

Virtuell design av en testrigg för ett vindkraftverks drivlina

Analys av vibrationsdynamik

Kandidatarbete inom tillämpad mekanik

MARTIN CARLSSON

EMMA ELOFSSON

JOHANNA RISÖ

DAVID SANDELIND

Institutionen för Tillämpad mekanik

Avdelningen för Dynamik

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige, 2012

Kandidatarbete 2012:05

KANDIDATARBETE 2012:05

Virtuell design av en testrigg för ett vindkraftverks drivlina

Analys av vibrationsdynamik

Kandidatarbete i Tillämpad mekanik

MARTIN CARLSSON

EMMA ELOFSSON

JOHANNA RISÖ

DAVID SANDELIND

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för Dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige, 2012

Virtuell design av en testrigg för ett vindkraftverks drivlina
Analys av vibrationsdynamik
Kandidatarbete i Tillämpad mekanik
MARTIN CARLSSON
EMMA ELOFSSON
JOHANNA RISÖ
DAVID SANDELIND

©MARTIN CARLSSON, EMMA ELOFSSON, JOHANNA RISÖ,
DAVID SANDELIND, 2012

Kandidatarbete 2012:05
ISSN 1654-4676
Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för Dynamik
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: +46(0)31-772 1000

Omslag: Virtuell design av testriggen i projektet

Chalmers Reproservice
Göteborg, Sverige 2012

Förord

Denna rapport beskriver det arbete som utfördes i kandidatarbetet i TMEX02-12-03 "Virtuell design av en testrigg för ett vindkraftverks drivlina - analys av vibrationsdynamik". Kandidatarbetet utfördes vid institutionen för Tillämpad mekanik, avdelningen för Dynamik på Chalmers tekniska högskola i Göteborg, Sverige.

Detta kandidatarbete är tydligt kopplat till forskningsprogrammet av Svensk Vindkrafts-Tekniskt Centrum (SWPTC, <http://www.chalmers.se/ee/swptc-sv>), som bildades 2010 på Chalmers. Anledningen var att kunna möta den snabbt växande globala vindkraftsindustrin. Speciellt tack till vår examinator Viktor Berbyuk, handledare Stephan Struggl, Håkan Johansson och Jan Möller.

Sammanfattning

Bakgrunden till projektet grundades i hållbar utveckling. Chalmers tekniska högskola har varit med och startat upp Svenskt VindkraftTekniskt Centrum för att öka kunskapen inom området vindkraft. Här är institutionen för tillämpad mekanik är en av huvudaktörerna.

Detta kandidatarbete syftade till att utforma ett förslag på en testrigg för ett vindkraftverks drivlina, med möjlighet för mätning av data för vibrationsanalys. Testriggen skulle uppfylla krav på modularitet, insamling av önskad mätdata och garantera säker drift. Den utformades i CATIA V5 medan matematiska modeller gjordes i matlab och FEA.

Drivlinan är det delsystem i vindturbinen som överför mekanisk kraft från rotornavet till generatoren. Det är detta system som testriggen syftar till att representera. Testriggen består av lager, axlar, kuggväxel, broms, kopplingar och generator.

De ingående komponenterna dimensionerades för säker drift. I testriggen representeras vindkraftverkets rotornav av en mindre elmotor. I kandidatarbetet ansågs det intressant att utvärdera laster och förskjutningar.

Det unika i kandidatarbetet var mätanordningarna för lagren. Denna konstruerades med fjädrar vars uppmätta deformation ska kunna användas för att beräkna krafterna som verkar på lagren. Denna konstruktionen ansågs vidare ha möjlighet att vara realiserbar.

I kandidatarbetet analyserades samband mellan parametrar på axlarna, fjädrarna, stöd-punkterna och nedböjningen vid kuggjulens infästningspunkter. Då det inte fanns några riktlinjer för en acceptabel nedböjning fokuserades på samband. Dessa visade ett inbördes beroende mellan flera parametrar. Vidare utvärderades viss vibrationsdynamik för testriggen och för de valda komponenterna kunde resonans skapas. Detta är intressant ur vibrationssynpunkt. Slutligen ansågs att testriggen uppfyllde de satta kraven och att projektets mål i stor utsträckning uppnåts.

Nyckelord: Drivlina, testrigg, vibrationsdynamik, vindkraftverk

Abstract

The premise of this project is founded in sustainable development. To increase the knowledge within the field of wind power Chalmers University of Technology has been an active partner when the Swedish Wind Power Technology Center was created. The department of Applied Mechanics is one of the important actors in the Centre.

The aim of this bachelor thesis was to design a proposal of a test set up for a wind turbine power train with the possibility of procure measuring data to perform a vibration analysis. The test rig was supposed to meet the requirements of modularity, collection of desired measuring data and ensure safe operation. The virtual model of the test rig was created in CATIA V5, while the mathematical models was created in matlab and FEA.

The power train is the sub system in the wind turbine transferring mechanical loads from the rotor hub to the electrical generator. The test rig consists of bearings, shafts, gear-wheel, breaking device, coupling and electrical generator.

The components were dimensioned with safe operation in mind. The rotor hub in a wind turbine is in the test rig represented by a smaller electric motor. In this bachelor thesis it was deemed interesting to evaluate loads, lateral and medial movements.

The unique part of this bachelor thesis was the measuring device for the bearings. These were designed with springs, whose deformation can be used to calculate the forces acting on the bearings. Moreover, this design was considered to have the possibility of being realisable.

In this bachelor thesis relationships between parameters on shaft, spring, supporting pillar, and deflection caused by the gear wheels were analysed. Since there was no guidelines for acceptable deflection focus was put on relationships. These indicated a mutual dependency between parameters. The vibrations dynamics was to a certain extent evaluated for the test rig. For selected parts resonance could be created. From a perspective of vibration this is of interest. Finally, the test rig was considered to meet the requirments and that the aims of the bachelor thesis to a large extent had been met.

Keywords: Drivetrain, test rig, vibration dynamics, wind turbine

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Problemformuleringar	2
2	Vindkraft, vindkraftverk och komponenter i drivlinor	3
2.1	Genererad energi från ett vindkraftverk	3
2.2	Avvägningar vid optimering av vindkraftverk	6
2.3	Drivlinan i ett vindkraftverk	6
2.3.1	Direktdriven	7
2.3.2	Indirektdriven	8
2.3.3	Hybriddrift	8
2.4	Generator	9
2.4.1	Asynkronmotor	10
2.5	Växel	10
2.5.1	Kuggväxel	10
2.6	Axlar	11
2.7	Axelkopplingar	11
2.8	Lager	11
2.8.1	Rullningslager	12
2.8.2	Lagerlivslängd	12
2.9	Bromsar	13
3	Dimensioneringsteori	15
3.1	Dimensionering av kuggväxel	15
3.1.1	Dimensionering av kuggantal	15
3.1.2	Bredd på kugghjul i kugghjulsväxel	15
3.2	Dimensionering av diametern på axlar	18
3.2.1	Flytvillkor	18
3.2.2	Utmattning	19
4	Koncept på testriggen	21
4.1	Drift med vind	22
4.2	Drift med motor	23
4.2.1	Asynkronmotor	24
5	Vibrationsteori	25
5.1	Kritiska varvtal	25
5.2	Torsionsvibrationer	26
5.3	Egenfrekvenser	26
6	Insamling av mätdata	27
6.1	Trådtöjningsgivare	27
6.2	Induktiva givare	28
6.3	Hallsensor	28
7	Förenklingar, antaganden och metod för komponenterna i testriggen	29

7.1	Förenklingar, antaganden och metod för dimensionering av axlar i testtriggen	29
7.2	Förenklingar, antaganden och metod för dimensionering av kugghjulsparmetrar i en kuggväxel	30
7.3	Förenklingar, antaganden och metod för dimensionering av lagerhållaren .	31
7.4	Förenklingar, antaganden och metod för val av lager.	31
7.5	Förenklingar, antaganden och metod för vibrationsanalys i testtriggen . . .	32
7.6	Förenklingar, antaganden och metod för konstruktionen	32
8	Dimensionering och konstruktion av axlarna i testtriggen	33
8.1	Dimensionering av axlarna i testtriggen	33
8.1.1	Flytvillkor	33
8.1.2	Kritiskt varvtal	35
8.1.3	Utmattning	37
8.2	Konstruktion av axlarna i testtriggen	38
8.3	Egenfrekvens hos axlarna	38
9	Dimensionering och konstruktion av växel i testtriggen	39
9.1	Dimensionering av kuggparametrar för kuggväxeln i testtriggen.	39
9.1.1	Dimensionering av kuggantal	39
9.1.2	Dimensionering av bredd på kugghjul i kugghjulsväxel i testtriggen	40
9.2	Konstruktion av kuggväxeln	41
10	Konstruktion av lagerhållaren	43
10.1	Dimensionering av lager i testtriggen	47
10.1.1	Val av lager i testtriggen	48
10.2	Dimensionering av lagerhållare i testtriggen	49
10.3	Egenfrekvenser på lagerhållaren	51
11	Sammanställning av konstruktionen av testtriggen	53
11.1	Basplattor och torn	53
11.2	Sammansättning av testtriggen	53
12	Valda mätpunkter och implementering av sensorer	57
12.1	Distans	58
12.2	Töjning	59
12.3	Rotationshastighet	59
13	Diskussion	61
13.1	Lager	61
13.2	Axel	61
13.3	Kuggväxel	61
13.4	Diskussion - insamling av mätdata	62
13.4.1	Lagerhållare	62
13.5	Diskussion - sammanställning	62
13.5.1	Nedböjning	63
13.5.2	Vibrationer	63
14	Slutsats	65
15	Referenser	67

Appendix A - Lageregenskaper	71
Appendix B - Kuggparametrar	73
Appendix C - Utmattning	79
Appendix D - FEA	81
Appendix E - Data för testrigger	85
Appendix F - Krav, teknisk specifikation och komponentmatris	87
Appendix G - Matlab	89

1 Inledning

Intresset för vindkraft har ökat kraftigt de senaste åren. En stor anledning till utvecklingen är främst att vinden är en förnyelsebar energikälla, fri från utsläpp under drift och liten bestående påverkan på miljön efter nedmontering. Detta har gjort att det idag bedrivs mycket forskning runt om i världen på alla aspekter av vindkraften.

1.1 Bakgrund

För att öka kunskapen inom vindkraftsområdet har Chalmers tekniska högskola tillsammans med Energimyndigheten och flera stora företag startat upp Svensk VindkraftsTekniskt Centrum. Institutionen för tillämpad mekanik är en av huvudaktörerna i projektet, där avdelningen för dynamik bidrar med forskning och kompetens inom mekaniska system och strukturdynamik. Avdelningen för dynamik lägger en stor del av sin forskning på teoretisk modellering men det förekommer även experimentell verksamhet. På avdelningens studeras drivlinor i vindkraftverk och deras påverkan av laster och vibrationer.

Drivlinan är det delsystem i vindturbinen som överför mekanisk kraft från rotornavet till generatoren. Djupgående kunskap som vibrationsdynamiken i drivlinan är kritisk för att dimensionera/konstruera vindkraftverk med hög pålitlighet och för att uppnå en önskvärd livslängd på minst 20 år.

För att få en ökad inblick i drivlinans dynamik är det nödvändigt att kunna validera de teoretiska modellerna med experimentell data. Vid insamling av denna data finns stora svårigheter då utrymmet i turbinen är begränsat, förutsättningarna är dessutom svåra att kontrollera och information från relevanta undersökningar är ofta sekretessbelagda. Av dessa anledningar behöver institutionen en testrigg som erbjuder dessa möjligheter men med bättre förutsättningar.

1.2 Syfte

Projektet kan delas upp i två huvudsyften:

1. Utforma en testrigg för ett vindkraftverks drivlina
2. Simulera och analysera vibrationsdynamik i drivlinan

Ett delsyfte är att testriggen skall designas modulärt för att dess ingående komponenter lätt skall kunna bytas ut och kunna anpassas för olika testscenarion. Vidare skall testriggen möjliggöra mätning av förskjutningar och laster. Placeringen av mätutrustningen ska väljas så att relevant data kan erhållas. Detta för att kunna utföra analys av vibrationsdynamiken i ett vindkraftverks drivlina.

1.3 Problemformuleringar

För att specificera syftet har ett antal problemformuleringar tagits fram:

- Vilka dimensioner ska de funktionella komponenterna ha för säker drift?
- Hur ska testtriggen konstrueras för att vara modulär?
- Hur ska testtriggen konstrueras för att kunna mäta belastningar samt förskjutningar på lagren?
- Hur ska testtriggen kunna mäta de parametrar som behövs för att validera de matematiska modellerna som finns på vindkraftverkets drivlina?
- Hur ska testtriggen konstrueras för att tydligt visualisera drivlinans beteende?
- Vilka testscenarion är intressanta och hur ska dessa kunna skapas i testtriggen?
- Hur ska mätutrustningen monteras för att få så små störningar som möjligt?
- Hur ska en bromsande funktion implementeras i testtriggen?
- Hur ser vibrationsdynamiken ut när ett bromsande moment appliceras på drivlinan?
- Hur skall validering ske av antagen styvhet på komponenter?

2 Vindkraft, vindkraftverk och komponenter i drivlinor

Detta kapitlet behandlar varför vindkraft idag är ett stort forskningsområde och den allmänna problematiken som finns i dagens vindkraftverk. Kapitlet beskriver också rörelseenergin i vinden samt dess potential att utvinns. I kapitlet nämns också hur vindkraftverk vanligen är utformade och vilka alternativ som finns på marknaden idag.

Vindkraftverk nyttjar vind som är en förnybar energikälla. Vindkraftverks påverkan på miljön är relativt låg. Den miljöpåverkan som vindkraftverk orsakar är i form av material, produktion och installation. Detta kan jämföras med att kol, gas och olja skapar miljöpåverkan innan, under och efter användning. Vindkraft kan också jämföras med kärnkraft som inkluderar en farlig process under användning och genererar farligt avfall som sedan skall förvaras. [1]

Ett vindkraftverk har till uppgift att producera elektricitet som utvinns från vindens rörelseenergi. Vindkraftverk använder rotorblad för att fånga vindens rörelse. Dessa rotorblad hålls ihop av ett nav som i sin tur driver en mekanisk axel. Då denna axel roterar kan effekt/moment överföras med en drivlina. Med hjälp av en generator skapas elektricitet.

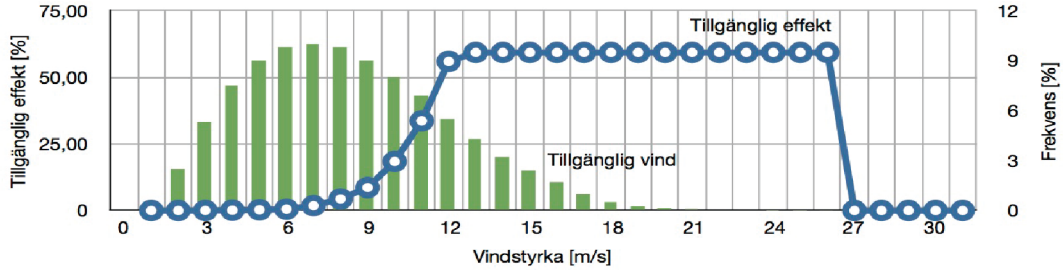
Det finns två huvudsakliga konfigurationer indelade efter om rotoraxeln roterar horisontellt (HAWT) eller vertikalt (VAWT). Av dessa är HAWT med tre rotorblad vanligast [2] och ansett mest fördelaktigt [3], [4]. Detta beror på att HAWT alltid har en större sveparea, mindre problem med stöd, lager, utmattning, start- och hastighetskontroll än VAWT. [1]

2.1 Genererad energi från ett vindkraftverk

Den totala elektriska effekten ett vindkraftverk kan producera beror av flera faktorer. Dessa innefattar vindförhållanden, verkningsgrad och rotorbladens svepyta. Ett vindkraftverk kan aldrig producera mer energi än vad det bromsar passerande luft.

Ett vindkraftverk kräver en vindhastighet på 3-5 m/s för att kunna drivas [5], [6]. Vid denna vindhastighet kommer vindkraftverket producera en lägre effekt än angiven märkeffekt. För att erhålla märkeffekten krävs en vind vanligtvis runt 13 m/s. Vid högre hastigheter tvingas vindkraftverket bromsa effekten och vid hastigheter högre än 25 m/s, stängs vindkraftverket av för att undvika slitage [7], [6]. Ofta är bladen konstruerade så att då vindhastigheten överskrider cirka 13 m/s minskar attackvinkeln, kallat *stall* eller *pitch control*. På så sätt begränsas uttagen effekt och därmed krafterna på bladen [8], [9].

I figur 1 kan exempel på rotornavets upptagna effekt ses tillsammans med tillgänglig vind [10].



Figur 1: Staplarna i diagrammet beskriver tillgänglig vind i Sverige medan kurvan beskriver rotornavets upptagna effekt vid olika vindstyrkor. Informationen till bilden är hämtad ifrån [10], [9].

Ett sätt att beräkna möjlig effekt som kan genereras från ett vindkraftverk är

$$P_{el} = P_k \eta = F_{vind} \frac{v}{2} \eta \quad (1)$$

där P_k är den kinetiska effekten och η är verkningsgraden. Den beaktar förluster, mellan kraften från vinden som träffar rotornavet till genererad el, hos vindkraftverket. η uppgår normalt till 0,35[1]. F_{vind} är vindkraften som bestäms enligt

$$F_{vind} = \rho v^2 A \quad (2)$$

där ρ är densiteten hos luft, v är vindhastigheten och A är sveparean, vilken fås enligt

$$A = \pi R^2 \quad (3)$$

R anger rotorbladens längd och P_{el} från ekvation 1 fås genom

$$P_{el} = \rho \frac{\pi R^2 v^3}{2} \eta \quad (4)$$

Rotorn kan inte nyttja vindens fulla energi, något Betz lag beskriver. Att vinden inte är stillastående efter att ha passerat vindkraftverk bevisar att energi fortfarande finns kvar. Förhållandet mellan vindhastigheten före v_1 och efter v_2 påverkar C_p som är den vind-dynamiska verkningsgraden. Denna beräknas som kvoten mellan rotornavets upptagna effekt och vindens effekt. Rotornavets effekt bestäms enligt

$$P_{rotor} = \frac{1}{2} \dot{m} (v_1^2 - v_2^2) \quad (5)$$

där \dot{m} är massflödet vilken kan beskrivas som

$$\dot{m} = \rho R \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (6)$$

Vindens effekt bestäms enligt

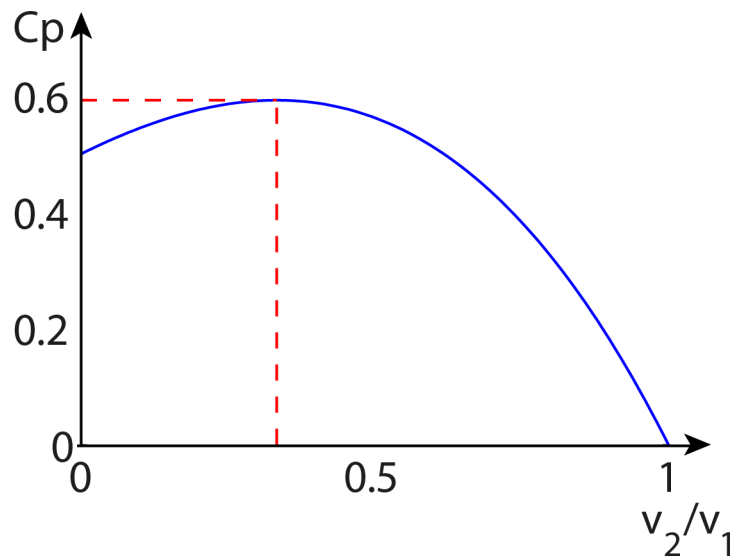
$$P_{vind} = \frac{\rho}{2} A v_1^3 \quad (7)$$

C_p kan då uttryckas som

$$C_p = \frac{P_{rotor}}{P_{vind}} = \frac{1}{2} \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right) \left(1 + \frac{v_2}{v_1} \right) \quad (8)$$

där ekvation 5 - 8 är hämtade från [8] och [9].

Förhållandet mellan v_2/v_1 och C_p kan ses i figur 2.



Figur 2: Enligt Betz lag erhålls maximal C_p vid $v_2/v_1 = 1/3$ och uppgår då till $16/27$.

Enligt Betz lag erhålls maximal C_p då v_2/v_1 är $1/3$. C_p fås då enligt ekvation 8 till $16/27$. Maximal effekt $P_{k,max}$ kan då enligt [8], [9] fås genom

$$P_{k,max} = F_{vind} \frac{v}{2} \left(\frac{16}{27} \right) \quad (9)$$

Även svephastigheten inverkar på möjlig effekt. Ett vindkraftverk med färre blad behöver rotera snabbare än ett vindkraftverk med fler blad för att utvinna samma effekt från vinden. Högst effektivitet nås genom att hålla spets hastighetsförhållandet λ konstant. Ett vanligt värde på λ ligger mellan 6 och 7.

Ökar vindstyrkan måste därför rotationshastigheten öka proportionellt. Det optimala spets hastighetsförhållandet gentemot vinden för ett vindkraftverk med tre blad kan enligt [11] beskrivas genom

$$\lambda = \frac{\omega R}{v} \quad (10)$$

där ω är rotationshastigheten på rotornavet.

Vindhastigheten är av flera anledningar betydelsefull för mängden utvunnen effekt, vilket framgår i figur 1. För att gå fri från marken och få tillgång till stark vind är rotorn placerad högt upp i luften med hjälp av ett torn. Maskinhuset (gondolen) som sitter på tornets topp kan rotera 360° i horisontalplanet för att få optimal vinkel mot vinden. Detta sker med hjälp av styrelektronik som finns inuti vindkraftverket. Utöver övervakning och styrning används elektronik i vindkraftverket för att anpassa elektriciteten från generatoren och möjliggöra variabel rotationshastighet. För att elektriciteten skall kunna användas anpassas den innan den släpps ut på elnätet.

2.2 Avvägningar vid optimering av vindkraftverk

Komponenter i ett vindkraftverk, så som drivlina och elektronik, kan placeras i maskinhuset, tornet eller delas upp i båda dessa.

Viktreduktion i maskinhuset är av stort intresse samtidigt som placering i tornet har stora nackdelar. Att placera generatoren och växellådan i tornet reducerar vikten i maskinhuset men kräver en lång och tung axel med tillhörande broms. Detta bygger i sin tur vikt.

Om endast generatoren skulle placeras i botten på tornet skulle en tunnare axel kunna användas. Denna axel oscillerar dock lätt vilket skapar vibrationer och kräver mer omfattande lageranordningar.

Vanligaste lösningen är att placera alla komponenter i maskinhuset [12]. Att placera alla komponenter i maskinhuset skapar en hög tyngdpunkt vilket kräver ett starkt torn vilket försvårar installation och försämrar servicetillgängligheten.

För att minska bromsstorleken och därmed vikten väljs ofta att placera bromsen på höghastighetsaxeln eftersom det där krävs ett mindre bromsande moment [12].

2.3 Drivlinan i ett vindkraftverk

I en drivlina i ett vindkraftverk återfinns ofta följande komponenter: Lager, axlar, växellåda, broms, koppling och generator[13]. Drivlinan finns för att kunna omvandla rörelseenergin som rotornavet får av vinden till elektrisk energi.

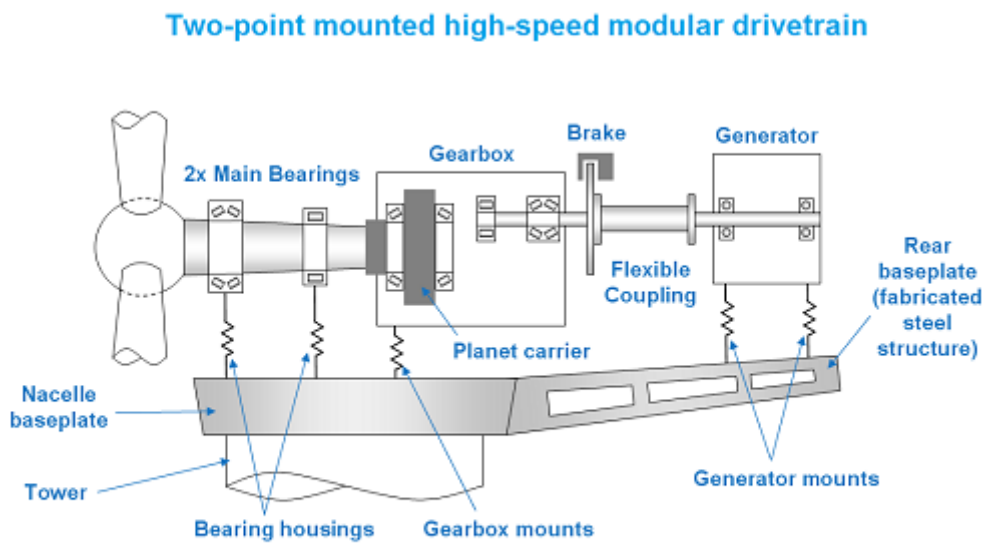
För att göra detta behövs generatoren. Då generatoren ofta behöver en annan rotationshastighet än vad rotornavet har monteras en växellåda, mellan rotornavet och generatoren, och kopplas ihop med axlar.

