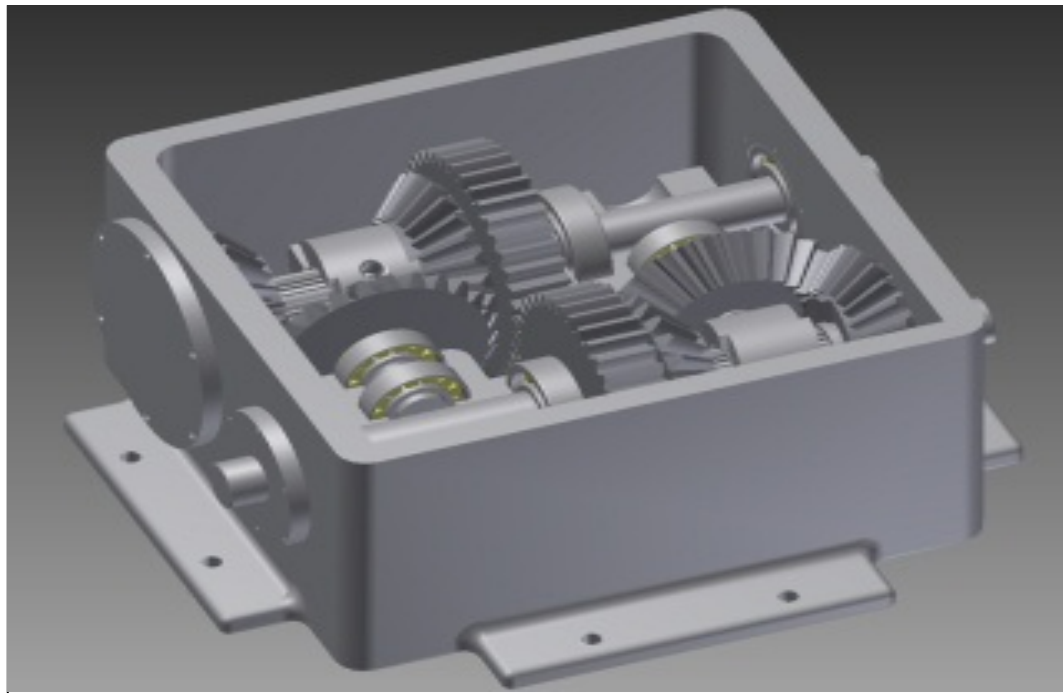


CHALMERS



Konstruktion av backslag till båt Rc 4.5

Construction of a gear case to the boat Rc 4.5

Examensarbete inom Höskoleingenjörsprogrammet, Maskinteknik.

Robin Ohlsson

Institutionen för Produkt och Produktionsutveckling
Avdelning Produktutveckling
Chalmers Tekniska Högskola
Göteborg, Sverige, 2012

Förord

Mitt namn är Robin Ohlsson och jag går sista året på det treåriga maskiningenjörsprogrammet på Chalmers tekniska högskola. Jag avslutar min utbildning på Chalmers med detta examensarbete inom backslagsutveckling.

Jag har under hela mitt liv varit en aktiv seglare och på det sättet kommit i kontakt med fantastiskt mycket hjälpsamma människor. Så när jag för åtta månader sen började söka examensarbete så kom jag tack vare en gammal tränare till mig i kontakt med företaget Kar-Design AB och deras systerbolag Racing Science AB.

Racing Science AB har under flera år konstruerat båtar och då framförallt racing-katamaraner, den senaste i raden kallas RC 4.5 och är en 4,6 m lång och 200 kg tung (utan motor) racing-katamaran som är extremt lätt driven. Båten har än så länge bara testats med utombordsmotorer och därför vill företaget nu se på möjligheterna att använda sig utav en inombordsmotor, vilket hade gjort båten både stabilare och lättare. Mitt uppdrag har därför varit att kontrollera möjligheterna att bygga ett backslag för en inombordsmotor till denna båt.

Jag vill rikta ett tack till Conny Broberg som introducerade mig för företaget. Jag vill också tacka Mats Andersson och Robert Dauksz på Kar-Design som har varit väldigt hjälpsamma under hela projektgången, samt min handledare från Chalmers, Kjell Melkersson som har varit väldigt hjälpsam och fungerat som bollplank under projektet.

