
16	0.1237	16	0.0646	15	0.0558
20	0.0241	17	0.0436	16	0.0585
23	0.0536	18	0.0393	18	0.0160
26	0.0124	19	0.0622	20	0.0099
27	0.0118	24	0.0100	23	0.0452
30	0.0331	37	0.0045	25	0.0110
34	0.0086	38	0.0065	35	0.0036
39	0.0347	44	0.0033	37	0.0098
43	0.0073	55	0.0024	40	0.0040
45	0.0141	57	0.0042	41	0.0044
49	0.0084	59	0.0019	45	0.0023
52	0.0089	76	0.0012	47	0.0047
57	0.0045	79	0.0021	50	0.0016
67	0.0160	83	0.0010	54	0.0017
80	0.0037	114	0.0006	64	0.0010
90	0.0077	135	0.0017	69	0.0030
93	0.0053	142	0.0010	77	0.0007
98	0.0065	158	0.0018	85	0.0015
99	0.0063	185	0.0010	90	0.0012
111	0.0046	191	0.0007	97	0.0015
123	0.0069	206	0.0008	104	0.0036
128	0.0055	273	0.0035	114	0.0040
164	0.0031	300	0.0016	122	0.0015
172	0.0035	364	0.0074	132	0.0013
215	0.0133	374	0.0022	206	0.0033
264	0.0056	395	0.0051	247	0.0226
276	0.0096	500	0.0012	257	0.0041
292	0.0032	rms = 1.48 g		264	0.0054
348	0.0044			276	0.0040
417	0.0031			303	0.0073
500	0.0008			332	0.0092
rms = 2.24 g				353	0.0172
		382	0.0071		
		428	0.0157		
		500	0.0016		
		rms = 1.90 g			

Figur 4 Tabell 514.6C-4



Utfärdad av

Fredrik Rohlén, Erik Berglund

Informationsklass exportkontroll

NOT EXPORT CONTROLLED

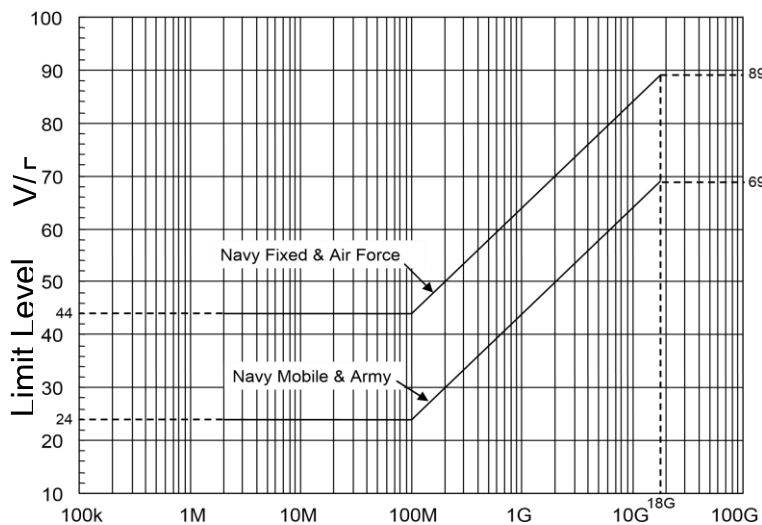
11.4 Chock

En minsprängning motsvarar 50 G statisk kraft. Skruvförbanden mellan antenn och vridbord ska vara dimensionerade för att klara denna belastning en gång utan att totalhaverera.

12 EMC-krav

För att minimera EMC-störningar orsakade av vridbordet och dess motor ska dessa understiga gränsvärdena. Analys av dessa krav täcks inte utav arbetet.

- Enligt [1] Figur RE102-4 är maximalt tillåtna värde 24 dB μ V/m.