Utöver detta behövs lager för att ge drivlinan stöd. En broms och en flexibel koppling återfinns ofta mellan växellådan och generatoren i ett vindkraftverk. Vanligtvis används ett flertal lager i en drivlina, mellan två och fyra stycken, utöver de som kan finnas integrerade i drivlinans komponenter. Dessa fyller funktionen att stödja upp axlarna samt ta upp axiella och radiella krafter.

Vid olika tillfällen kan drivlinan i ett vindkraftverk behöva bromsas. För att göra detta används till exempel en skiv- eller magnetbroms. Flexibla kopplingar kan monteras på axeln för att motverka snedställningar och vibrationer. Detta kan då öka drivlinans livslängd.

Snedställningar i drivlinan innebär att axlarna har förskjutits från sina tänkta läge. Detta kan exempelvis orsakas av slarv, lagerfel, olämplig lageranordning, bearbetningsfel, monteringsfel eller en kombination av dessa. Snedställning kan således bildas även om dimensioneringen är korrekt. Detta medför oönskat slitage på angränsande komponenter.

Det finns huvudsakligen tre olika konfigurationer av drivlinor i kommersiella vindkraftverk. Dessa är direktdriven, indirekt driven och hybriddriven. I Figur 3 ses ett exempel på en drivlina i ett vindkraftverk med indirekt driven konfiguration.



Figur 3: En drivlina i ett vindkraftverk med indirekt driven konfiguration [14].

2.3.1 Direkt driven

Det som utmärker en direkt driven konfiguration är att det saknas en växellåda, vilket medför att rotorn och generatorn roterar med samma varvtal.

Att det inte finns en växellåda är en stor fördel eftersom växellådan står för en stor del av de totala reparationstiderna i den indirekt drivna konfigurationen. Detta kan ses i figur 4.

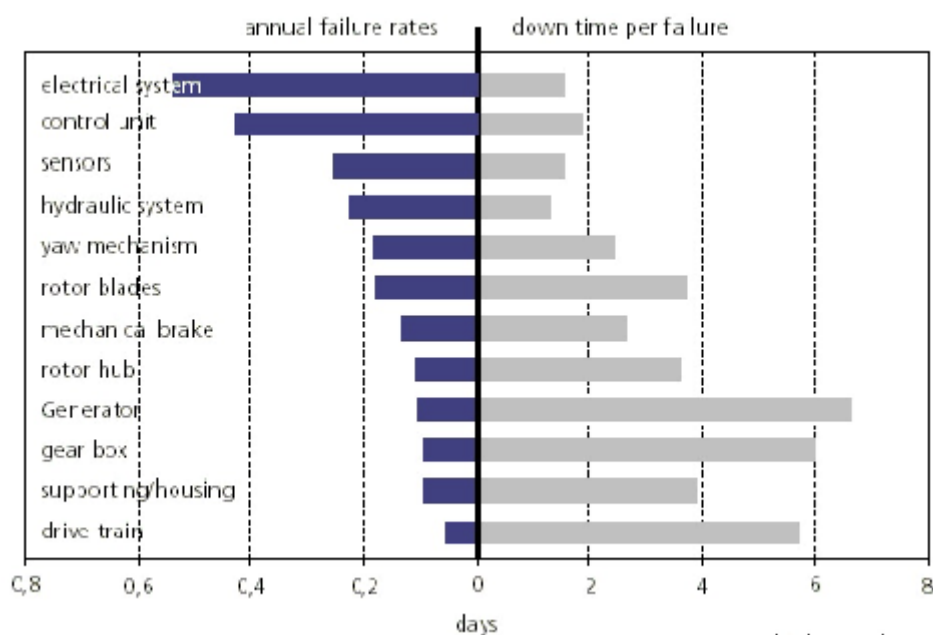
Nackdelen med en direkt driven konfiguration är att generatorn får en låg rotationshastighet. För att få ut samma effekt ur generatorn trots detta behöver den vara större än en höghastighetsgenerator. Låghastighetsgeneratorer blir därför dyrare, tyngre och tar mer plats [15]. Dessutom går dessa sönder mer frekvent.

Denna konfiguration är trots nackdelarna fördelaktig eftersom antalet rörliga delar halveras mot den indirekt drivna konfigurationens samt att den totala vikten minskar [15].

2.3.2 Indirektdriven

Då en normal höghastighetsgenerator fungerar bäst vid ca 1500 rpm [12] och rotornavet roterar med ca 15 rpm, behövs en utväxling på ungefär 1:100.

För att ge en utväxling på 1:100 behövs i praktiken en växellåda med minst två steg [12]. I de flesta vindkraftverk sker idag utväxlingen med en 3-stegs växellåda. I en 3-stegs växellåda är oftast mellan 2 och 3 steg av planetväxeltyp och upp till 1 steg är av parallell kuggväxeltyp. Som framgår av figur 4 står växellådor för stor del av reparationstiderna i dessa vindkraftverk.



Figur 4: Visar hur frekvent komponenterna havererar och deras reparationstid i en indirektdriven konfiguration [16].

Denna konfiguration används i stor utsträckning idag på grund av att det är fördelaktigt att använda en höghastighetsgenerator. En höghastighetsgenerator är relativt lätt, billigare och mer lättillgänglig än låghastighetsgeneratorm.

2.3.3 Hybriddrift

Den hybriddrivna konfigurationen används för att kombinera fördelarna med direkt- och indirektdrivning. Den fungerar som ett mellanting genom att använda sig av en enklare växellåda med färre steg, normalt ett eller två.

I den hybriddrivna konfigurationen används en total utväxling på ungefär 1:10. Då detta är ett relativt nytt sätt att konfigurera drivlinor finns inte mycket kunskap om hur det fungerar i praktiken.

2.4 Generator

En generator används för att omvandla mekanisk rotation till elektricitet. DFIG (Double fed induction generator) är en vanlig generator i indirektdrivna konfigurationer och började användas i samband med att vindkraftverken översteg 1,5 MW. En DFIG har fördelen att den kan arbeta och få ut en stor mängd elektricitet i ett stort spann av rotationshastigheter. En av nackdelarna är att det krävs regelbundet underhåll av generatorns släpning. [17].

I de direktdrivna vindkraftverken är det vanligast att använda en PMSG (Permanent magnet synchronous generator) eller en EESG (Electrically excited synchronous generator). De direktdrivna generatorerna har fördelen att de har hög effektivitet och pålitlighet. [17] Dock väger de mer, kostar mer och permanentmagneterna demagnetiseras vid höga temperaturer. [17]

2.4.1 Asynkronmotor

En asynkronmotor har en rotor som vid drift roterar något långsammare än matningsfrekvensen. Om rotorn istället roterar fortare än matningsfrekvensen kommer effekt genereras och om rotorn och matningsfrekvensen är synkrona blir det ingen effektutveckling. Asynkronmotorn kan alltså användas som en generator om statorns lindningar matas med en spänning vars frekvens är lägre än den synkrona frekvensen. Utförligare teori om asynkronmotorn hittas i kapitel 4.2.1.

2.5 Växel

En växel kan användas för att byta rotationshastighet och/eller rotationsriktning. Den består av ett visst antal steg, där varje steg ger en viss utväxling.

En växellåda kan dimensioneras för de krafter som uppstår under normal drift. Två exempel på bakomliggande orsaker till problem kan vara snedställning och smörjning. Problem med smörjningen har ofta sin bakomliggande orsak i de höga vridmomenten.

2.5.1 Kuggväxel

En kuggväxel består av två parallella kugghjul. Den förändring i varvtal som blir mellan de båda axlarna kallas utväxling u och kan härledas från att effekt in P_{in} är lika med effekt ut P_{ut} . Där $P = M_v \omega$ [18] ger sambandet

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2 \quad (11)$$

Där utväxlingen definieras som

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (12)$$

där z_1 respektive z_2 anger antalet kuggar på respektive kugghjul. Ett kugghjul har vidare en modul m som anger förhållandet mellan delningsdiametern d_p och antalet kuggar. Sambandet är

$$m = \frac{d_p}{z} \quad (13)$$

enligt Svensk standard 1872. Tangentialkraften F_t i en kuggväxel med såväl raka som sneda kuggar kan beräknas genom vridmoment och delningsdiametern enligt

$$F_t = 2 \frac{M_v}{d_p} \quad (14)$$

Radialkraften F_r , som orsakas av kugghjul med rakkugg blir vinkelrät mot tangentialkraften och fås från

$$F_r = \frac{F_t}{\tan(\alpha_0)} \quad (15)$$

där α_0 är kugghjulens pressvinkel som i normala fall är 20° . För snedkugg med vinkel β blir radialkraften däremot

$$F_r = F_t \frac{\tan(\alpha_0)}{\cos(\beta)} \quad (16)$$

Kugghjul med snedkugg orsakar även en axialkraft F_x enligt

$$F_x = F_t \tan(\beta) \quad (17)$$

Kraftekvationerna är hämtade från [19].

Kuggingreppsfrekvens

Kuggingreppsfrekvensen är den frekvens en roterande kuggväxel exiterar systemet med. Den definieras som

$$f_{kugg} = \frac{zn}{120\pi} \quad (18)$$

där n är varv/min.

2.6 Axlar

Axelns uppgift är att överföra ett vridande moment. I ett vindkraftverk med utväxling finns två axlar. Dessa kallas för låghastighets- respektive höghastighetsaxeln, på grund av att rotationshastigheten är låg före växellådan och hög efter.

I ett vindkraftverk har låghastighetsaxeln större diameter än höghastighetsaxeln. Det beror på att vridmomentet är högre vid en lägre hastighet om effekten är konstant och att rotorn orsakar ett stort böjmoment på axeln.

2.7 Axelkopplingar

En axelkoppling är en mekanisk komponent som kopplar ihop två axlar vid deras ändpunkter för att kunna överföra ett vridande moment. En annan funktion som kopplingar kan ha är att tillåta vissa snedställning och vibrationer i drivlinan. Dessa kopplingar kallas flexibla kopplingar. [12]

2.8 Lager

Lagret har två funktionskrav. Det ena är att tillåta en relativ rörelse mellan två ytor. Det andra är att ta upp krafter och moment. [19]

Ett lager som inte uppfyller sin funktion kan orsaka ogynnsamma förhållanden för vindkraftverket genom energiförluster, oljud, vibrationer, förkortad livslängd eller haverier [20]. Detta kan undvikas genom rätt dimensionering, smörjning och tätning av lagren [19].

Rullningslager tillåter stora hastighetsintervall, har lågt och hastighetsoberoende rörelsemotstånd samt är enkla att underhålla. Därför används dessa med fördel i drivlinor och återfinns bland annat i växellådan, kring huvudaxelns infästningar och i generatoren. [19]

2.8.1 Rullningslager

Det finns två typer av rullningslager, kul- och rullager. Kulorna har en liten kontaktyta vilket resulterar i lägre bärkraft än rullelementen. Mindre kontaktyta ger lägre friktion och därför lägre värmeutveckling. Rullager används därför med fördel då stor bärkraft krävs medan kullager används då låg värmeutveckling eller höga varvtal efterfrågas [21]. I figur 30 i appendix A ges en sammanställning av olika typer av rullningslager.

Kul- och rullager består vanligtvis av fyra till fem delar, en inre ring, en yttre ring, kulor eller rullelement, hållare samt tätningar. Hållaren bidrar till att kulorna eller rullelementen hålls på plats och att de inte kommer i kontakt med varandra. [19]

2.8.2 Lagerlivslängd

Enligt ISO (1962) definieras nominell livslängd som

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\rho \quad (19)$$

där C är det dynamiska bärhetstalet angett i kN som finns tabellerat för varje lager. Bärhetstalet ger den approximerade ekvivalenta lagerlasten P som motsvarar att 90% av alla lager uppnår en livslängd på 1 miljon varv eller mer. Livslängdsexponenten ρ väljs enligt

$$\rho = \begin{cases} 3 & \text{för kullager} \\ \frac{10}{3} & \text{för rullager} \end{cases}$$

Med högre P avtar livslängden. Vid den övre gränsen för P uppstår permanenta plastiska deformationer i lagrets rullbana. Vid den undre gränsen påträffas inga skador på lagret, varpå det kan talas om oändlig livslängd. Utöver belastning har föroreningar en stor inverkan på lagrets livslängd. [19]

Ett alternativ till ISO (1962) är SKF (1989). Denna har möjlighet att ge ett mer precist värde men kräver i sin tur information om viskositetsförhållande, smörjning, föroreningsförhållanden och driftstemperatur. [22]

2.9 Bromsar

Den vanligaste rotorbromstypen är en skivbroms. Den kan kostnadseffektivt implementeras från redan existerande produktion till andra maskiner. Bromsens viktigaste funktion är att fixera rotorn vid underhåll och reparationer.

Att använda skivbromsen under drift kan orsaka problem om krafterna är stora. För bromsning under drift används istället pitch control. Skivbromsen används då endast som en parkeringsbroms [12].

Att placera bromsen på låghastighetsaxel är fördelaktigt eftersom växellådan inte utsätts för vridmomentet från rotornavet när bromsen används. Nackdelen är dock att det är ett högre vridmoment som måste bromsas upp.

Skivbromsen består av ett ok som innehåller två bromsklossar och en skiva. Bromsverkan skapas genom att klossarna pressas samman. Ett sätt att styra en liten skivbroms är med hjälp av en vajer. Vajern ger en enkel och pålitlig mekanisk lösning som snabbt kan användas.

3 Dimensioneringsteori

Kapitlet beskriver dimensionering för axlar och kuggväxel. Där dimensioneringen av kuggväxeln beaktar flank- och böjpåkänning medan dimensioneringen av axlarna beaktar flytvillkor, kritiskt varvtal och utmattning.

3.1 Dimensionering av kuggväxel

Vid dimensionering används flera beteckningar och empiriska värden som sammanfattas och förklaras i tabellerna 23, 24 och 25 i appendix B. De empiriska värdena har hämtats ur SS 1871.

3.1.1 Dimensionering av kuggantal

Vid bestämning av kuggantal beaktas underskärning, utväxling och *hunting tooth*.

Underskärning

Då antalet kuggar z väljs måste underskärning beaktas. Underskärning innebär svårigheter att tillverka kugghjul med få kuggar då dessa riskerar att bli försvagade. Det lägsta kuggantalet utan risk för underskärning är relaterat till x , α_t och β . Sambandet fås från [19] till

$$z = \frac{2(1-x)\cos(\beta)}{\sin^2(\alpha_t)} \quad (20)$$

Hunting tooth

Hunting tooth-frekvens innebär hur ofta en specifik kugge från respektive kugghjul möts. Kuggantalen bör inte vara jämna multiplar av varandra eftersom nötning då blir frekvent återkommande på samma kuggar.

3.1.2 Bredd på kugghjul i kugghjulsväxel

Vid dimensionering av bredden på kugghjulen kan fyra faktorer beaktas. Dessa är

- Flankpåkänning
- Böjpåkänning
- Abrasiv nötning (wear)
- Adhesiv nötning (scoring)

Flankpåkänningar uppkommer av spänningar som uppträder lokalt i kontaktpunkten. Dessa kan bland annat leda till ytutmattning (pitting). Spänningar som uppträder lokalt i rotkålen på kuggarna ger upphov till böjpåkänningar. Dessa kan leda till utmattningssprickor i rotkålen.

Nötning är främst beroende på smörjförhållanden. Abrasiv nötning orsakas av otillräcklig smörjning. Adhesiv nötning orsakas av smörj bortfall exempelvis på grund av uppkommen värmeutveckling. [19]

Flankpåkänning

Flankpåkänningen σ_H enligt SS 1871 beräknas som

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{ber} K_{H\alpha} K_{H\beta} (u + 1)}{u d_{p1} b_H}} \quad (21)$$

Den minsta tillåtna bredd b_H med hänsyn till flankpåkänningen erhålls genom omskrivning av ekvation 21 till

$$b_H \geq \left(\frac{Z_H Z_M Z_\epsilon}{\sigma_H} \right)^2 \frac{F_{ber} K_{H\alpha} K_{H\beta} (u + 1)}{d_{p1} u} \quad (22)$$

Formfaktorn för yttryck i rullningspunkten Z_H definieras som

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos(\beta_b) \cos(\alpha_\omega)}{\cos^2(\alpha_t) \sin(\alpha_\omega)}} \quad (23)$$

Materialfaktorn Z_M definieras som

$$Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (24)$$

Ingreppsfaktorn Z_ϵ är den faktor som beaktar kontaktlinjelängden och belastningsvariationen längs kontaktlinjen. Den beräknas enligt

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (25)$$

där ϵ_α är ingreppstalet och ϵ_β är överlappningen. Ingreppstalet för en kuggväxel beroende på pressvinkeln beräknas enligt

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon_0 \quad (26)$$

där ϵ_1, ϵ_2 och ϵ_0 kan avläsas från diagram i SS 1871. För att läsa av dessa värden används kuggtalet och delningstalet k . Delningstalen beräknas genom följande tre ekvationer

$$k_2 = \frac{z_2 + 2}{z_2 \cos(\alpha_0)} \quad (27)$$

$$k_1 = \frac{z_1 + 2}{z_1 \cos(\alpha_0)} \quad (28)$$

$$k_0 = \frac{1}{\cos(\alpha_0)} \quad (29)$$

För att beräkna beräkningslasten F_{ber} används lastfaktorn K_I och den dynamiska belastningsfaktorn K_V enligt

$$F_{ber} = 2 \frac{M_v}{d_p} K_I K_V \quad (30)$$

Yttrycket σ_{HP} sätter begränsningar på tillåten flankpåkänning, vilken beräknas enligt

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} K_L Z_R Z_v K_{HX} K_{HN} K_{HK}}{S_H} \quad (31)$$

där S_H är säkerhetsfaktorn vid flankpåkänning. För att erhålla samma säkerhet vid flankpåkänning som vid böjpkänning sätts säkerhetsfaktorerna enligt

$$S_H = \sqrt{S_F} \quad (32)$$

För att få minsta tillåtna bredd sätts $\sigma_H = \sigma_{HP}$. Detta ger en minsta tillåtna bredd på grund av flankpåkänning som

$$b_H \geq \left(\frac{Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{S_F}}{\sigma_{Hlim} K_L Z_R Z_v K_{HX} K_{HN} K_{HK}} \right)^2 \frac{F_{ber} K_{H\alpha} K_{H\beta} (u + 1)}{d_{p1} u} \quad (33)$$

Böjpkänning

Böjpkänning fås, enligt SS 1871 som

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{F_{ber} K_{F\alpha} K_{F\beta}}{b_F m} \quad (34)$$

där Y_F är formfaktorn för böjning som kan läsas ur diagram i SS 1871. Bredden med avseende på böjpkänning kan lösas ut och fås enligt

$$b_F \geq Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{F_{ber} K_{F\alpha} K_{F\beta}}{\sigma_F m} \quad (35)$$

För att utläsa Y_F behövs det skenbara kuggtalet z_v som beräknas enligt

$$z_v = \frac{z}{\cos(\beta) \cos^2(\beta_b)} \quad (36)$$

Y_β är snedvinkelfaktorn vilken beräknas som

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} \quad 0^\circ \leq \beta \leq 30^\circ \quad (37)$$

Y_ϵ är ingreppstalfaktorn vilken beräknas enligt

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} \quad (38)$$

Tillåten böjpkänning σ_{FP} beräknas med

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_S K_{FX} K_{FN}}{S_F} \quad (39)$$

För att få minsta tillåtna bredd med hänsyn till böjpkänning sätts $\sigma_F = \sigma_{FP}$ vilket ger b_F som

$$b_F \geq Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{F_{ber} K_{F\alpha} K_{F\beta} S_F}{\sigma_{Flim} Y_S K_{FX} K_{FN} m} \quad (40)$$

3.2 Dimensionering av diametern på axlar

Vid dimensionering av en axel måste följande beaktas:

- Lastfall
- Utmattning
- Egenvärdesproblem

Där egenvärdesproblemen syftar till dynamiska egenskaper, i form av olika svängningar och kritiskt varvtal, samt stabilitetsproblem som knäckning. Knäckning uppkommer av axialkrafter och vridning, vilket måste beaktas vid långa och slanka axlar. [19]

3.2.1 Flytvillkor

För att undvika begynnande plasticering (flytning) som inträder då axeln utsätts för en viss spänningsnivå, materialets sträckgräns σ_s , behöver spänningstillståndet analyseras. Effektivspänningen σ_e anger vilken kombination av spänningskomponenter som ger plasticering. [19]

Von Mises är ett empiriskt sätt att beräkna effektivspänning, vilket görs enligt

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau_v^2)} \quad (41)$$

där σ är normalspänningen. Spänningen som uppkommer av böjning σ_b beräknas enligt

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (42)$$

där böjmotståndet W_b för en cirkulär och homogen axel är

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32} \quad (43)$$

Då axeln även utsätts för axiella krafter F_{ax} , bildas drag- eller tryckspänningar σ_{ax} . Dessa kan beräknas enligt

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{A} \quad (44)$$

där A är axelns tvärsnittsarea. σ_{ax} bidrar till normalspänningen enligt

$$\sigma = \sigma_{ax} + \sigma_b \quad (45)$$

Böjmomentet M_b beräknas genom momentekvationer för axeln. Skjuvspänningen τ_v definieras enligt

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_v} \quad (46)$$

där vridmotståndet W_v för en cirkulär och homogen axel ges av

$$W_v = \frac{\pi d^3}{16} \quad (47)$$

Säkerhetsfaktorn n_s definieras som

$$n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_e} \quad (48)$$

För vidare dimensionering av axeln sätt ekvationerna 41 och 48 samman vilket ger följande samband

$$\frac{\sigma_s}{n_s} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_v^2} \quad (49)$$

3.2.2 Utmattning

När en axel roterar i en låg konstant hastighet utsätts den för en konstant skjuvspänning och en växlande böjspänning. Eftersom den enda konstanta spänningen är skjuvspänningen är det bara den som ger bidrag till mittspänningen σ_m . Skjuvspänningen beräknas i ekvation 46. [18]

Mittspänning kan därmed fås enligt

$$\sigma_m = \tau_v \sqrt{3} \quad (50)$$

Denna begränsas av materialets sträckgräns. Vid en rent växlande böjspänning fås en spänningsamplitud σ_a som motsvaras av böjspänningen från ekvation 42 och begränsas av materialets utmattningsgräns för rotation σ_{ur} . [18]

Arbetspunkten P i förhållande till materialets begränsningar kan visualiseras i ett förenklat Haigh-diagram. I det förenklade diagrammet ligger de räta linjerna under de exakta kurvorna och ger därför en högre säkerhet. Då axeln utsätts för en tillräckligt låg belastning kommer utmattning aldrig att inträffa. En tillräckligt låg belastning är när arbetspunkten ligger under de begränsande linjerna i Haigh-diagramet. [18]

Säkerhetsfaktorn mot utmattning n_{su} , för ett fall där spänningsamplitud varierar proportionellt mot mittspänningen, definieras enligt

$$n_{su} = \frac{\overline{OC}}{\overline{OP}} \quad (51)$$

där \overline{OC} och \overline{OP} är avstånden mellan origo och den last som ger utmattning C respektive aktuell nominell last P .