Sammanfattning

Företagen Kar-Design AB och Racing Science AB vill ha hjälp att designa och konstruera ett backslag till en inombordsmotor som skall användas i deras egendesignade katamaran Race Cat 4.5 som förut enbart har körts med utombordsmotor. Användandet av inombordsmotor istället för utombordsmotor innebär att man får fram och ner tyngdpunkten i båten vilket kommer göra den betydligt stabilare. Att tyngdpunkten flyttas ner i skrovet gör också att en högre motoreffekt kan användas utan att påverka båtens sjöduglighet.

Funktionen som backslaget skall uppfylla är att från en motor av typ Weber MPE750 TC, distribuera ut kraften till två motroterande propellrar som skall kunna växla mellan fram- och backdrift individuellt. De mekaniska komponenterna skall ha en livslängd på över 500 h vid intermittent drift. Den relativt låga livslängden beror på att båten är av racingtyp vilket gör att man inte vill ha överdimensionerade detaljer utan hellre ser att man får genomföra en grundlig service var 500:e timme.

Backslaget som detta arbete har resulterat i uppfyller kravlistan på alla punkter. Backslagets komponenter har tagits fram med hjälp av rådande svenska standarder och har dimensionerats med en säkerhetsfaktor större än två. Vid dimensionering av delar såsom till exempel kuggremshjul och lager har färdiga komponenter använts för att underlätta både konstruktion, inköp och montering.

Summary

The companies Kar-Design Corp. and Racing Science Corp. wanted my help to design a gear case for an inboard engine that they are planning to use in their racing catamaran called the Rc 4.5. An inboard engine is perfect for a boat like this, who want's the centre of gravity as much to the middle of the hull as possible. So despite the more powerful engine, the seaworthiness of the boat is going to be better than before.

From the specification of requirements you can derive the features that the gear case must satisfy. For example the gear case must distribute the power from the engine to the two propeller shafts that will run the boat. The propeller shafts shall also rotate towards each other, so the boat doesn't turn by itself and also, the shafts shall have the ability to be geared individually. All the mechanical components shall also hold the loads without failure for 500 hours of intermittent periodic duty.

The relatively short service life depends on that the gear case should be used for racing, which means that the components can't be oversized. You should rather go thru a close service every 500th hour.

The product that this thesis has resulted in is satisfying all the requirements that the outsourcer Racing Science Corp. lined up before the project. The mechanical components are verified with Swedish standardisations and a safety factor larger than two. Calculations and dimensioning for other components like the belt roller and bearings for example, is taken from each supplier

The report is written in Swedish.

Innehållsförteckning

1. Inledning	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	2
1.3 Avgränsningar	3
1.4 Precisering av frågeställning	3
2. Teoretisk referensram	4
2.1 Backslag	4
2.1.1 Dogboxsynkronisering.....	5
2.3 Ytskärande Propellrar	5
2.4 Detaljer och komponenter för lagers axiella fixering.....	6
2.4.1 Distans.....	6
2.4.2 Stoppring.....	6
2.4.3 Spårring	7
2.4.4 Lagerlock.....	7
3. Metod	8
3.1 Konceptlösning	8
3.2 Framtagen backslags-lösning	8
3.3 Kravverifiering av framtagen lösning	8
3.3.1 Packning.....	9
3.3.2 Hållfasthetsanalys	9
3.3.3 Kritiskt varvtal.....	9
4. Framtagen backslags-lösning.....	10
4.1 Framtagen konceptlösning	10
4.2 Komponent- och detaljframtagning.....	11
4.2.1 Backslagshus	11
4.2.2 Cylindrisk rakkuggväxel.....	12
4.2.3 Koniska kuggväxlar	12
4.2.4 Kuggremsväxlar	12
4.2.5 Axlar	13
4.2.6 Lager och lagerfixeringar	13
5. Kravverifiering av framtagen lösning.....	19
5.1 Packning.....	19
5.2 Hållfasthetsanalys.....	20
5.2.1 Cylindriska kuggväxeln.....	20
5.2.2 Koniska kuggväxlarna	21
5.2.3 Kuggremsväxlar	22

5.2.4 Axlar	22
5.3 Kritiskt varvtal	26
6. Slutsatser.....	26
7. Diskussion och fortsatt arbete.....	27
8. Källförteckning	29
9. Bilagor	29