Figur 5 RE102-4

A.3 Beräkningar skruvförband

```
1 %*****
2 % Konstanter
3 %*****
4 %Last
5 m = 55;      %[kg]
6 G_1 = 50;
7 G_2 = 20;
8 G_3 = 2;
9 g = 9.81;
10 h = 0.3;
11
12 %Antal skruvar
13 n_s = 24;    %s = schaeffler
14 n_f = 12;    %f = franke
15
16 %Klamlängder
17 Lk_s = 0.0254;  %[m]
18 Lk_f = 0.03;
19 Lk_m = 0.02;   %m = mekanik
20
21 %E-moduler
22 Ek_s = 210*10^9;  %[Pa]
23 Ek_f = 70*10^9;
24 Ek_m = Ek_f;
25
26 %Diametrar Schaeffler
27 Da_s = 0.0155;   %[m]
28 dh_s = 0.0068;
29 Dy_s = 0.01;
30 ds = 117.5*2*10^-3;
31
32 %Diametrar franke
33 Da_f = 0.025;    %[m]
34 dh_f = 0.009;
35 Dy_f = 0.013;
36 df = 129*2 * 10^-3;
37
38 %M6
39 E_m6 = Ek_s
40 A_m6 = 20.1 * 10^-6;
41 Lk_m6 = Lk_s + Lk_m;
42 cs_m6 = (A_m6*E_m6)/Lk_m6 %[N/m]
43 F0_88_m6 = 9.36*10^3      %[N]
44 F0_109_m6 = 13.7*10^3
45 F0_129_m6 = 16.1*10^3
46 Asp_m6 = 20.697*10^-6;
47 sigma_atillm6 = 0.75*(180/6+52)*10^6 %[Pa]
48
49 %M8
50 E_m8 = Ek_s
51 A_m8 = 36.6 * 10^-6;
52 Lk_m8 = Lk_f + Lk_m;
53 cs_m8 = (A_m8*E_m8)/Lk_m8 %[N/m]
```

```

54 F0_88_m8 = 17.2*10^3           %[N]
55 F0_109_m8 = 25.2*10^3
56 F0_129_m8 = 29.5*10^3
57 Asp_m8 = 37.583*10^-6;
58 sigma_atillm8 = 0.75*(180/8+52)*10^6 %[Pa]
59
60 %Kraft
61 F_1 = m*g*G_1
62 F_2 = m*g*G_2
63 F_3 = m*g*G_3
64
65 %*****
66 % FALL 1
67 %*****
68 %-----
69 %XSU08
70 %-----
71 x1_s = ((Lk_s*Dy_s)/Da_s^2)^(1/3)
72 A_ekv1_s = pi/4*(Dy_s^2-dh_s^2)+(pi/8)*(Da_s-Dy_s)*Dy_s*((x1_s+1)^2-1)
73           %[m^2]
74 x2_s = ((Lk_mek*Dy_s)/Da_s^2)^(1/3)
75 A_ekv2_s = pi/4*(Dy_s^2-dh_s^2)+(pi/8)*(Da_s-Dy_s)*Dy_s*((x2_s+1)^2-1)
76
77 ck1_s = (A_ekv1_s*Ek_s)/Lk_s
78 ck2_s = (A_ekv2_s*Ek_m)/Lk_m
79 ck_s = 1/(1/ck1_s+1/ck2_s)           %[N/m]
80 Fn_s = F_1/n_s;
81
82 Fs_s = F0_88_m6+cs_m6/(cs_m6+ck_s)*Fn_s %[N]
83
84 sigma_s_88 = Fs_s/Asp_m6           %[Pa]
85
86 %-----
87 %LDB-300
88 %-----
89 x1_f = ((Lk_f*Dy_f)/Da_f^2)^(1/3)
90 A_ekv1_f = pi/4*(Dy_f^2-dh_f^2)+(pi/8)*(Da_f-Dy_f)*Dy_f*((x1_f+1)^2-1)
91           %[m^2]
92 x2_f = ((Lk_mek*Dy_f)/Da_f^2)^(1/3)
93 A_ekv2_f = pi/4*(Dy_f^2-dh_f^2)+(pi/8)*(Da_f-Dy_f)*Dy_f*((x2_f+1)^2-1)
94
95 ck1_f = (A_ekv1_f*Ek_f)/Lk_f
96 ck2_f = (A_ekv2_f*Ek_m)/Lk_m
97 ck_f = 1/(1/ck1_f+1/ck2_f)           %[N/m]
98 Fn_f = F_1/n_f;
99
100 Fs_f = F0_88_m8+cs_m8/(cs_m8+ck_f)*Fn_f %[N]
101
102 sigma_f_88 = Fs_f/Asp_m8           %[Pa]
103
104 %*****
105 % FALL 2
106 %*****
107 M = h*F_2;