Spänningskoncentrationer

Utmattningsdata är definierad för provstavar med slät polerad yta och vars diameter är 10 mm och framställda ur ämne med diametern 20 mm. Om axeln inte uppfyller detta behöver reduceringar ske. Reducering sker med faktorer vilka beaktar bland annat tillverkningsmetod, storlek, spänningskoncentrationer och ytfinhet. [19]

Längs axlar förekommer vanligtvis diameterförändringar vilka ger upphov till anvisningar likt kärlradier. Där uppkommer spänningskoncentrationer och behöver därför beaktas med reduceringsfaktorer. Det är endast tåligheten för amplitudspänning som påverkas. Rent växlande respektive pulserande spänningsamplituders gränser reduceras enligt

$$\sigma_{ur,red} = \pm \lambda \delta \kappa \sigma_{ur} \quad (52)$$

$$\sigma_{ubp,red} = \sigma_{ubp} \pm \lambda \delta \kappa \sigma_{ubp} \quad (53)$$

[18]. Arbetspunkten påverkas enligt

$$\sigma_{mp,red} = K_t \sigma_{mp} \quad (54)$$

$$\sigma_{ap,red} = K_f \sigma_{ap} \quad (55)$$

De ingående reduceringsfaktorerna i ekvationerna 52-55 förklaras i tabell 29 i Appendix C. Dessa värden är empiriska och hämtas ur figur 1.23 i [19].

4 Koncept på testriggen

I det här kapitlet ges en beskrivning över arbetsgången från vindkraftverk, drivlina till testrigg. Fokus ligger på de skillnader, förenklingar och avgränsningar som fått göras för testriggen under projektet.

Konceptet har tagits fram genom en iterativ process i flera led. Grundkoncept togs fram genom *brainstorming* och kontinuerlig utvärdering av de olika förslagen. Vid projektets början var förslagen mer kreativa och skiljde sig från en konventionell drivlina. Dessa innefattade bland annat lösningar med flera generatorer, flera rotorerna och olika symmetrier för att undvika snedbelastningar. Dessa avgränsades sedan successivt bort mot en konventionell design som var tänkt att efterlikna en vanlig drivlina i ett vindkraftverk i Sverige. Detta innefattade avgränsningen till konfigurationen HAWT.

Till skillnad från ett vindkraftverk, som utsätts för extrema väderförhållanden beslutades att testriggen skulle användas i labbmiljö. I ett labb går förutsättningarna att kontrollera och det finns gott om utrymme att röra sig på. Dessutom gjordes alla delar i testriggen lättillgängliga då maskinhuset togs bort.

Till en början uteslöts inte att testriggen skulle kunna tas ut och drivas med vind. Den avgränsningen gjordes senare eftersom en motor var att föredra av enkelhetsskäl. Projektgruppens förhoppning är dock att vinddrift kan implementeras i efterkommande projekt.

En annan fördel med inomhusdrift var att sensorerna inte behövde anpassas för att klara utomhusförhållanden och därför kunde monteras utan skydd och på mer flexibla platser. Samma sak gällde växeln som då kunde konstrueras utan låda.

När det hade beslutats om motordrift valdes en motor som fanns tillgänglig på institutionen. Motorn var effektmässigt mycket mindre än den tänkta effekten från vinddrift men ansågs vara tillräcklig för att driva testriggen utan problem. I samband med dessa avgränsningar beslutades att storleken på testriggen inte kunde överstiga 2,5 m i längd och 1 m i bredd.

Takhöjden i labbet ledde i sin tur till att ett högt torn inte kunde vara aktuellt. Detta ansågs inte vara något problem eftersom en anledning att placera maskinhuset högt upp är tillgång till stark vind och att bladen behöver utrymme, vilket inte behövs vid motordrift. Däremot påverkar detta dynamiken i testriggen genom att ge den en lägre tyngdpunkt.

Koncepten visas i figur 5 med vinddrift och i figur 6 med motordrift. Där figur 6 blev det slutgiltiga konceptet där alla ingående komponenter skulle specificeras, dimensioneras och konstrueras. Utöver den raka kuggväxel som visas i figuren var tanken att helt implementera snedkugg och planetväxel samt att möjliggöra en direkt driven konfiguration.

Alla växeltyper beslutades att bestå av ett steg eftersom detta underlättar analysen av systemet, dynamiken och mätdata. Rak- och snedkugg dimensionerades helt medan planetväxeln prioriterades bort. Främst eftersom dess påverkan på övriga systemet skulle varit minst av nämnda växlar. Analyserna av axelns reaktion på olika moment är dock endast gjorda för rakkuggar då dessa ger mest vibrationspåverkan på systemet.

Anledningen till att kugghjulen sattes på samma höjd var att möjliggöra fyra olika konfigurationer utan större justeringar av testtriggen. Genom att möjliggöra en enkel flytt av lagren, axeln och generatorm i sidled blev alternativet: ingen växel, kuggväxel med rakkugg, kuggväxel med snedkugg och planetväxel tillgängliga.

Två lager på varje axel valdes av främst två anledningar. Den första var att öka modulariteten i testtriggen genom att erbjuda möjligheten att använda två, tre eller fyra lager av olika kombinationer och typer. Dessutom erbjuds möjligheten att orsaka snedställningar på fyra platser i testtriggen.

Genomgående under projektet har fokus legat på att göra allt i testtriggen modulär. Med modularitet menas i projektet att komponenter skall vara lätta att byta ut mot andra varianter och dimensioner.

Ett annat fokus har legat på att synliggöra alla delar och samband, vilket har påverkat konstruktion av växeln och lagerhållaren. I projektet har därför båda dessa konstruerats på egen hand med syfte att alla ingående delar skall vara kända och kunna studeras.

Det mest unika i projektet är konstruktionen av lagerhållaren som konstruerades med fjädrar. Lagerhållaren underlättar analys av systemet genom att deformeras på ett känt sätt. Genom att ha en känd styvhet möjliggörs kraft- och vibrationsberäkningar på systemet. Fjädrarna är ett sätt att kringgå den okända styvheten på lagren som ofta skyddas av sekretess.

Att lagerhållaren skulle få kända parametrar och att deformationen skulle vara förutsägbart motiverar en egen konstruktion framför alternativet att köpa en färdig konstruktion, preparerad med sensorer, som finns på marknaden. I projektet har fokus lagts på lagerhållaren och sensorer har därför bara specificerats för denna komponent.

För att uppnå känd deformation och en enkel design begränsades frihetsgraderna i lagerhållaren. Vidare kan fjädrarna, genom förspänning, användas till att centrera axeln och skapa snedställningar.

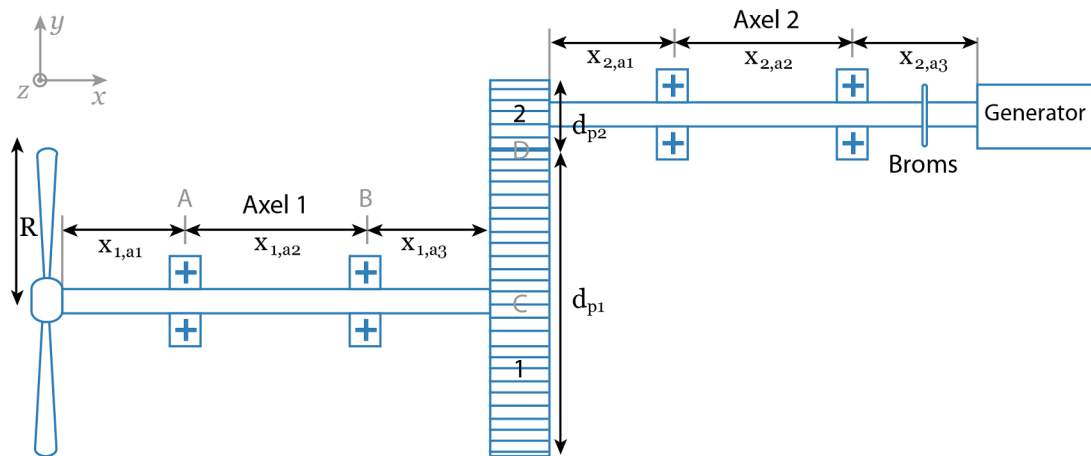
Skivbromsen placeras på höghastighetsaxel eftersom en intention är att utreda dynamiken och undersöka hur växeln påverkas av motorn om broms läggs i under drift.

4.1 Drift med vind

Vid drift med vind fästs en rotor med blad av längden 5 m på låghastighetsaxeln. Vinddrift vore fördelaktigt eftersom testtriggen då utsätts för verklig vinddynamik och de mätvärden som erhålls då blir mer representativa. I kapitel 2.1 nämndes att rotorns verkningsgrad inte kan överstiga 16/27. Inkluderas förluster i drivlina och elektronik blir verkningsgraden η närmare 35-40% [1]. Värdena från tabell 1 insatt i ekvation 4 ger effekten

$$P_{el} = \rho \frac{\pi R^2 v_m^3}{2} \eta = 5250\pi \approx 16,49 \text{ [kW]} \quad (56)$$

Vid drift med vind kommer testtriggen ha en uteffekt på 16,49 kW vid en ineffekt från vinden på 47 kW. Drift med vind är i projektet önskvärt för att kunna utföra mätning under realistiska former. Däremot gör vinden användningen av testtriggen väderberoende.



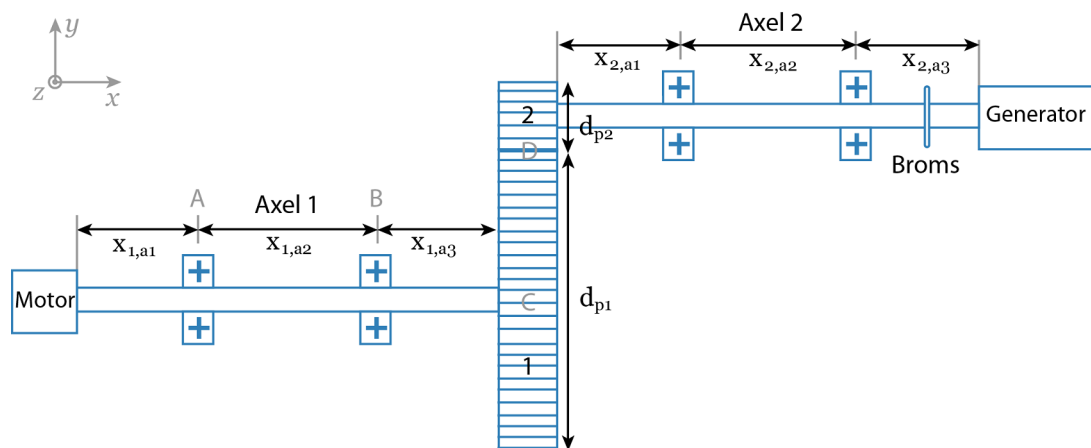
Figur 5: Utformning av testrigg med kuggväxel och vinddrift.

Tabell 1: Antagna värden för testriggen vid effektberäkning.

Symbol	Värde
η	0,35
R	5 [m]
ρ	1,20 [kg/m^3] (vid markhöjd)
v_m	10 [m/s]

4.2 Drift med motor

Om det vore önskvärt att driva testriggen med en motor vore en asynkronmotor ett bra alternativ.



Figur 6: Utformning av testrigg med kuggväxel och motordrift.

4.2.1 Asynkronmotor

En asynkronmotor drivs med elektromagnetiskt induktion. Detta uppkommer då en ledare befinner sig i ett magnetfält som varierar med tiden.

Asynkronmotorn består i huvudsak av en rotor och en stator. Statorn i en trefas asynkronmotor är försedd med tre faslindningar. När dessa anslutits till elnätet bildas tre magnetfält i statorkärnan. Fälten är förskjutna 120° relativt varandra. De olika faslindningarnas magnetfält samverkar så att ett symmetriskt, roterande magnetfält uppstår.

Då statorns magnetfält roterar runt rotorn skapas ett motverkande magnetiskt fält från rotorn som gör att denna roterar tillsammans med fältet från statorn [23].

Antalet polpar n_{polpar} i asynkronmotorn bestämmer det varvtal n som motorn kommer rotera förskjutet från, i förhållande till matningsfrekvensen f_{grid} .

$$n = 60 \frac{f_{grid}}{n_{polpar}} \quad (57)$$

där n är angivet i varv/min. Momentet i en asynkronmotor kan beräknas enligt

$$M = 9550 \frac{P}{n} \quad (58)$$

där P anges i kW. Asynkronmotorn används i många applikationer, då den har få rörliga delar vilket gör den mycket robusts [23].

5 Vibrationsteori

Detta kapitel beskriver kritiska varvtal, torsionsfenomen och egenfrekvenser.

5.1 Kritiska varvtal

Kritiskt varvtal, även kallat böjkritiskt varvtal, är ett fenomen av stor vikt vid konstruktion av ett roterande maskineri. Kritiskt varvtal kan uppkomma i flera typer av system. Ett system kan bestå av en axel fast inspänd med två lager och en koncentrerad masskiva fäst vid sig. Om systemet roterar i ekvivalent hastighet med egenfrekvensen vid böjsvängningar uppkommer kritiskt varvtal. Detta fenomen leder till ett resonanstillstånd vilket ger enorma utböjningar på axeln. [24]

Svängningar som uppkommer vid kritiskt varvtal är identiska med böjsvängningar om massans radiella utbredning försummas [19]. Följande ekvationer för kritiskt varvtal är hämtade från [19]. Kritiskt varvtal för en koncentrerad skiva i en punkt kan beräknas enligt

$$\omega_{kr,1} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (59)$$

där c är axelstyvheten och m är massan koncentrerad där kraften P verkar. Kraften sätts i relation till styvheten enligt

$$P = c\delta \quad (60)$$

där δ anger nedböjningen. Styvheten beräknas med lämpligt elementarfall. Vid fall där axelns massa inte kan försummas behöver även det kritiska varvtalet med avseende på detta beaktas. En fritt upplagd axel där lagren anses sitta längst ut på axeln i respektive kant ger lägsta kritiska varvtal enligt

$$\omega_{kr,2} = \pi^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho AL}} \quad (61)$$

där E är elasticitetsmodulen och I är yttröghetsmomentet.

För att erhålla det kritiska varvtalet för system där både massutbredning på axeln och koncentrerad massa beaktas kan Southwell-Dunkerleys approximationsmetod tillämpas, vilken lyder

$$\frac{1}{\omega_{kr,SD}^2} = \frac{1}{\omega_{kr,1}^2} + \frac{1}{\omega_{kr,2}^2} \quad (62)$$

Denna approximationsmetod ger ett något för lågt egenvärde. Enligt Neubers approximationsmetod kan olika egenvärden, med hänsyn till hela systemets massa, för delsystem sammanvägas enligt

$$\frac{1}{\omega_{kr,tot}^2} = \frac{1}{\omega_{kr,SD}^2} + \frac{1}{\omega_{kr,3}^2} \quad (63)$$

där $\omega_{kr,3}$ tar hänsyn till flexibiliteten hos lagren enligt

$$\omega_{kr,3}^2 = \sqrt{\frac{k}{m_{tot}}} \quad (64)$$

där k är styvheten på lagret.

5.2 Torsionsvibrationer

Torsionsvibrationer är svängningar som uppkommer i rotationsled. Svängningar av denna typ uppkommer ofta i axlar. De flesta axlar är ofta fixerade mot omgivningen i radiell riktning, till exempel genom lager, vilken då är en referenspunkt.

I rotationsled för axlar roterar masspartiklarna utan förankring och kan därför inte ta spjörn mot omgivningen utan tar istället spjörn inbördes. Då detta sker uppstår små vinkelförändringar relativt varandra. [19]

Fria svängningar för ett system med en axel och en koncentrerad masskiva i ena kanten beaktas ur ett perspektiv med en frihetsgrad ger rörelseekvationen

$$\ddot{\theta} + \omega_t^2 \theta = 0 \quad (65)$$

där $\theta(t)$ är vinkelförskjutningen [24].

Med hänsyn tagen till moment, vridstyvhet och dämpning på låg -och höghastighetsaxeln fås de dynamiska rörelseekvationerna för drivlinan i figur 6 enligt

$$J_r \dot{\omega}_r = T_r - c_{ls}(\omega_r - \omega_g) - k_{ls}(\theta_r - \theta_g) \quad (66)$$

$$J_g \dot{\omega}_g = T_g - c_{ls}(\omega_g - \omega_r) - k_{ls}(\theta_g - \theta_r) \quad (67)$$

$$J_p \dot{\omega}_p = T_p - c_{ls}(\omega_p - \omega_{gen}) - k_{ls}(\theta_p - \theta_{gen}) \quad (68)$$

$$J_{gen} \dot{\omega}_{gen} = T_r - c_{ls}(\omega_{gen} - \omega_p) - k_{ls}(\theta_{gen} - \theta_p) \quad (69)$$

Där index p representerar det lilla kuggghjulet och g det stora. Vidare står r för motorn och gen för generatoren. Detta gäller under antaganden att hög- och låghastighetsaxelns tröghetsmoment försummas och att kuggväxeln antas vara ideal. Med hänsyn tagen till moment och vridstyvhet.

5.3 Egenfrekvenser

Egenfrekvensen hos en konstruktion är antalet svängningar per sekund när den får svänga fritt utan yttre påverkan[25]. En konstruktion kan ha obegränsat antal egenfrekvens där den lägsta kallas grundfrekvens eller den fundamentala frekvensen. Egenfrekvensen påverkas inte av krafter på en konstruktion utan istället av till exempel geometrin, materialet och randvillkor.

Resonans är fenomenet som uppkommer då exciterande last har en frekvenskomponent i närheten av egenfrekvensen för systemet. En typisk konstruktion har många egenfrekvenser, vilket gör att resonans kan ske vid många olika frekvenser.

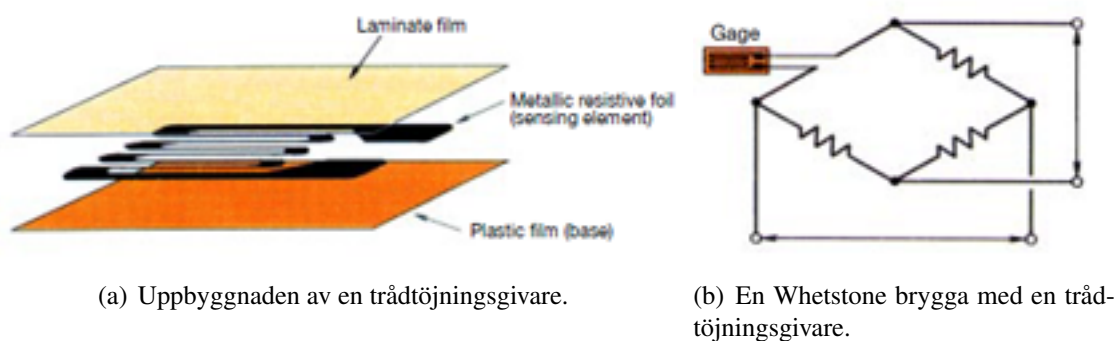
6 Insamling av mätdata

Kapitlet beskriver de sensorer som används för att samla in mätdata i testriggen.

6.1 Trådtöjningsgivare

Då elektriskt ledande material utsätts för töjning ändras dess resistivitet, vilken kan mätas. Det finns flera storheter som kan omvandlas till töjning och därmed går att mäta med bland annat trådtöjningsgivare. Det vanligaste är att trådtöjningsgivare limmas på mätobjektet [26].

En trådtöjningsgivare är uppbyggd av en tunn, resistiv metallfolie placerad på en plastfilm och fixerad med en tunn film. Metallfolien har vanligtvis en tjocklek på mellan 3 och 6 μm [27]. Detta ses i figur 7(a). Den högsta tillåtna töjningen för en trådtöjningsgivare är



Figur 7: Uppbyggnaden placering av en trådtöjningsgivare [27].

ofta runt $\pm 3\%$ [26]. Trådtöjningsgivare användas för mätning av exempelvis mekanisk spänning, förskjutning, kraft, moment och vikt [26].

Trådtöjningsgivarna kopplas med fördel i en Wheatstone brygga. En Wheatstone brygga är en elektrisk krets som används för att mäta resistansförändringar. När en elektrisk spänning applicerats behöver bryggan balanseras. Uppkommen töjning kan sedan erhållas genom att mäta utspänningen [27]. En brygga ses i figur 7(b).

Utöver denna konfiguration finns varianter med två och fyra givare i. Med en halv brygga (2 givare) kan placeringen av givarna optimeras för mätning av exempelvis töjning orsakad av böjning eller drag. Det är därför viktigt att placera givarna på rätt armar i bryggan för det tänkta applikationsområdet. [27].

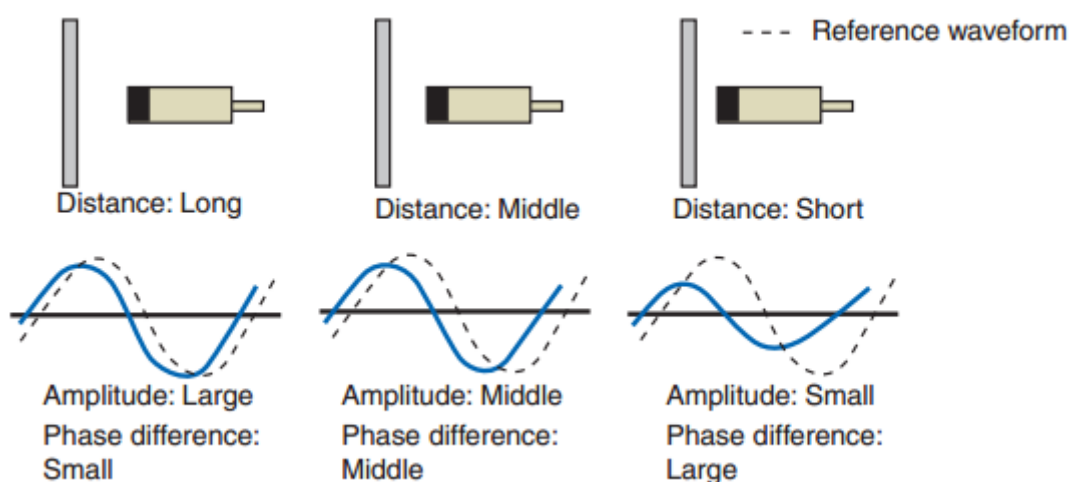
En trådtöjningsgivare är temperaturberoende. För att undvika detta kan två givare kopplas i en brygga. Då placeras en givare på en annan enhet av motsvarande material vid samma temperaturförhållande och den andra på mätobjektet. Dessa förändras då lika mycket på grund av temperaturen och dessa öknings tar ut varandra [27]. Idag finns speciella trådtöjningsgivare som själva kompenserar för förändrad temperatur [27].

Givarna matas med likspänning eller växelspanning. Genom att mata trådtöjningsgivarna med växelspanningen minskas känsligheten för störningar [26].

6.2 Induktiva givare

En induktiv givare utnyttjar ett högfrekvent magnetfält som genereras genom att skicka en högfrekvent ström genom sensorhuvudet. När en metall befinner sig i ett magnetfält induceras elektromagnetisk spänning vinkelrät mot magnetfältet, vilket ändrar impedansen hos sensorhuvudet. [28]

En induktiv givare mäter avståndet mellan sensorhuvudet och mätobjektet baserat på förändringar i svängningar. Både amplituden och fasen förändras då huvudet förs närmre mätobjektet vilket visas i figur 8 [28]. Då huvudet närmar sig mätobjektet minskar amplituden och fasen förskjuts mer. Förändringar i amplitud och fas är approximativt proportionell mot förändringen i distans [28]. Linjäriteten hos sensorn beskriver hur mycket sensorn avviker från denna ideala linje. Det finns två huvudtyper av induktiva givare. Den



Figur 8: Hur fas och amplitud förändras då sensorhuvudet förs närmre mätobjektet [28].

första kallas reaktanstyp, vilket innebär att endast induktansen hos kretsen varieras. Den andra typen kallas differentialtransformator och i dessa varieras induktansen ömsesidigt. [26].

6.3 Hallsensor

Hallsensorn används för att mäta rotation eller linjära rörelser. Genom att låta magnetfältet från en permanentmagnet styra ett hallelement skapas en impuls varje gång permanentmagneten passerar sensorn och därmed en signal vid varje tillfälle. Genom att räkna signalerna kan rörelser bestämmas.

En högre upplösning kan nås genom att implementera fler magneter per varv eller med hjälp av signalbehandling. Detta genom att noggrannare mäta impulsen samt använda flera hallsensorer. Genom att använda flera hallelement kan position lättare tolkas utifrån signalerna. Andra funktioner som erhålls med fler hallelement är att hallsensorn anpassar sig till avstånd och temperatur.

7 Förenklingar, antaganden och metod för komponenterna i testriggen

Kapitlet beskriver de metoder, tillhörande förenklingar och antaganden för dimensionering och konstruktion av komponenter i testriggen.

7.1 Förenklingar, antaganden och metod för dimensionering av axlar i testriggen

Metoden beskriver hur axeldiameter kan bestämmas med ansatt längd och material. Hänsyn kommer att tas till lastfall i relation till flytvillkor enligt von Mises, kritiskt varvtal samt utmattning.

Knäckning kommer inte att beaktas då de axiella krafterna anses små och axlarna korta. När kritiskt varvtal tas i beaktning används approximationsmetod enligt Southwell- Dunkerleys samt approximation enligt Neuber, där ett kugghjul betraktas som en homogen skiva.

Lastfallet antas vara styvt och stöden antas kunna ta upp moment, se figur 9. Axelns egen tyngd beaktas inte vid beräkning av maximalt böjmoment. Förenklingar görs även till att det maximala böjmomentet verkar i mitten, istället för vid kanten, av stödet B . Vid utmattningsberäkningar används det förenklade Haigh-diagrammet. Ingen hänsyn kommer tas till axialkrafter vid utmattningsberäkningarna. Spänningskoncentrationer kommer endast beräknas för diameterförändringen vid lagret närmast växellådan, även denna förenklad att börja i mitten av lagret.

Ekvationer för flytvillkor, kritiskt varvtal och utmattning är hämtade från [19]. Metoden ses i tabell 2.

Tabell 2: Process för att bestämma axeldiameter.

Steg	Beskrivning	Referens
1.	Dimensionering av diameter enligt von Mises flytvillkor.	8.1.1
1.1	Dimensionering av diameter utan hänsyn till drag- och tryckspänningar σ_{ax} .	(77)
1.2	Diametern framräknad i 1.1 kontrolleras med säkerhetsfaktor som beaktar σ_{ax} .	(78)
2.	Dimensionering av diameter med avseende på kritiskt varvtal.	(62)
3.	Val av största diameter med avseende på kritiskt varvtal och von Mises.	
4.	Val av lagerdimensioner vilket ger upphov till diameterförändring på axel.	
5.	Kontroll av säkerhetsfaktor mot utmattning för vald diameter, lager och kälradie för reducerad axel.	(89)

7.2 Förenklingar, antaganden och metod för dimensionering av kugg-hjulparametrar i en kuggväxel

Beräkningarna tar inte hänsyn till förluster i kraftöverföringen mellan kuggjul och axel. Friktion mellan kugghjulen kommer även att bortses ifrån och då ingen smörjning skall användas sker inga skvalpförluster. Motor och generator kommer ha likformig karaktär och okorrigerad standardkugg kommer att ansättas. Varken abrasiv eller adhesiv nötning kommer att beaktas. Metoden ses i tabell 3.

Tabell 3: Process för att bestämma kugghjulsparametrar.

Steg	Beskrivning	Referens
1.	Val av kuggantal.	9.1.1
1.1	Baserat på underskärning.	
1.2	Med avseende på utväxling och med hänsyn till hunting tooth.	
2.	Val av modul och bredd.	9.1.2
2.1	Dimensionering av bredd med avseende på flankpåkänning med en antagen modul.	(33)
2.2	Dimensionering av bredd med avseende på böjpåkänning med en antagen modul.	(40)
2.3	Val av den största bredden med avseende på både böj- och flankpåkänning.	
2.4	Jämförelse mot valbara kuggjul hos leverantör. Processen i steg 2 sker iterativt tills en möjlig kombination av bredd, kuggar och modul påträffas.	
3.	Om steg 2 inte resulterar i en användbar bredd sänk livslängden och processen startar om i 1.	

7.3 Förenklingar, antaganden och metod för dimensionering av lagerhållaren

Vid beräkning av nedböjning i CALFEM kommer massutbredningen på axeln att approximeras med en lumpad lastvektor. Lastfallet antas vara styvt och stöden antas kunna ta upp moment, se figur 9. Lagret och lagerhållaren antas vara styva i förhållande till fjädrarna. Metoden ses i tabell 4.

Tabell 4: Process för att bestämma fjäderkonstanten k .

Steg	Beskrivning	Referens
1.	Beräkna nedböjning för en elastisk axel för olika bromsande moment vid olika fjäderkonstanter, k i CALFEM.	fig. 21
2.	Beräkning av förspänningskraften som behövs för att kompensera för massan och implementera dessa.	fig. 22
3.	Utvärdering av påverkan på nedböjningen då d , x_{a3} hålls konstanta medan k ökas.	fig. 21(a),22(a)
4.	Val av k med hänsyn till utbud, utrymme och nedböjning.	
5.	Utvärdering av påverkan på nedböjningen då d , k hålls konstanta medan x_{a3} minskas.	fig. 24

7.4 Förenklingar, antaganden och metod för val av lager.

Vid beräkningar av lagerkrafter kommer samma förenklingar och lastfall (styvt) som för lagerhållaren antas. Vid beräkning av livslängd tas ingen hänsyn till smörjning, föroreningsförhållande, drifttemperatur, tätning och viskositetsförhållanden. Metoden ses i tabell 5.

Tabell 5: Process för att val av lager

Steg	Beskrivning
1.	Beräkna lagerkrafter i CALFEM.
2.	Välj lager med hänsyn taget till krafter från steg 1 och diameter från axelkapitel.
3.	Beräkna erforderlig livslängd på valt lager.

7.5 Förenklningar, antaganden och metod för vibrationsanalys i testringen

För torsionsvibrationer försummas moment orsakade av axlarna samt dess yttroghetsmoment. Dämpningskoefficienterna antas enligt Rayleigh till $c = 0.1k$, där k är axelstyvheten. Metoden ses i tabell 6

Vid analys av egenfrekvenserna används CATIAs inbyggda verktyg för finit elementanalys (FEA). I programvaran definieras randvillkor som ligger till grund för egenfrekvenserna.

Tabell 6: Process för analys av torsionsvibrationer.

Steg	Beskrivning
1.	Formulera differentialekvationer som en tillståndsmodell.
2.	Applicera bromsande moment efter t sekunder.
3.	Lös tillståndsmodell i tidsplan med ode45 i matlab.
4.	Analysera resultatet.

7.6 Förenklningar, antaganden och metod för konstruktionen

Vid konstruktion utformas grundidéerna baserat på följande startkrav: modulär, körbar i labbmiljö och realiserbar. Metoden ses i tabell 7.

Tabell 7: Konstruktionsprocess.

Steg	Beskrivning
1.	Utforma grundidé baserat på startkrav.
2.	Utvärdera grundidén med cadmodeller och beräkningar.
3.	Detaljkonstruktion.
3.1	Komma fram till nya krav den måste uppfylla.
3.2	Uppdatera konstruktion och utvärdera mot tidigare krav.
4.	Slutkoncept när samtliga krav är tillfredsställande.

8 Dimensionering och konstruktion av axlarna i testriggen

I följande kapitel redogörs för hur dimensioneringen och konstruktionen av testriggen genomförts.

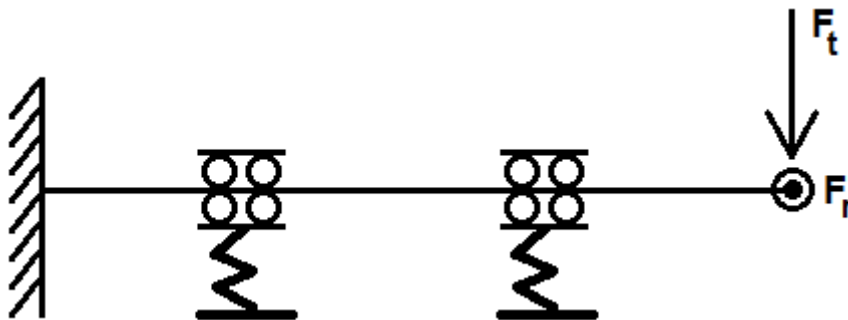
8.1 Dimensionering av axlarna i testriggen

Vid dimensionering av axeln beräknades först minsta diameter med avseende på flyttal och kritiskt varvtal. Diametern valdes till samma för båda axlarna av praktiska skäl.

Därefter valdes ett lager som klarar krafterna och har en innerdiameter som är större än diametern på axeln. Lagrets innerdiameter och ytterdiameter hölls därefter konstanta för alla olika dimensioner på axeln. Den valda innerdiametern på lagret satte därmed begränsningar för hur stor diametern på axeln sedan kunde ökas till.

Slutligen studerades utmattning för den minsta möjliga diametern på axeln eftersom denna får störst diameterförändring. Säkerhetsfaktorerna beräknades med ansatt kälradie för att kontrollera om axeln håller för spänningskoncentrationerna.

Det lastfall som låg närmast testriggens utformning ansågs vara ett styvt lastfall som visas i figur 9.



Figur 9: Styvt lastfall med två stöd som kan ta upp moment.

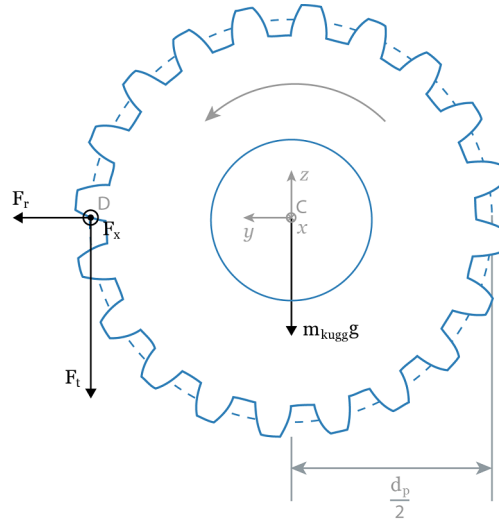
8.1.1 Flytvillkor

För att beräkna flytvillkor behövdes krafterna från kugghjulen på axlarna, F_t , F_r och F_x . Dessa beräknades genom ekvationerna 14, 15 respektive 17 för raka kuggar. De krafter som verkar på axeln från kugghjulet samlades i en vektor enligt

$$\mathbf{F}_1 = (F_x \quad -F_r \quad -F_t) \quad (70)$$

och kraften som verkar på axeln från kugghjulets massa samlades i en vektor enligt

$$\mathbf{F}_2 = (0 \quad 0 \quad m_{kugg}g) \quad (71)$$



Figur 10: Krafterna som verkar på axeln i yz-planet.

Det maximala böjmomentet återfinns i punkten B i figur 6. \mathbf{F}_1 har angreppspunkt D i figur 10. Sträckorna i respektive led från B till D sammanfattades i en vektor enligt

$$\mathbf{r}_1 = (x_{a3} \quad \frac{d_p}{2} \quad 0) \quad (72)$$

medan \mathbf{F}_2 som verkar i punkten C får hävarmar från B till C enligt

$$\mathbf{r}_2 = (x_{a3} \quad 0 \quad 0) \quad (73)$$

Det totala momentet \mathbf{M}_B i punkten B erhöles enligt

$$\mathbf{M}_B = \sum_{i=1}^2 \mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_i \quad (74)$$

För att erhålla maximalt böjmoment projicerades \mathbf{M}_B på linjen λB i böjmomentets riktning. En enhetsvektor $\mathbf{e}_{\lambda B}$ på λB fickes då enligt

$$\mathbf{e}_{\lambda B} = \frac{ (0 \quad M_{By} \quad M_{Bz}) }{ \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bz}^2} } \quad (75)$$

Det maximala böjmomentet beräknades därmed till

$$M_{b,max} = \mathbf{M}_B \cdot \mathbf{e}_{\lambda B} \quad (76)$$

Därmed fås minsta diameter, med hänsyn till von Mises till

$$d = \sqrt[6]{ \left(\frac{32M_{b,max}n_s}{\pi\sigma_s} \right)^2 + 3 \left(\frac{16M_{v,max}n_s}{\pi\sigma_s} \right)^2 } \quad (77)$$

Då axeln vid snedkugg utsätts för axialkrafter kunde säkerhetsfaktorn med hänsyn till σ_{ax} från ekvation 49 kontrolleras enligt

$$n_{s,koll} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{ \left(\frac{32M_{b,max}}{\pi d^3} + \frac{4F_x}{\pi d^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{16M_{v,max}}{\pi d^3} \right)^2 }} \quad (78)$$

där $n_{s,koll}$ är säkerhetsfaktorn med hänsyn tagen till σ_{ax} för diametern framräknad i ekvation 77. Minsta diameter kan ses i den högra kolumnen i tabell 8. $n_{s,koll}$ kan ses i tabell 9 och visar på att bidraget från σ_{ax} sänker säkerhetsfaktor med 0,5%. Detta ansågs som litet och försumrades i efterkommande beräkningar.

Tabell 8: Minsta diameter d_{vm} som krävs för att undvika plasticering med hänsyn till representerade värden i denna tabell. För rak/sned kuggar.

	$M_{b,max}$ [Nm]	$M_{v,max}$ [Nm]	n_s	σ_s [MPa]	d_{vm} [mm]
Axel 1	56,23/64,48	22,35/21,17	2	310	16/16
Axel 2	41,06/51,66	4,71/4,71	2	310	14/15

Tabell 9: Säkerhetsfaktor mot σ_{ax} .

	Rak: $n_{s,koll}$	Sned: $n_{s,koll}$
Axel 1	2	1,99
Axel 2	2	1,99

8.1.2 Kritiskt varvtal

Tabell 10: Parametrar för kritiskt varvtal.

	ω_{max} [rad/s]	m_{kugg} [kg]	E [GPa]	ρ [kg/m ³]	L [mm]	xa_2 [mm]	xa_3 [mm]
Axel 1	98,4	8,6	206	7850	700	300	200
Axel 2	467,6	0,54	206	7850	700	300	200

Vid dimensionering mot kritiskt varvtal önskades ett underkritiskt tillstånd med en säkerhet på 30%. Det kritiska varvtalet sattes därför till $1,3\omega_{max}$.

Eftersom en analytisk lösning på ekvation 63 inte existerar, ökades stegvis diametern i matlab tills dess att det kritiska varvtalet blev 30% över det maximala varvtalet för respektive axel.

I beräkningarna beaktades även axelns massa. De två lagrens flexibilitet beaktades där styvheten motsvarades av en fjäderkonstanten $k = 8000$ N/mm i vardera led och lagerhållare. De beräknade kritiska varvtalen viktades ihop enligt approximationsmetoderna Southwell-Dunkerley och Neuber.

De två elementarfall som användes för att beräkna axelstyvheten var Eulers elementarfall för fri upplägning och för fast inspänd konsol, 6.3 och 6.4 i [29].

$$\delta_1 = \theta x_{a2} \quad (79)$$

där δ_1 är nedböjningen som orsakas enligt elementarfall 6.3. Vinkeln fås då till

$$\theta = \frac{Px_{a3}x_{a2}}{3EI} \quad (80)$$

där x_{a2} är avståndet som återfinns i figur 6 och

$$\delta_2 = \frac{Px_{a3}^3}{3EI} \quad (81)$$

vilket ger den totala nedböjningen δ_{tot} orsakad av kraften P enligt

$$\delta_{tot} = P \left(\frac{x_{a3}x_{a2} + x_{a3}^3}{3EI} \right) \quad (82)$$

Från 60 och 82 beräknades

$$c = \frac{3EI}{x_{a3}x_{a2} + x_{a3}^3} \quad (83)$$

där I är

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (84)$$

Ekvation 63 itererades tills dess att $\omega_{kr,tot}$ uppgick till $1,3\omega_{max}$. Detta gav resultatet i tabell 11 som sammanfattar de beräknade diametrarna. Det kritiska varvtalet blev alltså den

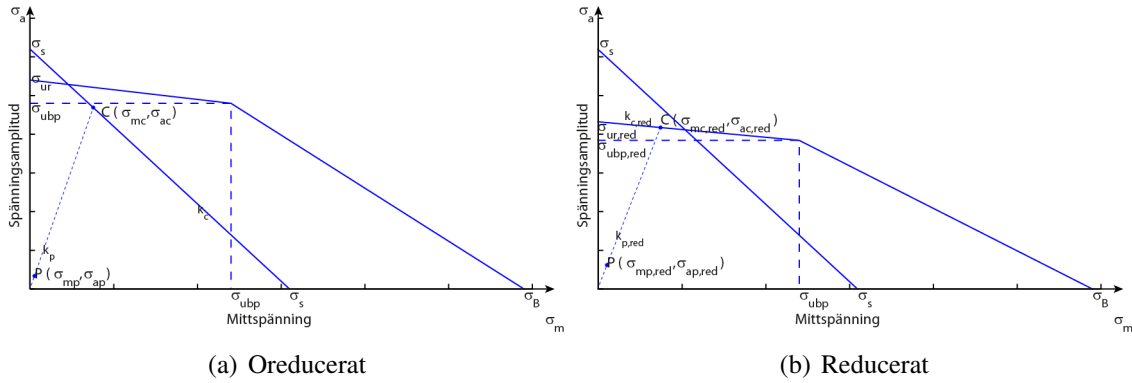
Tabell 11: Dimensionerande diametrar med avseende på kritiskt varvtal och von Mises.

	d_{vm} [mm]	d_{kr} [mm]
Axel 1	16	24
Axel 2	15	13

dimensionerande faktorn och minsta diameter bestämdes till 24 mm. Därefter utreddes hur stort bidrag de olika delkritiska varvtalen gav till det totala kritiska varvtalet. Bidraget med hänsyn till flexibiliteten i lagret gav en skillnad i 0,2 mm medan axelmassans utbredning gav en skillnad i 0,3 mm till diametern.

8.1.3 Utmattning

Alla utmattningsgränser i detta delkapitel är hämtade från [30]. Vid beräkning av utmattning ritades först ett förenklat Haigh-diagram vilken ses i figur 11(a) som sedan reducerades till 11(b).



Figur 11: Förenklat Haigh-diagram.

Spänningskoncentrationer

I figur 11(b) syns det reducerade förenklade Haigh-diagramet. Utmattningen reducerades med värden enligt tabell 31. Här blev den linje som utgår från $\sigma_{ur,red}$ och skär lastlinjen i utmattningspunkten C begränsande. σ_m -koordinaten bestämdes enligt

$$\sigma_{mc,red} = \frac{\sigma_{ur,red}}{k_{p,red} - k_{c,red}} \quad (85)$$

där lutningen $k_{p,red}$ gavs med arbetspunktens reducerade värden enligt

$$k_{p,red} = \frac{\sigma_{ap,red}}{\sigma_{mp,red}} \quad (86)$$

$k_{c,red}$ beräknades enligt

$$k_{c,red} = \frac{\sigma_{ubp,red} - \sigma_{ur,red}}{\sigma_{ubp}} \quad (87)$$

Den reducerade σ_a -koordinaten bestämdes till

$$\sigma_{ac,red} = \sigma_{mc,red} k_{c,red} + \sigma_{ur,red} \quad (88)$$

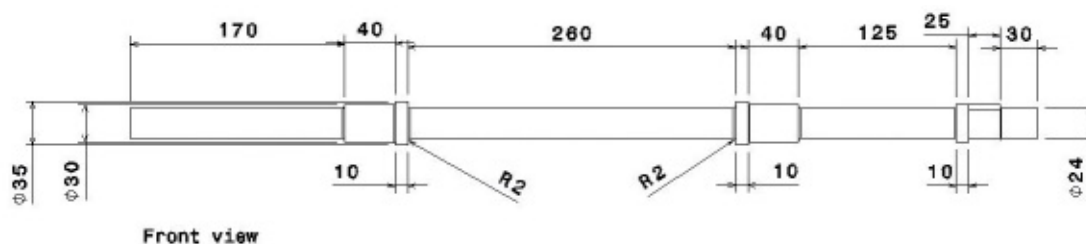
Den reducerade säkerhetsfaktorn $n_{su,red}$ beräknades till

$$n_{su,red} = \frac{\sqrt{\sigma_{mc,red}^2 + \sigma_{ac,red}^2}}{\sqrt{\sigma_{mp,red}^2 + \sigma_{ap,red}^2}} \quad (89)$$

Säkerhetsfaktorn mot utmattning beräknades för de dimensionerande diametrarna i tabell 11 och erhöles från ekvation 89. För axel 1 erhöles säkerhetsfaktorn 3 och axel 2 blev den 4. Ansatta värden samt övriga parametrarnas beräknade värden kan ses i tabell 30 och 31 i appendix C.

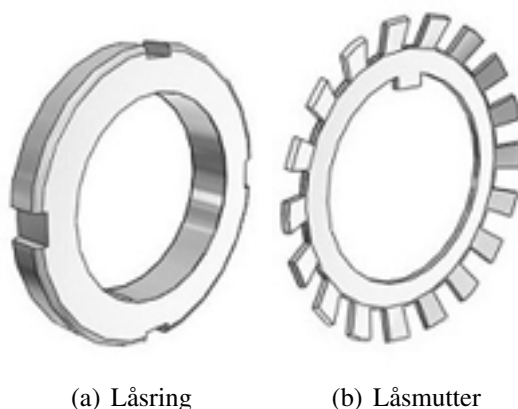
8.2 Konstruktion av axlarna i testriggen

Först konstruerades ett sätt att koppla ihop axlarna med kugghjulen. I förhållande till varandra får dessa varken rotera eller röra sig i axiell led. För att de inte ska kunna rotera i förhållande till varandra konstruerades en styrpinne på en av ändpunkterna på axeln. Denna passar in i en urgröpfung som gjordes i kugghjulet. För att låsa komponenterna i axiell led ökades axelns diameter precis innan styrpinnen. Denna ökning tillsammans med en mutter som skruvades på den motsatta sidan låste komponenterna, se figur 12.



Figur 12: Ritning av låghastighetsaxeln

För att montera lagrets innerring användes även här en diameterändring på axeln. Innerringen monterades fast mot denna kant med hjälp av en monteringsmutter, se figur 13.



Figur 13: Låsring och låsmutter som används vid montering av det lagret som tar upp axiella krafter.[31]

För att underlätta fastsättning och för att kunna ändra diameter på axeln utan att ändra innerdiametern på lagret används en större diameter där lagret sitter, se figur 12. En kälradie på 2 mm användes, se figur 12.

8.3 Egenfrekvens hos axlarna

För att beräkna axlarnas egenfrekvenser valdes randvillkor enligt figur 32(a). Motorn samt fjädrarnas ändpunkter som är monterade i lagerhållaren representeras av fasta stöd. Mellan lagerhållaren och varje lager sattes randvillkor som 4 fjädrar med en fjäderkonstant på vardera 4000 N/mm. Resultatet för de 5 första moderna kan ses i figurerna i Appendix D.

9 Dimensionering och konstruktion av växel i testriggen

Detta kapitel beskriver tillvägagångssättet vid dimensionering och konstruktion av testriggens växlar.

9.1 Dimensionering av kuggparametrar för kuggväxeln i testriggen.

Nedan följer en genomgång av hur alla parametrar för kuggväxeln har bestämts.

9.1.1 Dimensionering av kuggantal

Eftersom axlarna i testriggen kunde sättas fritt i förhållande till varandra behövs ingen profilförskjutning. Det lägsta antalet kuggar som då kan användas med hänsyn till underskärning för raka respektive sneda kuggar kan ses i tabell 12. De valda kuggantalen

Tabell 12: Lägsta kuggantal utan profilförskjutning.

	α_t	β	z
Raka	20°	0°	18
Sneda	21°	20°	15

på det minsta kugghjulet, kugghjul 2, för raka respektive sneda kuggar kan ses i tabell 13 och 14. Dessa valdes baserat på tillgängligt urval hos leverantörer och med hänsyn taget till uträknat värden i tabell 12. Eftersom endast ett växelsteg skulle implementeras och det stora kugghjulet inte skulle bli oproportionerligt stort ansattes utväxlingen till 1:5.

Då det lilla kugghjulets kuggantal sattes till 20 för rak kuggväxel och för att undvika problemet med hunting tooth valdes det stora kugghjulets kuggantal till 99 istället för 100.

Genom den iterativa processen i tabell 3 framkom att lämpligt kuggantal på det stora kugghjulet var 95. Detta berodde på att 99 kuggar inte hittades hos någon leverantör.

Genom samma iterativa process, från tabell 3, visade det sig att 90 vara ett lämpligt kuggantal för det stora kugghjulet vid användning av sneda kuggar. Detta sammanfattas i tabell 13 och 14.

Tabell 13: Valda kuggantal för de raka kugghjulen.