```

```

108 %-----
109 %XSU08
110 %-----
111 Fny_s = M/ds;
112 Fsy_s = F0_88_m6+cs_m6/(cs_m6+ck_s)*Fny_s  %[N]
113 sigma_sy_88 = Fsy_s/Asp_m6  %[Pa]
114
115 %-----
116 %LDB-300
117 %-----
118 Fny_f = M/df;
119 Fsy_f = F0_88_m8+cs_m8/(cs_m8+ck_f)*Fny_f  %[N]
120 sigma_fy_88 = Fsy_f/Asp_m8  %[Pa]
121
122 %*****
123 % FALL 3
124 %*****
125 Q = F_2;
126 %-----
127 %XSU08
128 %-----
129 Qn_s = Q/n_s
130 %-----
131 %LDB-300
132 %-----
133 Qn_f = Q/n_f
134
135 %*****
136 % Utmattning F = mGg*sin(wt)
137 %*****
138 F_max = F_3
139 %-----
140 %XSU08
141 %-----
142 Fnmax_s = F_max/n_s
143 Fsa_s = 0.5*cs_m6/(cs_m6+ck_s)*Fnmax_s
144 sigma_a_s = Fsa_s/Asp_m6
145 if sigma_a_s > sigma_atillm6
146     fprintf(2, 'VARNING!\n')
147 end
148 %-----
149 %LDB-300
150 %-----
151 Fnmax_f = F_max/n_f
152 Fsa_f = 0.5*cs_m8/(cs_m8+ck_f)*Fnmax_f
153 sigma_a_f = Fsa_f/Asp_m8
154 if sigma_a_f > sigma_atillm8
155     fprintf(2, 'VARNING!\n')
156 end

```

A.4 Komponentlista marknadsundersökning

Företag	Produkt	D [mm]	d [mm]	r1-r2 [mm]	B [mm]	Vikt [Kg]	Typ
SKF	61852	320	260	30	28	4,17	Kullager
	QJ232N2MA	290	160	65	48	15,5	Fyrpunkts- kontaktlager
	7038BGM	290	190	50	46	10,5	Vinkelkontakt- lager
Schaeffler	XSU080258	295	220	37,5	25,4	5,1	Kryss- rullager
Timken	TSF 8578 8520-B	327	241	42,86	52,4	11,81	Koniskt rulla- ger
Franke Bearings	LEL5-0300	315,5	284,5	15,5	15,5	0,94	Trådstyrt kullager
THK	RE2405	300	240	30	25	4,5	Kryss- rullager

Tabell A.1: Lager

Företag	Produkt	D [mm]	h [mm]	[V]	$[I_{peak}]$	RPM	Vikt [kg]	Typ
Akribis	ADR220-P-50	220	66,5	220AC	5,4	-	9,8	Direkt driven
	ADR220-P-100	220	116,5	220AC	5,4	-	19,5	Direkt driven
	ADR360-P-70	360	90	220AC	10	-	24,8	Direkt driven
Moog	DB-9000-J-2ES	228,6	64,77	150DC	-	-	8,62	Direkt driven
	DB-9000-I-2ES	228,6	64,77	110DC	-	-	5,44	Direkt driven
Hiwin	FRMM1k2 13	178	141 + 55	220AC	10	2000	5,4	AC-servo motor
	TMRWA3		385	90DC	6	-	31,9	Direkt driven
ebmpapst	ACI-80.60-K1 D00	80	166	48DC	18	4000	2,7	EC-motor
Artus	BMG531Z01	212	50	100DC	12,8	-	-	Direkt driven

Tabell A.2: Elmotorer

Företag	Produkt	Infästning	Typ
Zettlex	INC-4-175	Klämförband rotor / Skruv stator	Induktiv encoder
	IND-3-200	Skruvförband	Induktiv encoder
Baumer	HDmag flex 3000F	Spännrem	Magnetisk encoder
Renishaw	RESx 150	Skruvförband	Optiskt encoder

Tabell A.3: Encoder

A.5 Mekanisk spänningsgraf för XSU08 från Schaeffler