	α_t	β	z
Kugghjul 1	20°	0°	95
Kugghjul 2	20°	0°	20

Tabell 14: Valda kuggantal för de sneda kugghjulen.

	α_t	β	z
Kugghjul 1	21°	20°	90
Kugghjul 2	21°	20°	20

9.1.2 Dimensionering av bredd på kugghjul i kuggjulsväxel i testriggen

Vid dimensionering av kugghjulems bredd togs hänsyn till flank- och böjpåkning. Modul 2 respektive 2,5 ansattes för kommande beräkningar för sned respektive rak kuggväxel. Endast den sista iterationen för respektive kuggväxel används för att tydliggöra processen.

Raka kuggar

Alla uträknade värden ses i tabell 27 i Appendix B. Z_H beräknades genom ekvation 23 och Z_M erhöles från ekvation 24 eftersom kugghjulen är av samma metall.

Beräkningslasten bestäms enligt ekvation 30 med K_I och K_V lika med 1, eftersom asynkornmotorn är likformig. Uträkningen skedde med motorns maximala moment och den första delningsdiametern.

Lastutbredningsfaktorn sattes till 2,5, vilket motsvarar en anliggning på 35% vid bombrade kuggar. Detta gjordes då anliggningsproblem önskas testas i testriggen. Det är därför önskvärt att kuggarna håller för denna låga anliggning. Lastfördelningsfaktorn sattes till 1, eftersom detta är ett normalt fall. Bredden erhöles då med hänsyn till flankpåkning enligt ekvation 33 till 25 mm.

Vid raka kuggar gavs Y_F för z_1 och z_2 och profilmörskjutningen, $x = 0$ till värdena i tabell 27. Här ses att Y_{F2} blev dimensionerande och Y_F sattes alltså till Y_{F2} . Ingrepptalsfaktorn från ekvation 38 med insatt ingrepptal från ekvation 26 beräknades till $Y_e = 0,48$.

Med $\sigma_F = \sigma_{FP}$ och $Y_\beta=1$ för raka kuggar beräknades bredden med avseende på böjpåkning till 4 mm enligt ekvation 40. Eftersom bredden för flankpåkning är större blev denna dimensionerande.

Modulen önskades så liten som möjligt. Startvärdet sattes till 2, bredden erhålls då till ca 39 mm, vilket inte fanns hos leverantör. Modulen ökades till 2,5 och livslängdsfaktorn ändras till 1,21. Detta resulterade i en minsta bredd på 25 mm vilket gick att hitta hos återförsäljare. Kugghjulems livslängd L mätt i antal belastningar återfinns i tabell 15. Uträkningarna gjordes i matlab.

Tabell 15: Sammanfattande data för kugghjulen.

	z	b [mm]	m	d_p [mm]	m_{kugg} [kg]	L [cykler]
Kugghjul 1	95	25	2,5	237,5	8,6	$8 \cdot 10^7$
Kugghjul 2	20	25	2,5	50	0,54	$8 \cdot 10^7$

Sneda kuggar

För sneda kuggar gjordes beräkningarna på motsvarande sätt, dessa värden sammanfattas i tabell 28 i Appendix B. Minsta bredden med hänsyn till flankpåkänning beräknades till 24 mm.

Y_β erhölls ur ekvation 37. Minsta bredd med avseende påböjpåkänning, med värden hämtade från tabell 26 i Appendix B, beräknades till 5 mm.

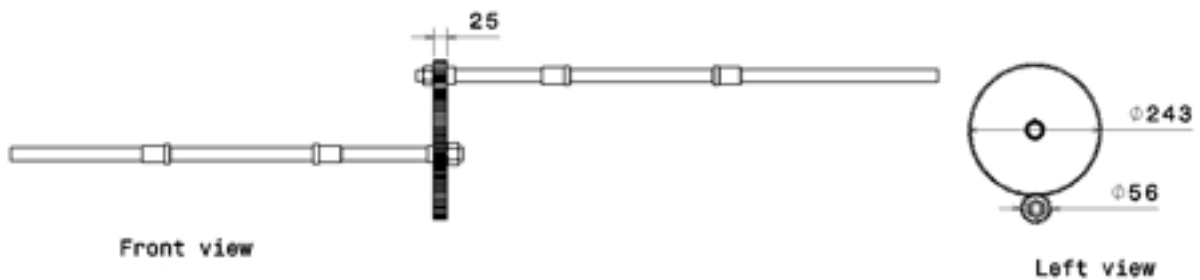
För att hitta lämplig kombination av modul, bredd och kuggantal hos vald leverantör var livslängdsfaktorn tvunget att ändras till 1,35 för de sneda kuggarna. Även för kugghjul med sneda kuggar blev flankpåkänningen dimensionerande. En minsta kuggbredd blev 24 mm men utbud hos leverantör resulterade i en bredd på 25 mm.

Tabell 16: Sammanfattande data för de sneda kugghjulen.

	z	b [mm]	m	d_p [mm]	m_{kugg} [kg]	L [cykler]
Kugghjul 1	90	25	2	180	6,1	$8 * 10^8$
Kugghjul 2	20	25	2	40	0,31	$8 * 10^8$

9.2 Konstruktion av kuggväxeln

En ritning på kuggväxeln visas i figur 14. Hur kuggväxeln monterades på axeln kan ses i kapitel 8.2. Figur 14 visar en kuggväxel med raka kuggar. Kuggväxeln med sneda kuggar



Figur 14: Kuggväxel med raka kuggar.

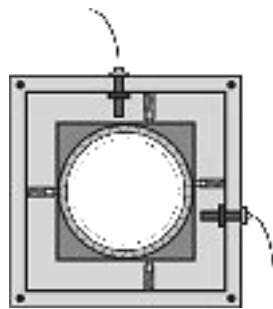
konstruerades på exakt samma vis. Kuggingreppsfrekvensen blir enligt ekv 18 och med insatta värden 237 Hz.

10 Konstruktion av lagerhållaren

Kapitlet beskriver konstruktionen av lagerhållaren i testriggen, från grundidé till slutgiltigt koncept. Det tas upp krav och överväganden som gjorts under processen.

Lagerhållaren konstruerades för att uppnå följande funktioner:

- Lagerhållaren ska möjliggöra för mätning av krafter och förskjutningar som påverkar lagret.
- Lagerhållaren ska kringgå lagrets okända styvhet.



Figur 15: Koncept för att mäta krafter och förskjutningar på lagret.

Grundidén som ses i figur 15 gick ut på att montera lagret i en konstruktion med fjädrar. Fjädrar användes för att konstruktionen skulle deformera på ett känt sätt. Lagret beaktades som styvt i förhållande till fjädrarna. Genom att mäta fjädrarnas förskjutningar i x - och y -led kan krafter som verkar på lagret bestämmas. För att mäta dessa förskjutningar kunde två inductiva givare fästas i respektive led.

Krav som identifierades under utvärderingen av grundidén var:

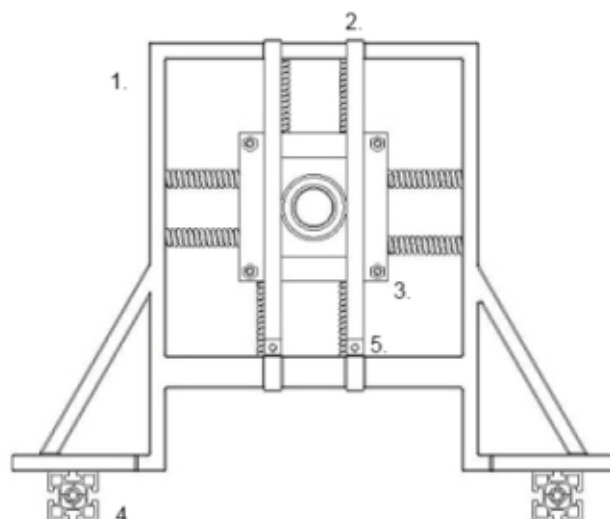
- Fjädrarna ska kunna monteras och förspännas.
- Ramens styvhet måste kunna betraktas som hög och inte deformera av krafterna som uppkommer.
- Konstruktionen måste kunna ta upp de axiella krafter som testriggen kan komma att belastas med.
- Möjlighet att montera mätutrustning för mätning av fjäderdeformationer.

Baserat på dessa dessa krav skapades det första konceptet, se figur 16.

Då krafter som verkar på ramen inte var kända i detta skede togs ingen hänsyn till detta i första konstruktionen. För att underlätta monteringen av fjädrar och mätutrustning hölls sidorna raka. För monteringen på basplattan användes Boschprofiler, se 4 i figur 16, eftersom dessa möjliggör en enkelt flytt av lagerhållaren.

För att det yttre rättblocket, 3 i figur 16, fixerades i axiell led monterades böjda stålskivor, 2 i figur 16, runt ytterrampen. Skivorna monterades över ramen och skruvades sedan ihop med en skruv, 5 i figur 16, på båda sidor.

En sprängskiss av motsvarande konstruktion ses i bild 17. Rättblocket närmast ramen möjliggör enkla lagerbyten. Det inre rättblocket monterades med hjälp av ett lock som fästes med fyra skruvar.



Figur 16: Den första konstruktionen bestående av 1. Ytterram 2. Axiell hållare 3. Lagerhållare 4. Bosch profil 5. Skruv till axiell hållare.

På den första konstruktionen identifierades svagheter mot de önskemål som angivits. Den kunde exempelvis inte förspänna fjädrarna eller ta upp axiella krafter. Om konstruktionen hade kunde kunnat ta upp dessa krafter hade de böjda stålskivorna troligen blivit för hårt belastade och blev därför föremål för omkonstruktion.

Kommande fokuspunkter blev därför:

- Förspänning av fjädrarna ska vara möjlig.
- Möjlighet att montera fast både lagrets ytterring och innerring, och därmed möjliggöra upptagande av axiella krafter.
- Vidareutveckla konstruktionen för att minimera vibrationerna i x- och y-leds inverkan på varandra.
- Skapa en robustare konstruktion för de axiella krafterna.

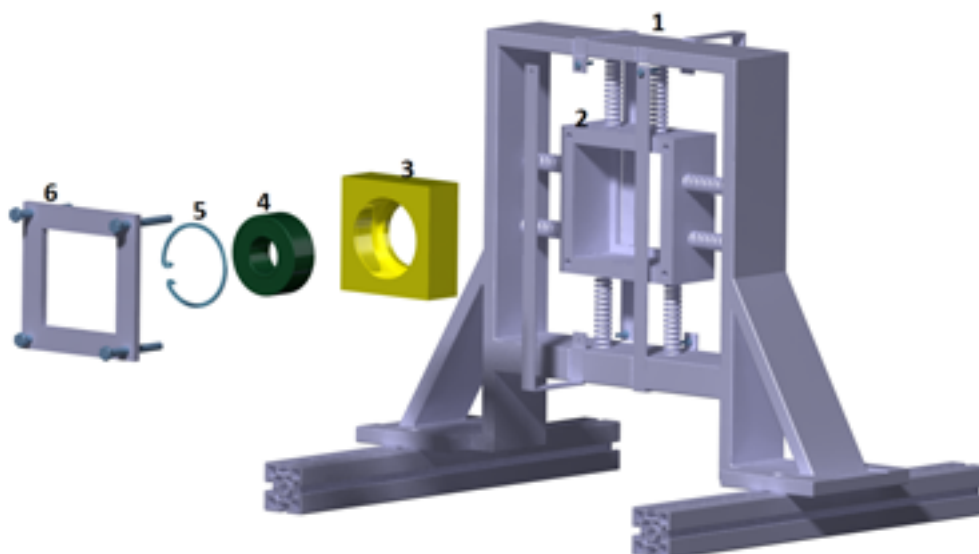
För montering av fjädrarna valdes en enkel konstruktion, se figur 18, med förspänning genom tryck. Den klara fördelen med denna typ av montering är att fjädrarna endast behövde stabiliseras eftersom kompressionen håller fast fjädern mot väggarna.

I figur 18 kan ses hur förspänningen sker i två steg. Först förspänns fjädern genom att skruven dras åt (1-2). I det påföljande steget säkras förspänningen genom att skruva tillbaka muttern mot ytterramen (2-3).

Möjligheten att förspänna fjädrarna medför att axeln kan ställas in med hög precision. Konstruktionen kan alltså både användas till att centrera axeln och snedställa den.

För att möjliggöra upptagande av axiella krafter valdes en låsring med medföljande låsmutter från SKF, se figur 13. Valet av denna variant motiveras av att konstruktionen är enkel och billig. För att montera låsringen behöver gängor svarvas på axeln. En genomskärningsfigur som visar monteringen av både inner- samt ytterring kan ses i figur 19.

I den föregående konstruktionen var en oroande faktor att de horisontella- respektive vertikala fjädrarnas deformationer skulle störa varandra.



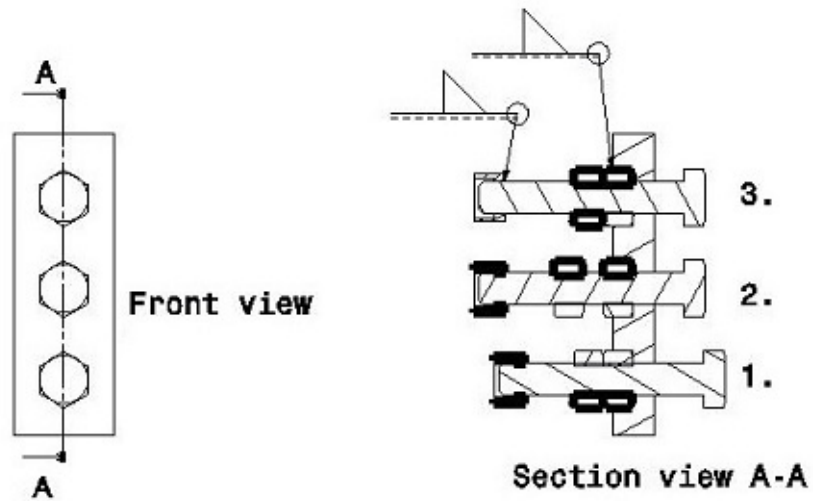
Figur 17: Sprängskiss av anordningen för lagermontering: 1. Ytterräm, 2. Yttre rätblock, 3. Inre rätblock, 4. Lager, 5. Låsring, 6. Block.

Detta löstes genom att isolera fjädrarnas rörelse i från varandra. Den nya konstruktionen ses i figur 20. Genom glidblock begränsades fjädrarnas respektive rörelse till en led. Nackdelen blev då att friktionen mellan glidblocket och ytterramen påverkar de uppmätta värdena. För att minimera friktionens inverkan rekommenderas ett tunt teflonlager mellan ytorna.

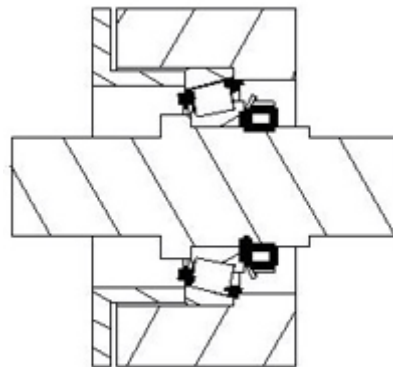
Andra alternativ som att använda en rullskena från Bosch skulle antagligen fungera bättre ur friktionssynpunkt. Dessa skulle dock vara svåra att modifiera och därmed komplicera monteringen av fjädrarna. För att säkra att fjädrarna bara ges en frihetsgrad valdes att montera runda metallstänger på glidblocken. Dessa placerades i förborrade hål i det inre rätblocket. Metallstängerna kan även ta upp de axiella krafter som kan uppstå.

Den friktion som uppstår i de förborrade hålen minskades genom att borra ett överdimensionerat hål och sedan montera teflonpluggar i öppningarna. Dessa får på så sätt en mindre kontaktyta. För att konstruktionen ska ge representativa mätvärden krävs att metallstängerna kan antas vara helt styva i förhållande till fjädrarna då axeln förskjuts i horisontell led. Detta tros vara den viktigaste dimensionerande faktorn för stängerna. Dock har stängerna inte dimensionerats i projektet.

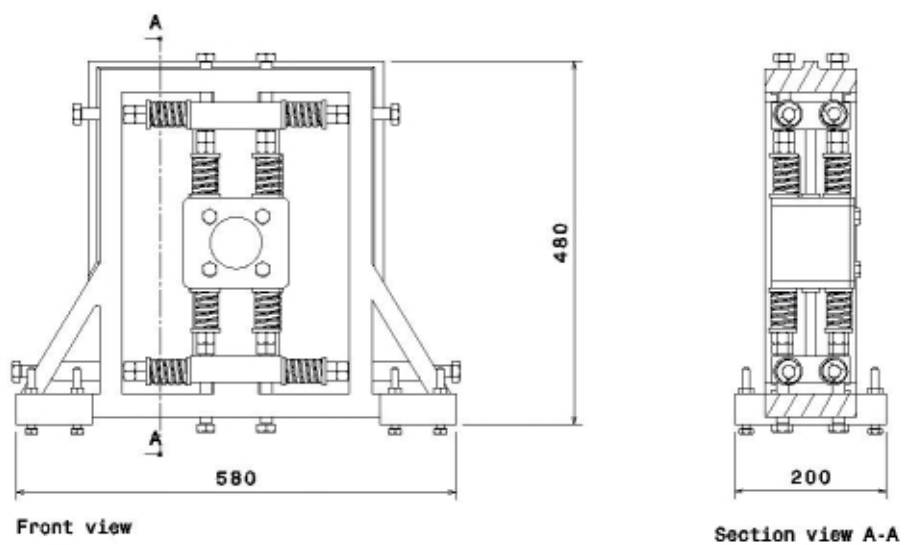
Alla förbättringar från den första konstruktionen implementerades sedan. För att göra det enklare att realisera ett bygge av lagerhållaren övervägdes om ytterramen skulle kunna byggas av standardprofiler. Bosch hade möjlighet att leverera ett sådant system. Fördelarna var att ingen egen eller specialbeställd utrustning skulle behöva tillverkas. Profilerna är också vältestade och kan väljas för att klara av alla påfrestningar som ramen kan tänkas utsättas för. Nackdelen var att profilerna skulle behöva modifieras kraftigt för montering fjädrarna. Då inte tid fanns att utvärdera och konstruera ett annat sätt att förspänna fjädrarna fick konceptet med Boschprofiler förkastas. Det slutgiltiga konceptet kan ses i figur 20.



Figur 18: Figuren visar de steg som genomförs vid förspänning av fjädrarna.



Figur 19: Visar hur lagrets ytter- samt innerring monteras.



Figur 20: Slutgiltiga lagerhållaren efter alla genomförda förbättringar.

10.1 Dimensionering av lager i testriggen

För att kunna välja lämpliga lager beräknades vertikala och horisontella komponenterna för reaktionskrafterna i CALFEM. Detta gjordes för lastfallet som beskrivs i figur 9. De totala radiella reaktionskrafterna, $R_{A,rad}$ i stöd A och $R_{B,rad}$ i stöd B erhöles genom ekvation

$$R_{A,rad} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} \quad (90)$$

och

$$R_{B,rad} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} \quad (91)$$

Resultatet återfinns i tabell 17.

Tabell 17: Beräknade reaktionskrafter i radiell riktning vid rakkugg och maximalt vridmoment 22,35 Nm.

Motor	Stöd A	Stöd B
11,71 N	17,67 N	171,59 N

För snedkugg uppkommer även axiella krafter. Då krävs minst ett lager, per axel, som tar upp dessa för att inte belasta asynkronmotorerna i axiell led. Resultat återfinns i tabell 18.

Lagren kommer att utsättas för moment. Exakt värde på hur mycket lagret kan ta upp har inte kunnat fastställas under projektet eftersom lagerparameterarna är okända. Dock har beräkningar gjorts som visar att maximalt böjmoment lager och lagerhållare kommer utsättas för är ca 70 Nm. Trots bristfällig information om lagren ansågs i projektet att 70 Nm inte borde utgöra ett problem.

Tabell 18: Beräknade reaktionskrafter vid belastning med snedkugg och maximalt vridmoment 22,35 Nm applicerat.

	Motor	Stöd A	Stöd B
Radiell	14,59 N	22,19 N	216,15 N
Axiell			85,63 N

10.1.1 Val av lager i testriggen

Lagervalet baserades på minsta tillåtna axeldiametern, 24 mm. Lagren valdes också utifrån krafterna som tidigare beräknats. Snedkuggväxel gav högst krafter och blev därför dimensionerande. En fast innerdiameter på lagret sattes till 30 mm. Vilket ger möjligheten att utvärdera olika axeldiametrar i spannet 24-30 mm.

Eftersom att testriggen utsätts för relativt små krafter kan kullager användas för att minimera friktionsförluster. Lagren skall klara axiella krafter i dubbel riktning, radiella krafter och böjande moment. Därav valdes spårkullagret. Då det dubbelradiga spårkullagret kan belastas med större böjande moment valdes denna.

Tabell 19: Egenskaper för dubbelradigt spårkullager. Typ - 4206 ATN9.

C [kN]	C_0 [kN]	P_u [kN]	D [mm]	d [mm]
26	20,8	0,88	62	30

De beräknade värdena som återfinns i tabell 20 erhöles från SKF [32] med beräknade krafter från tabell 18. Livslängden blev tillräcklig med valt lager då den blev högre än vad som erhöles för kugghjulen.

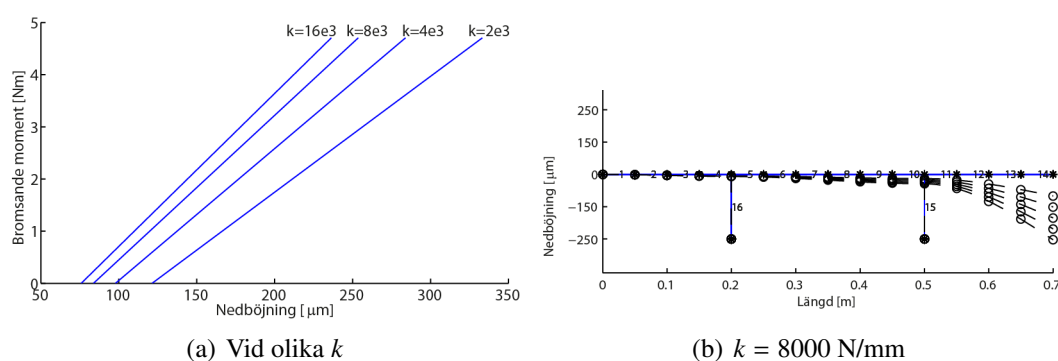
Tabell 20: Beräknade värden för lagertyp - 4206 ATN9.

P [kN]	P_0 [kN]	L_{10} [Mvarv]
1,66	0,555	3870

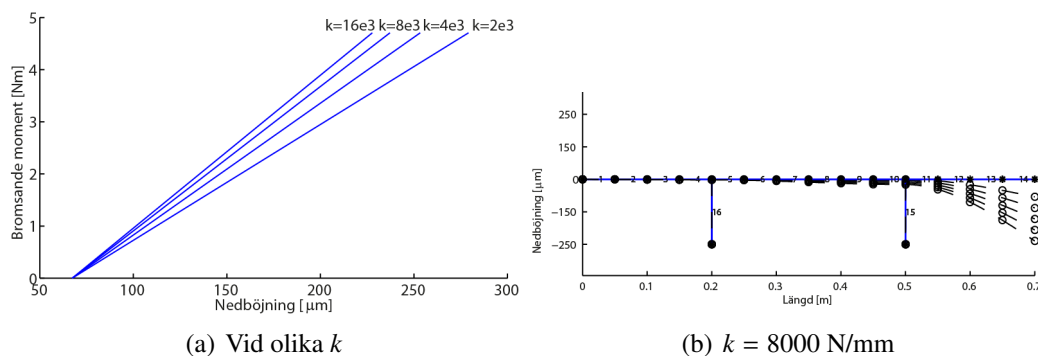
10.2 Dimensionering av lagerhållare i testriggen

Den intressantaste parametern att dimensionera i lagerhållaren var fjäderkonstanten k . Först beräknades nedböjningen för en elastisk axel vid olika bromsande moment med finita element i CALFEM. Här betraktades lastfallet på samma sätt som vid dimensionering av axeln, se figur 9.

I stillastående läge kan axeln centreras genom att förspänna fjädrarna i lagerhållaren. Detta leder till att F_t respektive F_r är de enda krafterna som påverkar nedböjningen. Genom finita element beräknades de krafter som behövdes för att centrera axeln då ingen kraft applicerats. I figur 21(a) och 22(a) visas nedböjningen för olika fjäderkonstanter, vid olika bromsande moment, med och utan förspänning. Det bromsande momenten varierar från 0-4,71 Nm.

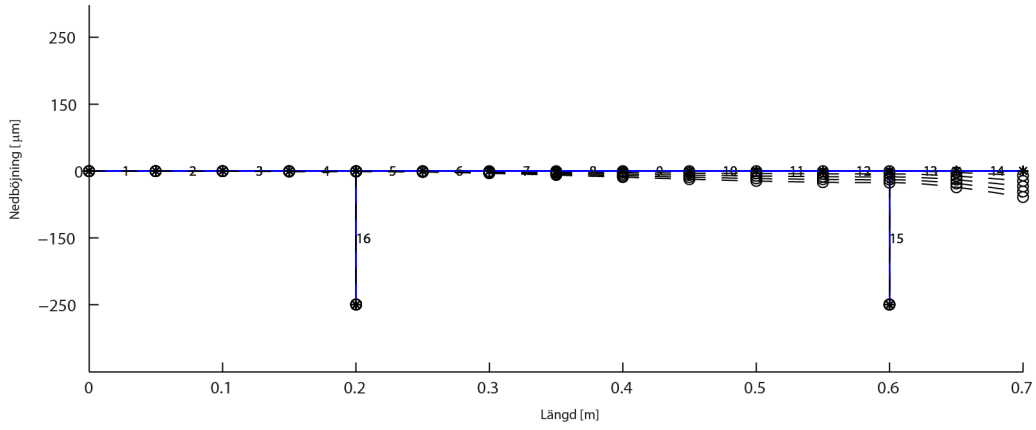


Figur 21: Bromsande moment och nedböjning, utan förspänning och raka kuggar.

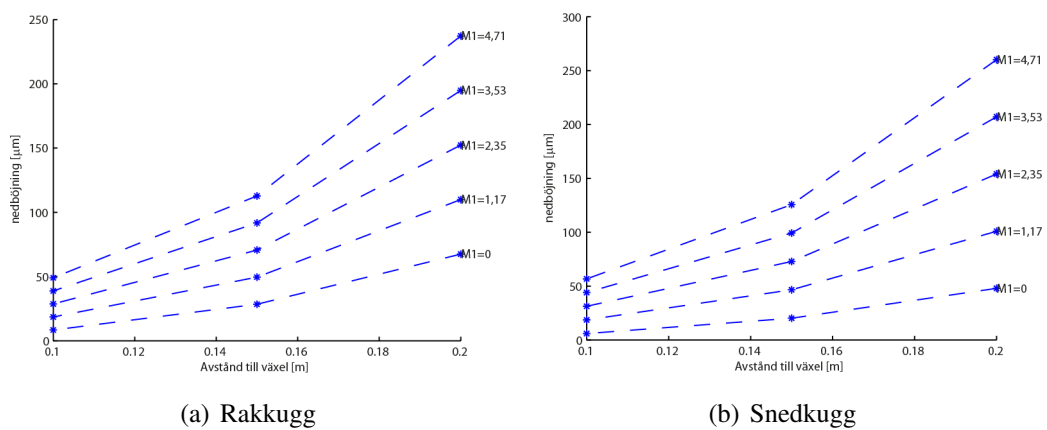


Figur 22: Bromsande moment och nedböjning med förspänning och raka kuggar.

Efter att en fjäderkonstant hade valts till 8000 N/mm utvärderades nedböjningen då avståndet mellan B och växeln minskades vilket sammanfattas i figurerna 23 och 24. I figur 23 visas hur axeln skulle böjas då stödet flyttats 1 dm närmre växeln. I figur 24 ges ett samband för nedböjningen då avståndet minskas.



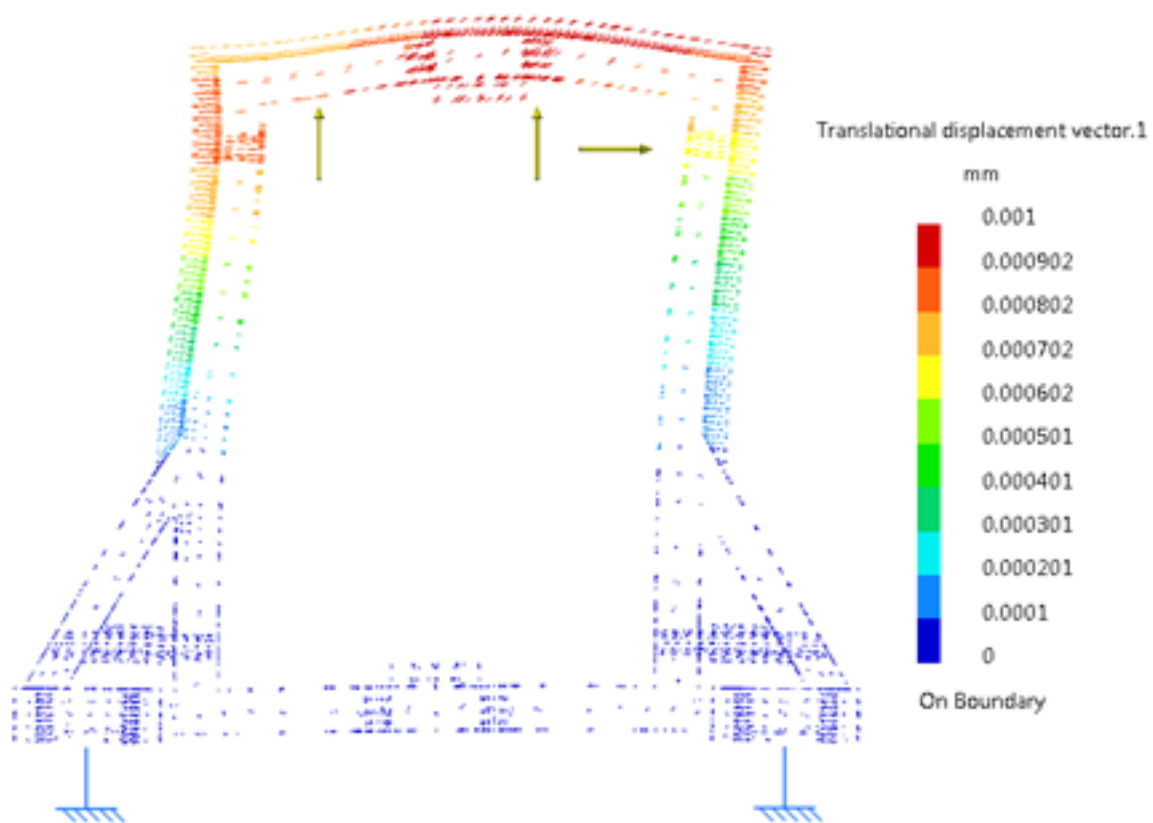
Figur 23: Nedböjning med förspänning och $k = 8000 \text{ N/mm}$ och $x_{a3} = 0,1 \text{ m}$.



Figur 24: Samband mellan nedböjning och flyttat stöd med olika moment.

För att verifiera uträkningarna gjordes motsvarande beräkning i CATIA genom en statisk deformationsanalys. Randvillkoren som ansattes illustreras i figur 33(a). Den maximala nedböjningen i mitten av växeln beräknades till 0.303 mm vilket illustreras i figur 33(b). I figur 33(c) kan ses i den inringade punkten där den maximala Von Mises spänningen beräknades till 18.7 MP.

För att undersöka styvheten på ramen utfördes ytterligare en statisk deformationsanalys i CATIA. Krafterna som applicerades på konstruktionen var 58.7 N i vertikal- och 161.2 N i horisontell led, vilka motsvaras av beräknade krafterna vid maximalt moment och förspänning. Resultatet kan ses i figur 25 och den maximala utböjningen blev 1 μm .



Figur 25: Visar utböjningen hos lagerhållaren.

10.3 Egenfrekvenser på lagerhållaren

Enligt samma metodik som för axlarna valdes först randvillkor som kan ses i figur 31(a). Innanför ramen finns fyra horisontella- samt fyra vertikala fjädrar med en fjäderkonstant på 2000 N/mm. Resultatet för de 5 första moderna kan ses i figurerna i Appendix D.

11 Sammanställning av konstruktionen av testriggen

I detta kapitel kommer basplattorna och sammanställningen av testriggen att beskrivas.

11.1 Basplattor och torn

Testriggen består av två olika basplattor den undre, vilken ses som 11 i figur 26, är placerad på golvet. Denna är frikopplad från den övriga testriggen och är därför en bra plattform att montera den drivande motorn på. På den övre basplattan, ses som 9 i figur 26, monteras övriga delar i testriggen. Denna basplatta behövde uppfylla två krav. Den behövde vara styv och kunna hålla upp drivlinans vikt, utan att vara för tung. Den skulle också möjliggöra flytt av komponenterna för att då uppfylla kravet på modularitet i testriggen.

Basplattan konstruerades därför av aluminiumprofiler från tillverkaren Bosch. Dessa är lätta och styva. Spåren i profilerna gör att det lätt att flytta komponenterna. Vilket kan ses i figur 26.

Tornet är markerat som 10 i figur 26 och symboliserar det torn som återfinns mellan marken och maskinhuset i ett vindkraftverk.

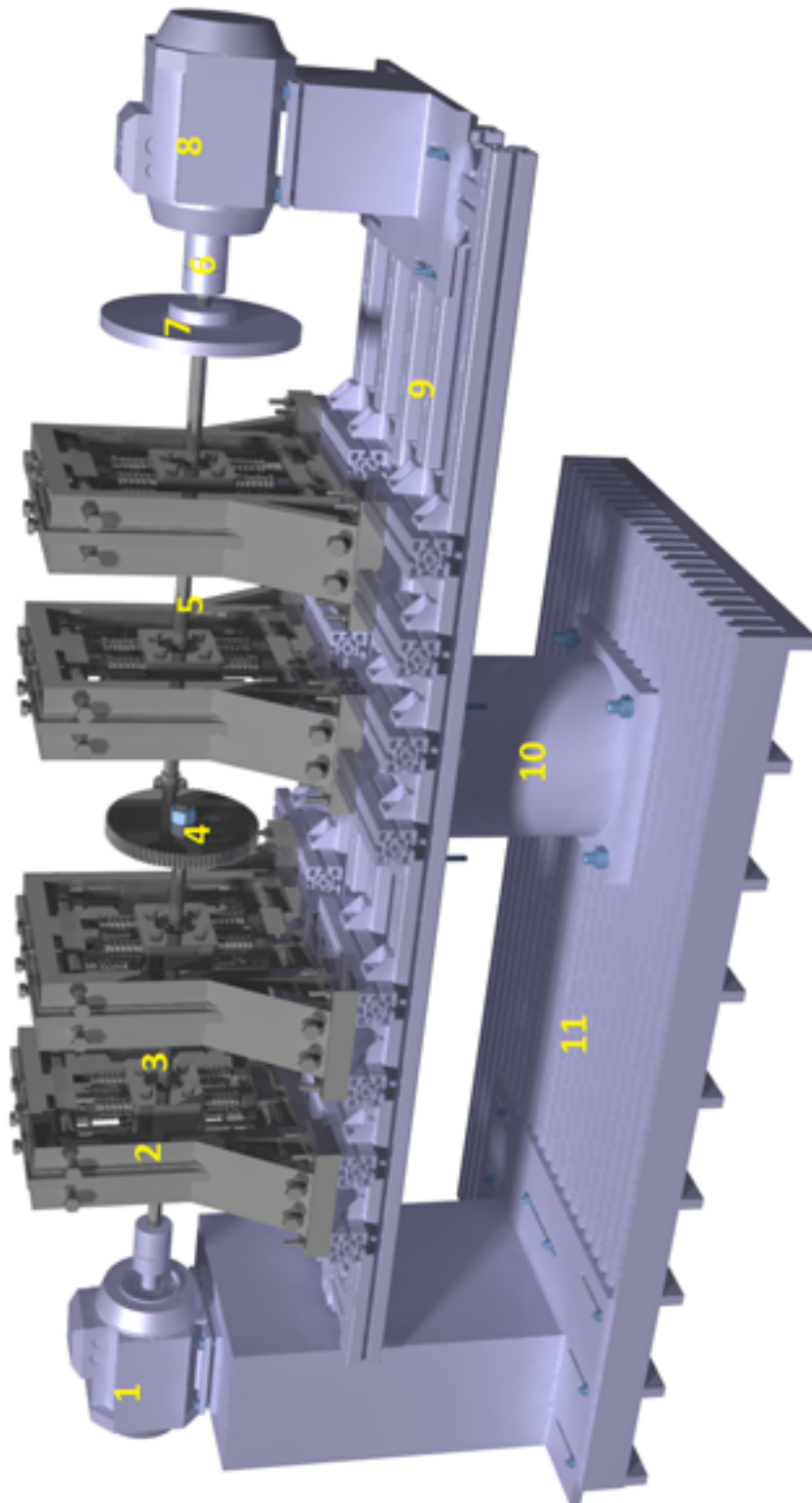
11.2 Sammansättning av testriggen

I figur 26 ses en bild över den slutgiltiga testriggen och dess ingående komponenter.

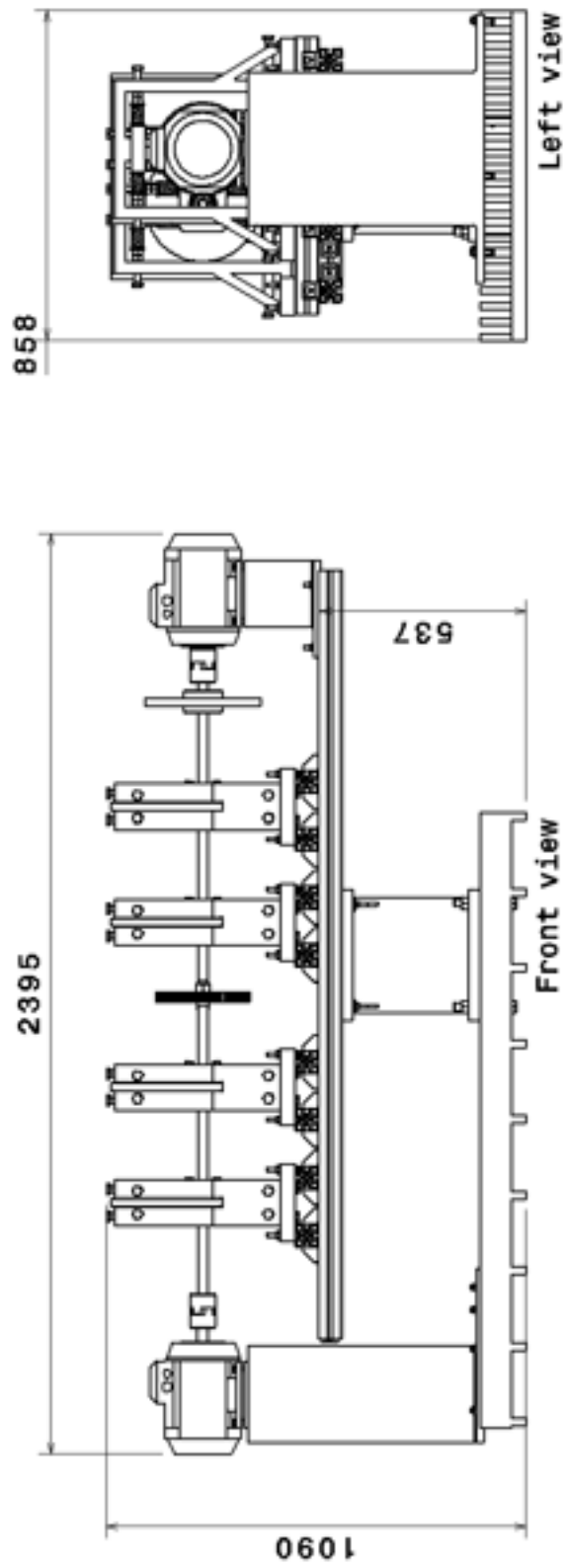
Motorn placerades på den undre bottenplattan vilket gör det lätt att skapa snedställningar i drivlinan, exempelvis genom att vrida den övre basplattan. Det är önskvärt att kunna utföra mätningar och observationer då snedställningar uppkommer och därför är det även önskvärt att kunna återskapa dessa snedställningar i testriggen.

I testriggen finns fyra lager på basplattan vilket även ses i figur 26. En broms och två kopplingar är monterade på axlarna. Bromsen sitter på höghastighetsaxeln. Kopplingarna är monterade efter motorn samt före generatoren. Detta för att undvika oönskad påverkan från/på motorn och generatoren.

I figur 27 ses en ritning av testriggen. Mått och vikt ses i tabellerna 32 och 33 i Appendix E. Höjden till den övre basplattan justeras genom att välja höjd på tornet.



Figur 26: Den kompletta testtriggen med komponenter enligt: 1. Motor, 2. Lager och lagerhållare, 3. Låghastighetsaxel, 4. Växel, 5. Höghastighetsaxel, 6. Koppling, 7. Broms, 8. Generator, 9. Övre basplatta, 10. Torn, 11. Undre basplatta.

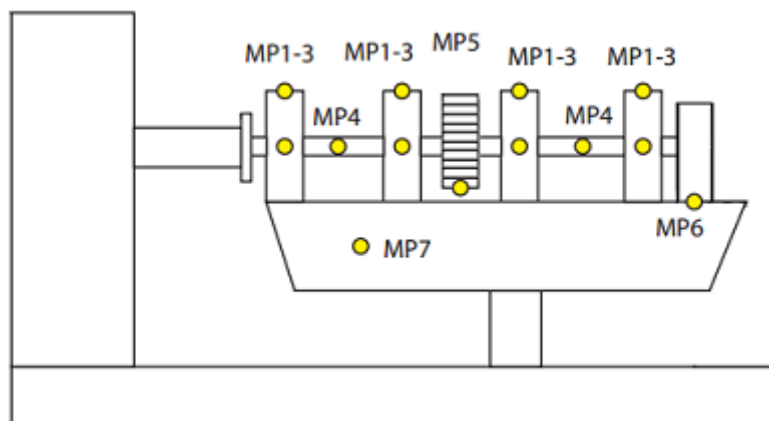


Figur 27: Ritning av testriggen.

12 Valda mätpunkter och implementering av sensorer

I detta kapitel kommer rekommenderade sensorer specificeras.

I figur 28 och tabell 21 finns de punkter som projektet hade velat mäta på. Många av dessa fick dock avgränsas bort. Eftersom lagerhållaren ansågs vara den mest speciella komponenten lades fokus på att specificera dessa sensorer (MP 1-3). De övriga punkterna vore



Figur 28: Möjliga mätpunkter.

önskvärda för validering av matematiska modeller. Exempelvis hade det varit bra med mätdata på vinkelförskjutningar för att utvärdera torsionsvibrationer. Växelns förskjutning i alla riktningar vore intressant för att se samband med kuggingreppet. Eftersom alla


Tabell 21: Möjliga mätpunkter och mätdata.









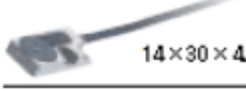

Mätpunkt	Mätdata
MP1	Förskjutning av axel i lagerhållare i horisontell led.
MP2	Förskjutning av axel i lagerhållare i vertikal led.
MP3	Töjning i lagerhållaren.
MP4	Vinkel, vinkelhastighet och moment.
MP5	Spänningar, accelerationer och förskjutning.
MP6	Vibrationer.
MP7	Spänningar och accelerationer.

parametrar i lagerhållaren är kända kan deformationen förutsägas. De uppmätta värdena kan användas både till validering av modeller och beräkning av påverkande krafter. Mätdata behöver alltså samlas in dels för avstånd i horisontell led och dels för avstånd i vertikal led i lagerhållaren. Utöver detta behövs mätdata för att validera antagandet att ramen är helt stel.

12.1 Distans

För att mäta avstånden i respektive riktning togs beslutet att använda induktiva givare. Valet föll på en KEYENCE EX-V Series, eftersom denna har en tillräckligt hög noggrannhet och upplösning. Denna typ har möjligheten till flera olika sensorhuvuden med olika upplösning vilket ses i figur 29). Eftersom hög upplösning efterfrågades medan plats inte var en begränsande faktor valdes EX-110V, som har den högsta upplösning samtidigt som den har ett större mätområde än den mindre varianten [33]. Bäst mätdata borde fås vid



Shape	Measuring range	Resolution	Model
 $\Phi 5.4 \times 18\text{mm}$	 1mm	0.4 μm	EX-305V
 M10 \times 18mm	 2mm	0.4 μm	EX-110V
 $\Phi 14.5 \times 20\text{mm}$	 5mm	1 μm	EX-416V
 $\Phi 22 \times 35\text{mm}$	 10mm	2 μm	EX-422V
 14 \times 30 \times 4.8mm	 4mm	1 μm	EX-614V

Figur 29: Sensorhuvud till KEYENCE EX-V Serie, valt huvud i projektet blev EX-110V. [33]

Tabell 22: Specifikation för KEYENCE EX-V Serie med EX-110V sensorhuvud. [33]

Typ	Värde
Repeterbarhet	0,3 [μm]
Mätområde	0-2 [mm]
Upplösning	0,4 [μm]
Samplingshastighet	40000 [s^{-1}]

mätning direkt på axeln där störningar undviks i så stor mån som möjligt. Mät huvudet bör därför placeras på lagerhållaren som är styv för att undvika vibrationer. Den valda sensorn kostar enligt uppgifter från den 15:onde maj, 24210 kr och sensorhuvudet 2790 kr.

12.2 Töjning

För att validera att ramen är helt stel bör exempelvis trådtöjningsgivare användas. Om ramen skulle deformeras är det viktigt att detta noteras eftersom distanserna och krafterna som mäts i lagerhållaren i ett sådant fall inte skulle bli riktiga. Genom att fästa två trådtöjningsgivare på kortsidorna av ramen fås mätdata som visar hur mycket ramen deformeras. Vidare skulle trådtöjningsgivare kunna fästas på styrypinnarna i lagerhållaren för att kontrollera hur mycket moment som tas upp av dessa.

12.3 Rotationshastighet

Utöver de mätpunkter som är direkt relaterade till lagerhållaren valdes i projektet att även implementera mätning av rotationshastighet. Det var önskvärt för att kunna validera resultatet från torsionsvibrationsanalysen. Vidare skulle rotationshastigheten, om denna mäts på båda axlarna, kunna validera matematiska modeller för växeln. Med detta till grund valdes att mäta rotationshastighet både på låghastighets- och höghastighetsaxeln. Detta rekommenderas att göras med hallsensorer.

13 Diskussion

I det här kapitlet behandlas erhållna resultat i förhållande till teori, metod och utvärderas med utgångspunkt från problemformuleringen i inledningen.

13.1 Lager

När vi betraktade lagren som stela kunde vi räkna ut vilket maximalt moment de utsattes för. Enlig [19] kan ett dubbelradigt spårkullager ta upp moment bra vilket gör att belastningen inte tros skada lagret. [19] stöds dessutom av SKF, även om informationen var mer restriktiv. Eftersom utförlig lagerdata saknades anser vi att det är svårt att vara säkra utan den fysiska testringen.

13.2 Axel

Då beräkningarna för minsta diametern på låghastighetsaxeln beräknades utförligt anser vi att det är mycket troligt att 24 mm håller för kontinuerlig drift. Detta dels eftersom vi under beräkningarna ansatte 30% under kritiskt varvtal med maximal hastighet. Dock approximerades delvis det kritiska varvtalet vilket ger osäkerhet i beräkningarna. Dessutom har inte dimensionering skett med hänsyn till knäckning, men axlarna är korta och de axi-ala krafterna är relativt små vilket gör att risken för uppkomst av knäckning anses mycket liten. Torsionsvibrationer har inte tagits med i dimensioneringen då det är intressant att veta om dessa uppkommer.

Den konstruktion som låser fast axlarna på kugghjulen i rotationsled är enkel och väl beprövad. På grund av att inga beräkningar gjorts för att validera dimensionerna kan dock hållfastheten på styrrinnen inte garanteras.

13.3 Kuggväxel

Kugghjulen som valts i testringen kommer troligtvis hålla för kontinuerlig drift i angiven livslängd. Det är mycket troligt att dessa håller för utmattning eftersom utförliga beräkningar gjorts på detta. En låg vald anliggning, överdimensionerande erfarenhetsvärden och en säkerhetsfaktor stödjer dimensioneringen med hänsyn till utmattning. Anliggningen var dock mycket svår att förutse vilket skapar en hög osäkerhet för detta värde.

Det faktum att vi inte beaktat nötning gör att inga slutsatser kring dess påverkan kan dras. Nötningens inverkan har dock försökts minimeras genom att ta hänsyn till hunting tooth. Tyvärr gjorde utbudet av stora kugghjul att näst sämsta fallet erhöles. Hade mer tid funnits och vi hade gått tillbaka i processen kunde 19 kuggar valts på det mindre kugghjulet, vilket är ett primtal och att föredra.

13.4 Diskussion - insamling av mätdata

Det är troligt att den induktiva givaren kommer ge relevant mätdata eftersom den har en upplösning på 0,4 μm och detta anses vara tillräckligt. Dock måste den placeras på en yta fri från vibrationer. Det bästa hade förmodligen varit en konstruktion med helt isolerat stöd men stöd i lagerhållaren tros vara tillräckligt styvt. Detta är svårt att resonera kring utan ytterligare information så fysiska tester behöver utföras. Vi tror även att störningar kan minskas med bra mjukvarufilter.

13.4.1 Lagerhållare

Vi har inte undersökt friktionen mellan glidblocken och ramen samt mellan stödpinnarna och teflonpluggarna i rätblocket. Detta medför att vi kan inte dra några slutsatser om dess påverka på vibrationerna i horisontell och vertikal led.

Deformationen på lagerhållaren beräknades till ca 5% av fjäderförskjutning vid maximal belastning. Antagandet om att ramen i lagerhållaren var stel i förhållande till fjädrarna är inte helt korrekt men vi anser ändå att detta är godtagbart.

Vi anser att den nuvarande konstruktionen av lagerhållaren är bättre än alternativet med Boshprofiler. Detta eftersom förspänningskonstruktionen inte var möjlig att implementera i Boshprofilerna på grund av komplexiteten i tvärsnittsgeometrin. Vidare ansågs det problematiskt att lösningen skulle resultera i fler lösa delar vilket skulle orsaka en mer komplex dynamik i ramen. Fördelen med Boshprofilerna var möjligheten att enkelt implementera en rullskena med mindre friktion än glidblocken och därmed en mer representativ vibrationsdynamik.

Eftersom krafterna som belastar fjädrarna är relativt små ansågs skruvar vara ett bra alternativ för att förspänna dessa. Om krafterna hade varit för stora hade det funnits risk att gängorna hade gått sönder. Eftersom fjädrarna inte är identiska måste dessa förspännas separat. Detta är möjligt i konstruktionen men att förspänna dessa separat med tillräckligt hög precision att kraften fördelas jämt är svårt. Fler gängor underlättar mindre justeringar. Lösningar med trådtöjningsgivare eller liknande givare på varje separat förspänningsanordning hade troligen implementerats om mer tid funnits.

13.5 Diskussion - sammanställning

Det är troligt att den övre basplattan håller för belastningen eftersom Boshprofilerna är tillverkade för att användas i tunga konstruktioner. Bosh anger 17 000 N som ett riktmärke för maxbelastning och de komponenter som placeras på basplattan belastar med ca 6 200 N. Dock skulle komponenternas egenvikt kunna skapa en viss nedböjning på profilerna men denna statisk nedböjning vore möjlig att kompensera för med förspänningsfunktionen i lagerhållaren.

13.5.1 Nedböjning

Vi tror att det är möjligt att realisera en lagerhållare med fjädrar utan att få en nedböjning som blir orimligt stor. Vi anser att de beräkningar som gjorts i CALFEM är representativa eftersom FEM är en bra approximationsmetod. Dock har dessa beräkningar gjorts med relativt få element. Dessutom har förenkling gjorts till ett styvt lastfall enligt figur 9.

Det verkliga fallet ligger troligen mellan ett flexibelt och ett styvt lastfall. Dock borde lastfallet ligga närmre det styva eftersom spårkullagret borde ta upp mycket moment och stödpinnarna i lagerhållaren begränsar frihetsgraden. Utöver detta har förenkling gjorts till en rak axel. För att verifiera den sistnämnda förenklingen gjordes en analys i FEA. Denna bekräftade rimligheten i antagandet.

Att utvärderingarna enbart gjorts i vertikal led anses vara tillräckligt eftersom det är störst förskjutning i denna led och dessutom tros denna riktning ha störst påverkan på anläggningen. Det var förvånande att det gick att hitta kombinationer av antal och styvhet på fjädrar som sannolikt går att realisera. Fjäderstyvheten, diametern på axeln och avståndet mellan stödet *B* och kugghjulet har alla en stor inverkan på nedböjningen. Med en ansatt styvhet visade det sig att avståndet hade större påverkan än vi trodde.

13.5.2 Vibrationer

Axel-fjädersystemet kan försättas i resonans då kuggingreppsfrekvensen på 237 Hz, vid motorns maximala hastighet, överskrider systemets första egenfrekvens vilken låg på 209 Hz. Den överskrider även den andra egenfrekvensen vilken låg på 212 Hz. Analysen av egenvärdena gjordes i FEA och anses därför trovärdig. Vi tycker att det är positivt att resonans sannolikt kan uppnås eftersom att testtriggen skall användas till vibrationsanalys och i utbildningssyfte. Kuggingreppsfrekvensens övertoner har inte beaktats i projektet.

Vi ville utreda torsionsvibrationer i olika testscenarion. Dock blev detta mer komplicerat än tänkt. Först reducerades testfallen till att endast innefatta ett scenario. Detta var att ett bromsande moment applicerades efter en viss tid vid konstant hastighet. Detta implementerades i matlab men eftersom inget resultat erhöles ströks denna punkt ur projektet. Vi tror att felet kan ligga i att axelns tröghetsmoment försumrades samtidigt som motorns tröghetsmoment inte var tillräckligt stort i förhållande.

14 Slutsats

Trots avgränsningar, antaganden och förenklingar anser vi att dimensioneringen är tillfredsställande.

Vidare anser vi att testtriggen uppfyller kravet på modularitet. Möjlighet finns att flytta lagerhållarna, växeln och generatoren. Utöver detta är det möjligt att byta ut axlarna, lagren, kugghjulen, kopplingarna och motorerna. Den ena motorn används som generator med bromsande funktion. Dock är dimensioneringen endast gjord för ett fåtal kombinationer.

Lagerhållaren konstruerades för att mäta förskjutningar och möjliggöra beräkning av påverkande krafter. Denna anses även ha potential att realiseras. Det ansatta avståndet mellan stöd B och kuggväxeln anses vara för stort och bör minskas.

Vi anser dock inte att testtriggen tydligt representerar en drivlina i ett vindkraftverk men att den är tillräckligt representativ för att kunna analysera vissa samband.

Det viktigaste testscenariot anses vara snedställningar. Dessa kan skapas genom att rotera den övre basplattan och justera lagren i vertikal och horisontell led, oberoende av varandra.

Mätutrustningen bör placeras isolerat från vibrationer nära mätobjektet. Lagerhållaren ansågs som en bra placering. Antagen styvhet på komponenter kommer i största mån valideras med trådtöjningsgivare.

Vi anser alltså att vi uppfyllt delsyfte 1 tillfredsställande, det vill säga att vi har utformat en testtrigg för ett vindkraftverks drivlina. Vi har dimensionerat komponenterna utförligt och anser att säker drift har uppnåtts vid konstant hastighet, undantaget när resonans sker.

Vi anser att vi har lyckats med delsyfte 2 i viss mån. Där delsyfte 2 var att simulera och analysera vibrationsdynamik i drivlinan. Vidare tycker vi att analysen av egenfrekvenserna och motsvarande moder gjorts tillfredsställande. Dock tycker vi att det vore intressant om torsionsvibrationerna hade kunnat slutföras. Vibrationsdynamiken vid ett bromsande moment har alltså inte lyckats utredas.











15 Referenser

- [1] Ian Woofenden. *Wind Power for Dummies*. Indianapolis, Indiana: Wiley Publishing, Inc., 2009.
- [2] Boverket. *Vindkraftshandboken*. 2009. URL: <http://www.boverket.se/Om-Boverket/Webbokhandel/Publikationer/2009/Vindkraftshandboken/> (hämtad 2012-05-16).
- [3] Vertical Wind. *Så Innovativ teknik*. URL: <http://www.verticalwind.se/SV/technology.html> (hämtad 2012-05-16).
- [4] Artem Korobenko. "Computational analysis of the dynamic forces in drive train components of an offshore wind turbines". Examensarb. Graduate School of Clemson University, 2011.
- [5] *Nya dimensioner: Siemens vindkraftverk SWT-3.6-107*. online. Tyskland, 2010. URL: http://www.energy.siemens.com/us/pool/hq/power-generation/renewables/wind-power/E50001-D310-A103-X-5300-SWT_3-6_107_sw.pdf (hämtad 2012-05-16).
- [6] Energimyndigheten. URL: <http://energikunskap.se/sv/FAKTABASEN/Vad-ar-energi/Energibarare/Fornybar-energi/Vind/Sa-har-fungerar-ett-vindkraftverk> (hämtad 2012-05-16).
- [7] Vattenfall. URL: <http://www.vattenfall.se/sv/fragor-och-svar-vindkraft.htm>.
- [8] Danish Wind Industry Association. *Proof of Betz' Law*. 2003. URL: http://www.motiva.fi/myllarin_tuulivoima/windpower%20web/en/stat/betzpro.htm (hämtad 2012-05-16).
- [9] Finlands vindatlas. *Vad är vindkraft?* URL: <http://www.tuuliatlas.fi/vindkraft/index.html> (hämtad 2012-05-16).
- [10] Susanne Nordqvist Sandra och Öhman. "Vindkraft - En klass för sig". Examensarb. Karlstad universitet, 2009.
- [11] Renewable Energy UK. *Wind Turbine Tip Speed Ratio*. 2007. URL: <http://www.reuk.co.uk/Wind-Turbine-Tip-Speed-Ratio.htm> (hämtad 2012-05-16).
- [12] erich Hau. *Wind Turbiens Fundamentals, Technologies, appication, Economics*. Sidcup: Springer, 2006.
- [13] P. Sas J. Peeters D. Vandepitte. "Structural analysis of a wind turbine and its drive train using the flexible multibody simulation technique". I: (). URL: http://www.isma-isaac.be/publications/PMA_MOD_publications/ISMA2006/3665_3680.pdf (hämtad 2012-05-16).

- [14] Kathleen Zipp. *Understanding costs for large wind-turbine drivetrains*. 2012. URL: <http://www.windpowerengineering.com/design/mechanical/understanding-costs-for-large-wind-turbine-drivetrains/> (hämtad 2012-05-16).
- [15] Professional Engineering. *Direct drive wind turbines delivered*. 2009. URL: <http://profeng.com/news/direct-drive-wind-turbines-delivered> (hämtad 2012-05-16).
- [16] Martin Fischer. *Integrated condition monitoring*. URL: http://www.iset.uni-kassel.de/pls/w3isetdad/www_iset_new.main_page?p_name=7261110&p_lang=eng (hämtad 2012-05-16).
- [17] Henrik Polinder. *Concept Report on GENERATOR TOPOLOGIES, MECHANICAL & ELECTROMAGNETIC OPTIMIZATION*. 2007. URL: http://www.upwind.eu/media/811/Deliverable_%B2.b.1.pdf (hämtad 2012-05-16).
- [18] Hans Lundh. *Hållfasthetslära*. Stockholm: Instant Book AB, 2008.
- [19] Mart Mägi och Kjell Melkersson. *Lärobok i maskinelement*. Göteborg: Kompendiet, 2011.
- [20] Tedric A. Harris Michael N. Kotzalas. *Essential Concepts of Bearing Technology*. Great Brittan: CRC Press, 2007.
- [21] *FAG Rolling Bearing, WL 41 520/3 SV*. online. Tyskland, 2010. URL: http://www.energy.siemens.com/us/pool/hq/power-generation/renewables/wind-power/E50001-D310-A103-X-5300-SWT_3-6_107_sw.pdf (hämtad 2012-05-16).
- [22] Evolution affärs-och teknikmagasin från SKF. "Wind Turbine Tip Speed Ratio". I: (2001). URL: <http://evolution.skf.com/sv/skfs-livslangdsformel-for-rullningslager/> (hämtad 2012-05-16).
- [23] Christofer Larsson, Olov Solberg och Jacob Viktorsson. "Installation och konfiguration av ett elektriskt drivsystem för ett mindre elfordon". Diss. Chalmers tekniska högskola, 2010.
- [24] D. J. Inman. *Engineering Vibration, 2/e*. New Jersey: Prentice-Hall, Unc., 2001.
- [25] Nationalencyklopedin. *Egenfrekvens*. URL: <http://www.ne.se/kort/egenfrekvens> (hämtad 2012-05-16).
- [26] *Mätteknik*. Göteborg: Chalmers tekniska högskola, 2010.
- [27] KYOWA. *What's a STRAIN GAGE?* URL: www.kyowa-ei.com (hämtad 2012-05-16).
- [28] KEYENCE. *Displacement Sensor 813*. 2012. URL: http://www.keyence.com/dwn/inductive_tg_ka.pdf (hämtad 2012-05-16).

- [29] P. Hansbo M. Ekh. *Formelsamling i hållfasthetslära*. Sweden: Tillämpad mekanik, Chalmers, 2007.
- [30] B. Storåkers. *Hållfasthetslärans grunder*. Sweden: Hållfasthetslära KTH, 1990.
- [31] SKF. *SKFLagerhallare*. online. URL: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=first&lang=en> (hämtad 2012-05-16).
- [32] SKF. *SKFBeräkning*. online. URL: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp?&maincatalogue=1&lang=en> (hämtad 2012-05-16).
- [33] KEYENCE. *Displacement Sensor*. 2012. URL: http://www.keyence.com/datasheet/exv_datasheet_14_02.pdf (hämtad 2012-05-16).

Appendix A - Lageregenskaper

Lämplighet	Radialbelastning	Axialbelastning i båda riktningarna	Kompensation för uppriktningsfel	Lämplig för höga varvtal	Låg ljudnivå	Låg friktion	
● Mycket god ● God ● Normal/Tillåten ● Med reservation ○ Ej lämplig/Faller bort							
Spårkullager	●	●	●	●	●	●	
Sfäriskt kullager	●	●	●	●	●	●	
Cylindriskt rullager (N, NU)	●	○	●	●	●	●	
Koniska rullager	●	●	●	●	●	●	
Sfäriska rullager, en radigt	●	●	●	●	●	●	
Sfäriska rullager, tvåradigt	●	●	●	●	●	●	
Axialspårager, enradigt	○	●	●	●	●	●	
Axialspårager, tvåradigt	○	●	●	●	○	●	
Cylindriskt axialrullager	○	●	○	●	○	○	
Sfäriskt axialrullager	●	●	●	●	○	●	

Figur 30: Olika lagers egenskaper, information hämtad från [21].

Appendix B - Kuggparametrar

Tabell 23: Värden hämtade från tabeller och grafer.

Symbol	Benämning	Beskrivning	Värde
K_{HK}	Hårdhets-kombinationsfaktor	Tar hänsyn till kombinationen av olika material och hårdhet på drivand kugghjul och mothjul.	Ligger mellan 1-1,15. Sätts vanligen till: 1.
Z_v	Hydrodynamisk smörjfilmsfaktor		Saknas erfarenhetsvärde sätts: 1.
S_H	Säkerhetsfaktor vid flankpåkänning	Säkerhetsfaktor mot utmattning vid flankpåkänning.	Är roten ur S_F om samma säkerhetsfaktor är önskvärd.
K_{HX}	Dimensionsfaktor för yttryck		Normalt: 1, kan väljas mindre vid ythärdade kugghjul.
K_{HN}	Livslängdsfaktor	Antal belastningar för hållbarhet.	Sätts: 1 om den skall klara över 10^9 belastningar.
ν	Poissons tal	Kontraktionstal.	0,3 för metaller.

Tabell 24: Värden hämtade från tabeller och grafer fortsättning.

Symbol	Benämning	Beskrivning	Värde
$K_{H\beta}$	Lasutbredningsfaktor	Tar hänsyn till anliggning och lastfall, högre anliggning ger ett lägre värde.	Vid bomberade kuggar mellan 1,7-2,5.
$K_{H\alpha}$	Lastfördelningsfaktor	Hur lasten fördelas på kuggen, högre värde vid lägre tillverkningsnoggrannhet.	≥ 1 .
ϵ	Ingrepstal	Beskriver genomsnittligt kuggpar i ingrepp.	
ϵ_{β}	Överlappning	Ingrepstal vilken tar hänsyn till överlappningen i axialplanet.	fås ur diagram med avseende på β och kuggantal. Om $\epsilon_{\beta} \geq 1$ sätts: 1.
ϵ_{α}	Ingrepstal	Beskriver ingrepstalet i transversialplanet.	
$\epsilon_{\alpha 1}$	Ingrepstal för första kugghjulet	Beskriver delingreppet på grund av första kugghjulet.	Läses av ur diagram med avseende på z_1 och k_1 .
$\epsilon_{\alpha 2}$	Ingrepstal för andra kugghjulet	Beskriver delingreppet på grund av andra kugghjulet.	Läses av ur diagram med avseende på z_2 och k_2 .
$\epsilon_{\alpha 0}$	Ingrepstal för båda kugghjulen	Beskriver delingreppet med avseende på totalt antal kuggar.	Läses av ur diagram med avseende på z_1+z_2 och k_0 .
K_I	Lastfaktor	Beskriver lasten beroende på likformighetsgrad hos drivande respektive drivna maskiner.	Ligger mellan 1-2,25.
K_v	Dynamisk lastningsfaktor	Beskriver den dynamiska inre belastningen.	Sätts: 1 för precisionskuggjul.
K_L	Smörjmedelsfaktorn		Saknas erfarenhetsvärde sätts: 1.
Z_R	Ytjämnhetsfaktor	Beskriver ytjämnheten.	Saknas erfarenhetsvärde sätts: 1.

Tabell 25: Värden hämtade från tabeller och grafer fortsättning.

Symbol	Benämning	Beskrivning	Värde
K_{HK}	Hårdhets-kombinationsfaktor	Tar hänsyn till kombinationen av olika material och hårdhet på drivand kugghjul och mothjul.	Ligger mellan 1-1,15. Sätts vanligen till: 1.
β	Snedvridning vid delningscylinder	Hur mycket kuggarna är vridna.	0° vid raka kuggar. Vid snekkugg bör väljas i intervallet 15° – 25°.
β_b	Snedvinkel vid grundcylinder		$\arctan(\tan \beta \cos \alpha_t)$.
α_0	Pressvinkel		20° vid standardkugghjul.
α_t	Ingreppsvinkel i transversalsnitt		$\arctan\left(\frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta}\right)$
α_w	Ingreppsvinkel		Samma som α_0 vid okorregerat kugghjul.
Y_F	Fromfaktor för böjning		Läses ur diagram med profilförskjutning och skenbart kuggtal Z_v .
$K_{F\alpha}$	Lastfördelningsfaktor	Beaktar delning och profilavvikelser.	Normalt: 1.
$K_{F\beta}$	Lastutbredningsfaktor	Lastens fördelning längs kuggbredden.	Normalt samma som $K_{H\beta}$.
K_{FX}	Dimensioneringsfaktor	Tar hänsyn till modulens inverkan på tillåten böjpåkänning.	Normalt: 1.
K_{FN}	Livslängsfaktor	Antal belastningar.	Sätts till: 1 om det är fler än 10^7 .
Y_s	Kälfaktor	Beaktar bottenflankradie.	> 0,25m sätts till: 1.
σ_{Hlim}	Flankpåkänningsgräns	Materialegenskap.	
σ_{Flim}	Böjpåkänningsgräns	Materialegenskap.	
x	Profilförskjutning	Vid bestämt axelavstånd kan profilförskjutning användas om inga standardkugghjul passar.	

Tabell 26: Slutgiltiga ansatta värden i sista iterationen.

Symbol	Värde: raka/sneda	Symbol	Värde: raka/sneda
z_1	95/90	ϵ_β	0/1
z_2	20/20	β	0°/20°
m	2,5/2	β_b	0°/18,64°
E	206 [GPa]	α_0	20°
M_{v1}	22,35 [Nm]	α_t	20°/21°
d_{p1}	237,5/180 [mm]	α_w	20°
d_{p2}	50/40 [mm]	u	0,21/0,22
$K_{H\beta}$	2,5	$K_{F\alpha}$	1
$K_{H\alpha}$	1	$K_{F\beta}$	2,5
K_I	1	K_{FX}	1
K_v	1	K_{FN}	1
K_L	1	Y_s	1
Z_R	1	ν	0,3
K_{HX}	1	K_{HN}	1,21/1,35
K_{HK}	1	σ_{Hlim}	260 [MPa]
S_F	1,5	σ_{Flim}	130 [MPa]
z_{v1}	95/24		
z_{v2}	20/107		

Tabell 27: Beräknade kugghjulsparametrar för raka kuggar.

Symbol	Värde raka
Z_H	1,76
Z_M	268
$\epsilon_{\alpha 1}$	2,00
$\epsilon_{\alpha 2}$	6,54
$\epsilon_{\alpha 0}$	6,45
Z_ϵ	0,8
F_{ber}	188
Y_{F1}	2,23
Y_{F2}	2,90
Y_ϵ	0,48

Tabell 28: Beräknade kugghjulparametrar för sneda kuggar.

Symbol	Värde raka
Z_H	1,73
Z_M	268
$\epsilon_{\alpha 1}$	2,00
$\epsilon_{\alpha 2}$	6,54
$\epsilon_{\alpha 0}$	6,45
Z_{ϵ}	0,69
F_{ber}	248
Y_{F1}	2,24
Y_{F2}	2,90
Y_{ϵ}	0,48
Y_{β}	0,83

Appendix C - Utmattning

Tabell 29: Reduceringsfaktorer.

Symbol	Samband	Benämning	Beskrivning
λ	$\frac{1}{K_d}$	Teknologiskt Dimensionsberoende.	Beaktar strukturella skillnader som uppkommer på grund av materialets bearbetning. Denna sätts till: 1 om materialet inte är gjutet.
δ	$\frac{1}{K_d}$	Geometriskt Dimensionsberoende.	Beaktar skillnader i absolut volym, jämfört med provstaven, som utsätts för maximal spänning.
κ	$\frac{1}{K_r}$	Ytbeskaffenhet.	Beaktar ytdefekter som är större på maskindelen jämfört med provstaven.
K_t		Spänningskoncentrationsfaktorn.	Beaktar spänningskoncentrationer för olika belastningsfall.
K_f	$1 + q(K_t - 1)$	Anvisningsfaktor.	Beaktar anvisningar, såsom kälradier. q är kälkänslighetsfaktorn.

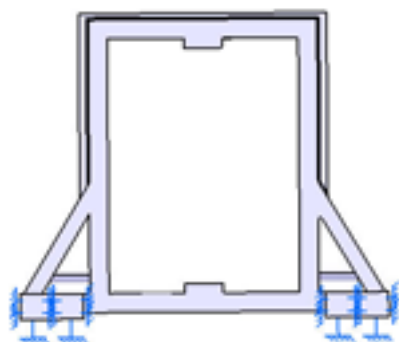
Tabell 30: Beräknade parametrar för utmattning.

Symbol	Axel 1 [MPa]	Axel 2 [MPa]
$\sigma_{mc,ored}$	79/67	28/23
$\sigma_{mc,red}$	78/65	23/18
$\sigma_{mp,ored}$	14	3
$\sigma_{mp,red}$	25/24	5
$\sigma_{ac,ored}$	230/241	282/287
$\sigma_{ac,red}$	208/210	214
$\sigma_{ap,ored}$	41/48	30/38
$\sigma_{ap,red}$	66/76	48/61
$n_{su,ored}$	6/5	9/8
$n_{su,red}$	3	4

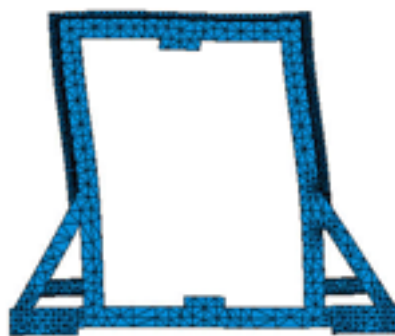
Tabell 31: Ansatta värden hämtade från [19].

Symbol	Värde:
λ	1
δ	0,87
κ	0,92
K_t	1,75
q	0,8

Appendix D - FEA



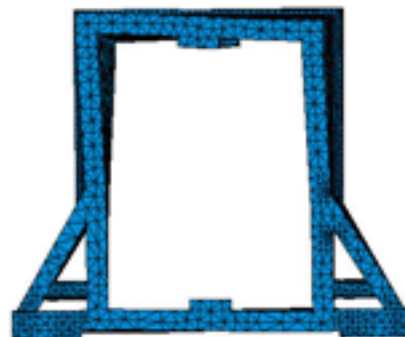
(a) Randvillkor för lagerhållaren.



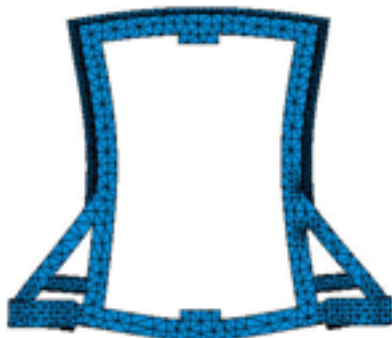
(b) Karakteristiskt utseende för lagerhållarens 1:a mod, 293 Hz.



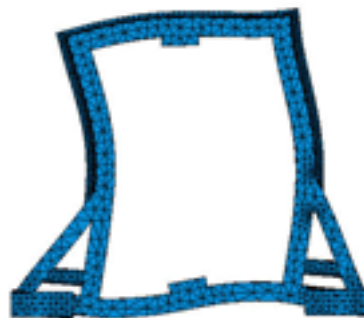
(c) Karakteristiskt utseende för lagerhållarens 2:a mod, 317 Hz.



(d) Karakteristiskt utseende för lagerhållarens 3:e mod, 512 Hz.



(e) Karakteristiskt utseende för lagerhållarens 4:e mod, 776 Hz.



(f) Karakteristiskt utseende för lagerhållarens 5:e mod, 1030 Hz.

Figur 31: Finit elementanalys av lagerhållarnas egenfrekvenser.



(a) Randvillkor för axeln.



(b) Karakteristiskt utseende för axelns 1:a mod, 209 Hz.



(c) Karakteristiskt utseende för axelns 2:a mod, 212 Hz.



(d) Karakteristiskt utseende för axelns 3:e mod, 423 Hz.



(e) Karakteristiskt utseende för axelns 4:e mod, 425 Hz.

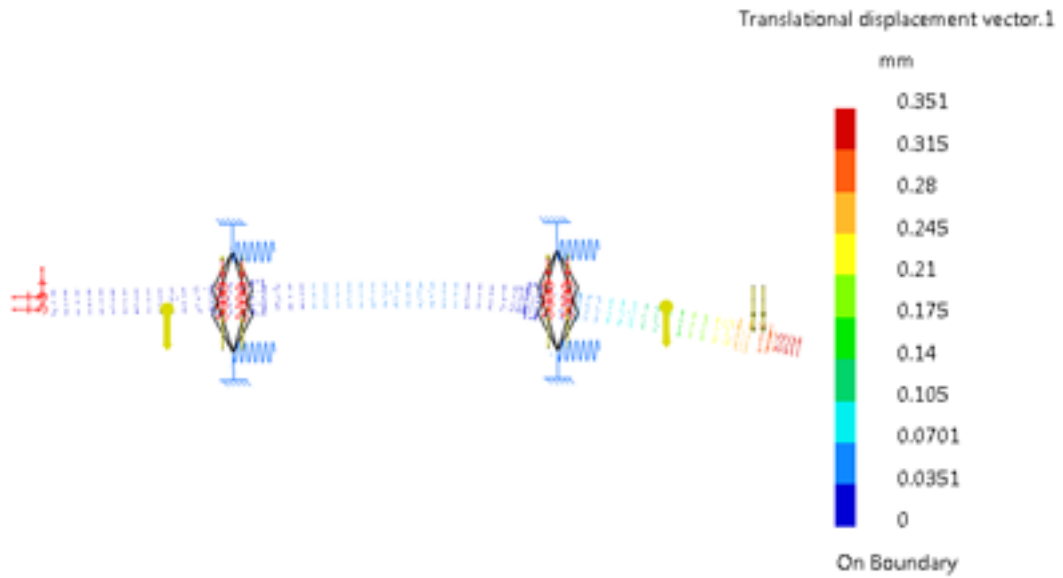


(f) Karakteristiskt utseende för axelns 5:e mod, 826 Hz.

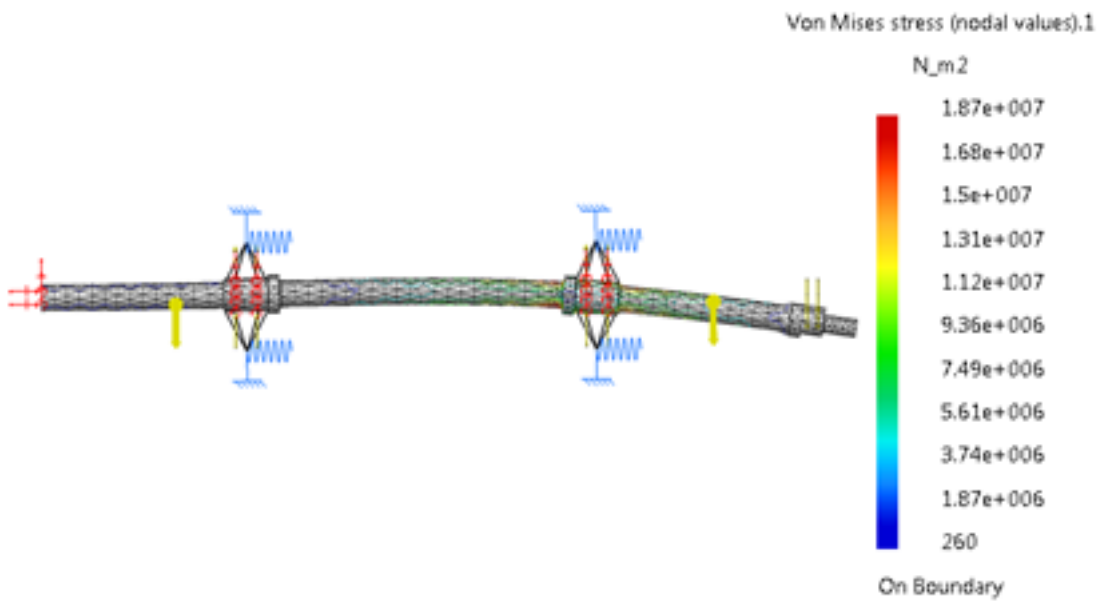
Figur 32: Finit elementanalys av axelns egenfrekvenser.



(a) Randvillkor för axeln.



(b) Axelns nedböjning.



(c) Spänningar i axeln enligt Von Mises.

Figur 33: Finit elementanalys av nedböjning och spänning på axlarna.

Appendix E - Data för testriggen

Tabell 32: Mått på testriggen.

Dimension	Mått [mm]
Längd	2395
Bredd	858
Höjd	1079
Höjd till övre basplatta	537

Tabell 33: Vikt på testriggen och några ingående komponenter.

Komponent	Vikt [kg]
Hela testriggen	1417
Drivlinan samt den övre basplattan	605
Övre basplattan	72
Lagerhållare (inklusive lager)	88

Appendix F - Krav, teknisk specifikation och komponentmatris

Nedan följer en lista på de krav som testriggen måste uppfylla. Därefter visas en lista på testriggens tekniska specifikationer.

Tabell 34: Kravspecifikation.

Nr	Beskrivning	Krav/önskemål
1.	Testriggen ska vara modulärt utformad.	krav
2.	Testriggens komponenter bör kunna bäras av två personer.	önskemål
3.	Testriggen ska inte vara längre än 2,5 m.	krav
4.	Testriggen ska inte vara bredare än 1 m.	krav
5.	Axlarnas diameter ska vara 24 mm eller större.	krav
6.	Kälradier hos axlarna ska vara 2 mm eller större.	krav
7.	Växelns utväxling ska inte vara ett heltal.	krav
8.	Kuggjulens bredd ska vara minst 25 mm.	krav
9.	En av kuggjulen bör ha ett primtal som kuggantal.	önskemål
10.	Axelns nedböjning får inte överskrida 0,5 mm.	krav

Tabell 35: Teknisk specifikation.

Nr	Beskrivning	Värde
1.	Den kompletta testriggens vikt, inklusive basfundament.	1100 kg
2.	Lagerhållarens vikt.	88 kg
3.	Testriggens längd.	2308 mm
4.	Axlarnas diameter.	24 mm
5.	Kuggväxelns utväxling.	0,21

Komponenterna i tabell 36 ingår i testtriggen och går att beställa från leverantörer.

Tabell 36: Kravspecifikation.

Komponent	Tillverkare	Artikelnummer
Fjäder	Lesjöfors	8280
Litet kugghjul, rak	Kedjeteknik	M2.5-20
Stort kugghjul, rak	Kedjeteknik	M2.5-95
Litet kugghjul, sneda	qtcgears	KHG1-22R
Stort kugghjul, sneda	qtcgears	KHG1-100L
Koppling	Mekanex	221-C100
Lager	SKF	4306 ATN9
Låsmutter till lagret	SKF	KM 6
Låsring till lagret	SKF	MB 6
Profiler till basplattan	boschrexroth	3 842 509 185
Vinkelprofiler till basplattan	boschrexroth	3 842 523 558
Induktiv givare	KEYENCE	EX-V Serie, EX-110V
Hallsensor	Austria Micro Systems	AS5040

```

%Appendix G
%Gear.m
%-----Följande översättningstabell kan användas i rapporten-----%
%Matlab t.v och rapport t.h
%sigma = sigma_s
%w = omega_max
%M1 = Mv,max axel.1
%M2 = Mv,max axel.2
%eyb = e_lambda_b
%t = bredden på kuggarna
%ns_x = ns,koll
%sigma = sigma_b
%sigma_xvm = sigma_ax
%alpha=alpha_0
%kf=k
%-----initiering av variabler-----%
clear
s=5; %antal testvärden
%konstanter
roh=7850; %densitet
g=9.82;
sigma = 310*10^6; %sträckgräns
t=[0.025 0.025]; %bredd på kugghjul
%Kugghjul
dimgear
ratio = u
J=[mkugg(1)*dp(1)^2/8 mkugg(2)*dp(2)^2/8]; %tröghet på kugghjul
ma=[2.9 2.9] %vikt med diameter 24
mh=6; %vikten på lagerhållaren
%motor
n = 940;
w=[n*pi/30 (n*pi/30)/ratio]; %rotationshastighet enl. motorspec
M2=linspace(0,4.7053,s)'; %varierande bromsande moment
M1=M2./ratio;
M=[M1 M2];
%Kuggkrafter/moment - initiering
R = struct('axel1', struct('a', zeros(s,1), 'b', zeros(s,1), 'az',
zeros(s,1), 'bz', zeros(s,1), 'ay', zeros(s,1), 'by', zeros(s,1)),
'axel2', struct('az', zeros(s,1), 'bz', zeros(s,1), 'ay', zeros(s,1), 'by',
zeros(s,1)))
Mx =
struct('axel1', struct('z', struct('xa1', zeros(s,2), 'xa2', zeros(s,2), 'xa3', zeros
(s,2)), 'y', struct('xa1', zeros(s,2), 'xa2', zeros(s,2), 'xa3', zeros(s,2))), 'axel2'
, struct('z', struct('xa1', zeros(s,2), 'xa2', zeros(s,2), 'xa3', zeros(s,2)), 'y', str
uct('xa1', zeros(s,2), 'xa2', zeros(s,2), 'xa3', zeros(s,2))))
Mb = zeros(s,2);
%axel
ns = 2; %säkerhetsfaktor
xa = [0.2 0.2;
0.3 0.3;
0.2 0.2]; %längderna mellan motor, lager, lager, växellåda för resp axel
d0=[zeros(s,1) zeros(s,1)]; %föregående diameter på axel
sigma_b=[zeros(s,1) zeros(s,1)]; %föregående diameter på axel
tau_v=[zeros(s,1) zeros(s,1)]; %föregående diameter på axel
dvm=[ones(s,1) ones(s,1)]; %diameter på axel, sätts till 1 för att komma in i
while-satsen
%-----

```

```

Ft = [2*M2/dp(2) -2*M2/dp(2)]; %tangentialkraft
Fr = Ft(:,1)*(tan(alpha)/cos(beta)); %radialkraft
Fx = Ft(:,1)*tan(beta); %axialkraften (samma på båda)
kf = 8000e3; %N/m
%beräkning av belastning på axel 1 och 2
for a=1:2
for nr=1:s %för de olika bromsmomenten
namn = fieldnames(R);
F1=[Fx(nr) -Fr(nr) -Ft(nr)]
F2=[0 0 -mkugg(a)*g]
r1=[xa(3,a) dp(a)/2 0]
r2=[xa(3,a) 0 0]
Mbtot = cross(r1,F1)+cross(r2,F2);
eyb=[0 Mbtot(2) Mbtot(3)]'/sqrt(Mbtot(2)^2+Mbtot(3)^2)
Mb(nr,a)=Mbtot*eyb
dvm(nr,a)=((32*Mb(nr,a)*ns/(pi*sigma)).^2+3*(16*M(nr,a)*ns/(pi*sigma)).^2).^(1/6); %beräknar diameter enl von mises
end
end
%Kontroll av hur säkerhetsfaktorn ändras med axiala krafter
sigma_bvm=(32*Mb)/(pi*dvm.^3);
sigma_xvm=( [Fx Fx]*4)/(pi*dvm.^2);
tau_vm=(16*[M1 M2])/(pi*dvm.^3);
ns_x=sigma./sqrt((sigma_bvm+sigma_xvm).^2+3*tau_vm.^2);
wkr
d=[0.024 0.024]
utm
E=E*10^6
fem

```

```

%dingear.m
beta = degtorad(0); %raka kuggar - ändras till 20 för snedkuggar

if beta == 0
    e_beta = 0; %för raka kuggar
    module=2.5;
    %--Livslängdsfaktor raka kuggar--%
    Khn = 1.21;
    Kfn = 1;
    mkugg=[8.6 0.54];
    %kuggantal
    z = [95 20]; %kuggar
else
    e_beta = 1;
    module=2;
    %--Livslängdsfaktor sneda kuggar--%
    Khn = 1.35;
    Kfn = 1;
    mkugg=[6.1 0.31];
    %kuggantal
    z = [90 20]; %kuggar
end

Yf = 2.9 %enl SS1871, z1=20 dimensionerande
alpha = degtorad(20)
alpha_t=atan(tan(alpha)/cos(beta));
betab = atan(tan(beta)*cos(alpha_t));

zv = z(2)/(cos(beta)*cos(beta)^2)
u = z(2)/z(1);
dp = [module*z(1)/1000 module*z(2)/1000]; %pitchdiameter

E = 206*10^3 %10^9; skrivs in i N/mm^2
Zh = sqrt((2*cos(beta))/sin(2*alpha))
Zm = sqrt(0.35*E);

Mv = 22.35; %maxmoment hos motor 1, kommer vara 5 ggr högre än bromsande

Ki = 1;
Kv = 1;
Tl = Mv;
k = [(z(1)+2)/(z(1)*cos(alpha)) (z(2)+2)/(z(2)*cos(alpha)) 1/cos(alpha)];

Kl = 1;
Zr = 1;
Zv = 1;
Khx = 1;
Khk = 1;
Kfx = 1;

e = [2 6.54 6.45];
e_alpha = e(1)+e(2)-e(3)

Ze=sqrt(((4-e_alpha)/3)*(1-e_beta)+(e_beta/e_alpha))

```

```

Fber = (2*Mv/dp(1))*Kv*Ki

Sf = 1.5
Sh = sqrt(Sf);

Yb = 1-radtodeg(beta)/120;
Ye = 1/e_alpha
Ys = 1;

Kh_alpha = 1;
Kh_beta = 2.5;

Kf_alpha = 1;
Kf_beta = 2.5;

sigma_hlim = 260%*10^6 i mega
sigma_flim = 130%*10^6

sigma_hp = sigma_hlim*Kl*Zr*Zv*Khx*Khk/Sh
sigma_fp = sigma_flim*Ys*Kfx*Kfn/Sf

bottenflank = ((z(2)/2)-1.25)*module
Ys_lim = 0.25*module %bottenflank skall vara störren än Yslim för att kunna
sätta Ys till 1

bh=((Zh*Zm*Ze/sigma_hp)^2)*Fber*Kh_alpha*Kh_beta*(u+1)/(dp(1)*1000*u)
%pitchdiameter i [mm]
bf = Yf*Yb*Ye*Fber*Kf_alpha*Kf_beta/(sigma_fp*module)

```



```

%wkr.m
wmax=[n*pi/30 (n*pi/30)/ratio] %rotationshastighet enl. motorspec
wkr1=[0 0];
wkr2=[0 0];
wkr3=[0 0]
wkrtot=[0 0];
dkr = [0 0]

for a=1:2
while wkrtot(a)<1.3*wmax
dkr(a)=dkr(a)+0.0001

wkr1(a)=((3*E*10^6*pi*dkr(a)^4)/(64*mkugg(a)*(xa(3,a)*xa(2,a)+xa(3,a)^3)))^(1/2)
wkr2(a)=pi^2*sqrt((E*10^6*dkr(a)^4*pi)/(roh*(dkr(a)/2)^2*pi*64*sum(xa(:,a))^4))
wkr3(a)=sqrt((2*kf)/(mkugg(a)+2*mh+2.9))

wkrtot(a)=sqrt(1/(1/wkr1(a)^2+1/wkr2(a)^2+1/wkr3(a)^2)) %böjkritiskt varvtal
pga den koncentrerade massan är dimensionerande!
end
end

```

```

%utm.m
sigma_b = zeros(s,2)
tau_v = zeros(s,2)
for a=1:2
sigma_b(:,a) = (32*Mb(:,a)/(pi*d(a)^3));
tau_v(:,a) = 16*M(:,a)/(pi*d(a)^3);
end
sigma_ur = 270*10^6;
sigma_ubp = 240*10^6;
sigma_ap = sigma_b;
sigma_mp = tau_v*sqrt(3);

sf=ns;
k_c = -1;
k_p=sigma_ap./sigma_mp;
sigma_mc=sigma./(k_p-k_c);
sigma_ac=sigma_mc.*k_c+sigma

s_ored=sqrt(sigma_mc.^2+sigma_ac.^2)./sqrt(sigma_mp.^2+sigma_ap.^2)

lambda = 1;

q = 0.8 %med Rm = 700 och kälradie = 2 mm
Kt = 1.75%axelradie = 24, lager innerradie = 30
Kf = 1 + q*(Kt-1)

delta = 0.87 %enl diagram
kappa = 0.92 %slipad

sigma_ur_red = sigma_ur*lambda*delta*kappa;
sigma_ubp_red= sigma_ubp*lambda*delta*kappa;

sigma_mp_red = sigma_mp*Kt;
sigma_ap_red = sigma_ap*Kf;

k_c_red=(sigma_ubp_red-sigma_ur_red)/sigma_ubp;
k_p_red=sigma_ap_red./sigma_mp_red;

sigma_mc_red=sigma_ur_red./(k_p_red-k_c_red);
sigma_ac_red=sigma_mc_red.*k_c_red+sigma_ur_red;

s_red=sqrt(sigma_mc_red.^2+sigma_ac_red.^2)./sqrt(sigma_mp_red.^2+sigma_ap_red.^2);

```

```

% fem.m
fh=findall(0,'type','figure');
for i=1:length(fh)
    clf(fh(i));
end

yk = 0.1;
d=0.024;%bara en diameter, ingen vektor
A=d^2*pi/4;%area på axel
xaf=xa(:,1); %bara en axel, ingen vektor
fsma = zeros(s,1);
fsmb = zeros(s,1);

kfs = [2000e3 4000e3 8000e3 16000e3]; %N/m
nedb=zeros(s,length(kfs))
for Ks=1:length(kfs)
    kf=kfs(Ks);
    figure(Ks)
for Fs=1:s
F=[Ft(Fs,1) Fr(Fs,1)];

% --- materialdata -----
I=pi*d^4/64; % IPE80
ep=[E A I roh*A];

% --- topology -----
Edof=[1 1 2 3 4 5 6;
2 4 5 6 7 8 9;
3 7 8 9 10 11 12;
4 10 11 12 13 14 15;
5 13 14 15 16 17 18;
6 16 17 18 19 20 21;
7 19 20 21 22 23 24;
8 22 23 24 25 26 27;
9 25 26 27 28 29 30;
10 28 29 30 31 32 33;
11 31 32 33 34 35 36;
12 34 35 36 37 38 39;
13 37 38 39 40 41 42;
14 40 41 42 43 44 45;
15 31 32 33 46 47 48;
16 13 14 15 49 50 51];

els=sum(xaf(:,1))/14;%elementstorlek på axeln
% --- list of coordinates -----
Coord=[0 0; els 0; 2*els 0; 3*els 0;
4*els 0; 5*els 0; 6*els 0; 7*els 0;
8*els 0; 9*els 0; 10*els 0; 11*els 0;
12*els 0; 13*els 0; 14*els 0; xaf(2,1)+xaf(1,1) -yk; xaf(1,1) -yk];
% --- list of degrees-of-freedom -----
Dof=[1 2 3; 4 5 6; 7 8 9; 10 11 12; 13 14 15; 16 17 18; 19 20 21; 22 23 24; 25
26 27; 28 29 30; 31 32 33; 34 35 36; 37 38 39; 40 41 42; 43 44 45; 46 47 48;
49 50 51];
% --- generate element matrices, assemble in global matrices -
K=zeros(17*3); M=zeros(17*3);
[Ex,Ey]=coordxtr(Edof,Coord,Dof,2);

```

```

for i=1:14
[k,m,c]=beam2d(Ex(i,:),Ey(i,:),ep);
K=assem(Edof(i,:),K,k); M=assem(Edof(i,:),M,m);
end

for i=15:16
k=[0 0 0 0 0 0;
    0 kf 0 0 -kf 0;
    0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0;
    0 -kf 0 0 kf 0;
    0 0 0 0 0 0];
K=assem(Edof(i,:),K,k);
end

eldraw2(Ex,Ey,[1 2 2],Edof);

Rak=[0 0];
Rbk=[0 0];
ak=zeros(17*3,2);
rk=zeros(17*3,2);
for i=1:1
    f=zeros(17*3,1);
    j=2;
while j<45
    f(j) = -ma(1)/15;
    j=j+3;
end

f(44)=f(44)-mkugg(1)*g;
f(14)=f(14)-mh*g;
f(32)=f(32)-mh*g;

bc=[32 0; 14 0; 1 0; 2 0; 3 0; 15 0; 33 0; 46 0; 47 0; 48 0; 49 0; 50 0; 51 0];
%randvillkor
[a,r]=solveq(K,f,bc);

fsma=r(14); %förspänning pga massa
fsmb=r(32);

f(14)=f(14)+r(14);
f(32)=f(32)+r(32);

bc=[1 0; 2 0; 3 0; 15 0; 33 0; 46 0; 47 0; 48 0; 49 0; 50 0; 51 0];
f(44)=f(44)-F(i);

f(43)=f(43)-Fx(Fs);
[a,r]=solveq(K,f,bc);
Ed = extract(Edof,a);
eldisp2(Ex,Ey,Ed,[2 1 1],400);
xlabel('Längd [m]')
ylabel(['Nedböjning' ' ' [\mu' 'm']])

```

```

ak(:,i)=a;
rk(:,i)=r;

end
ak(14,1)*1e6;
ak(32,1)*1e6;
ak(44,1)*1e6;
nedbv(Fs,Ks)=ak(44,1);
nedbh(Fs,Ks)=ak(44,2);
end
end

figure(Ks+1)
hold on
for t=1:length(kfs)
plot(-nedbv(:,t)*10^6,M2);
text(-nedbv(s,t)*10^6-3,M2(s),['k=' num2str(kfs(t)/1000000) 'e3']);
end
xlabel(['Nedböjning' ' [\mu' 'm]'])
ylabel('Bromsande moment [Nm]')
title('Bromsande moment/nedböjning');

sqrt(rk(47,1)^2+rk(47,2)^2)
sqrt(rk(50,1)^2+rk(50,2)^2)

```