1. Inledning

1.1 Bakgrund

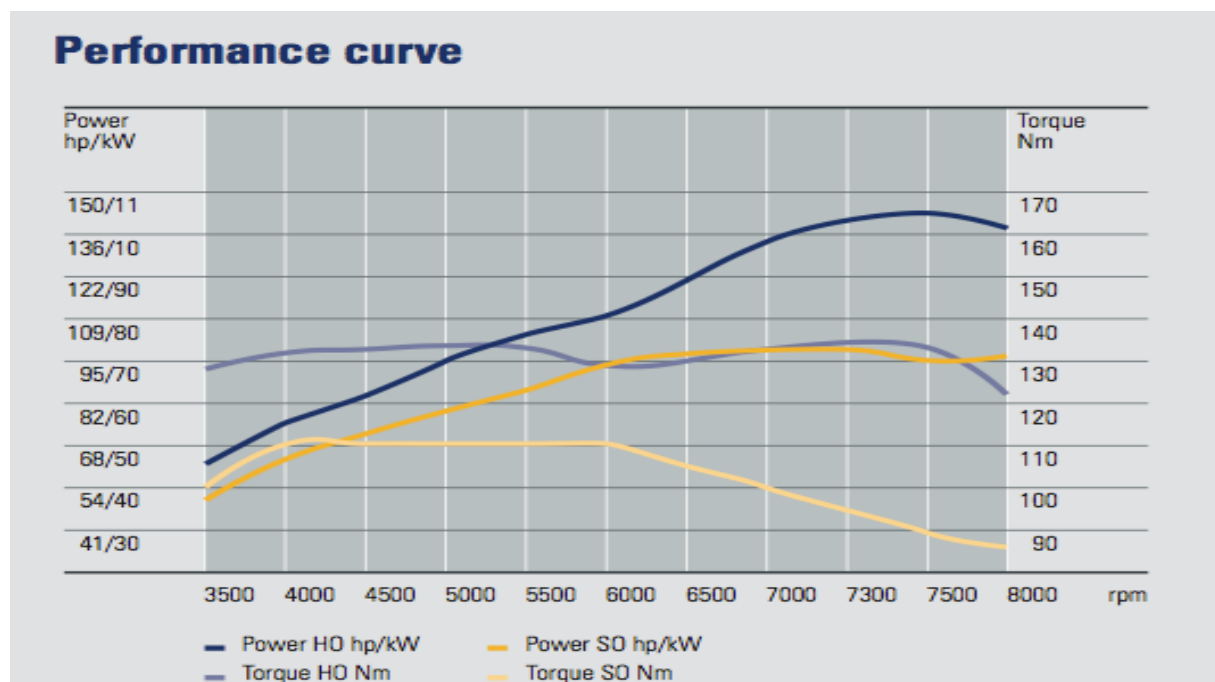
Uppdragsgivaren Racing-Science AB, som är ett systerbolag till Kar-Design AB, har sedan 2005 jobbat med utveckling av sportbåtar av katamaranmodell.

Deras första båt RC 4.3 är en egenutvecklad båt som under båtmässan i Göteborg 2007 blev utsedd till "Folkets val". Företaget såg utvecklingspotentialen i denna båtklass men tyckte inte att man kom längre med just denna modell vilket gjorde att man tog båten ur produktion och istället satsade på den nya båten RC 4.5.

RC 4.5 är en något större båt som på många sätt liknar Offshore Class One teamens stora tävlingsbåtar. Den är 4,6 m lång och väger 200 kg utan motor. Båten har testats med olika sorters utombordsmotorer där till exempel en 50 hästkrafter stark motor gav en toppfart på över 45 knop.

Nackdelen med utombordsmotorer är dock att de är väldigt tunga och att de monteras allra längst bak på båten vilket är dåligt ur stabilitetssynpunkt. Om man hade kunnat använda en inombordsmotor istället så hade tyngdpunkten flyttats nedåt och framåt i båten, vilket hade gjort att båten både blivit stabilare och att den hade kunnat nyttja en kraftfullare motor utan att förlora sin sjöduglighet.

Uppdragsgivaren har hittat en lämplig inombordsmotor MPE 750TC från Weber och de vill nu undersöka om det finns möjlighet att konstruera ett backslag för denna motor. Ur figur 1 kan motorns maximala vridmoment utläsas. Då framväxeln är ilagd är det maximala vridmomentet 112 Nm och för backväxeln 70 Nm. Det maximala vridmomentet blir lägre för backväxeln då det kommer att sitta en varvtalsbegränsning vid 2000 rpm för denna växel. Backväxelns vridmoment har tagits fram med hjälp utav extrapolation i figur 1.

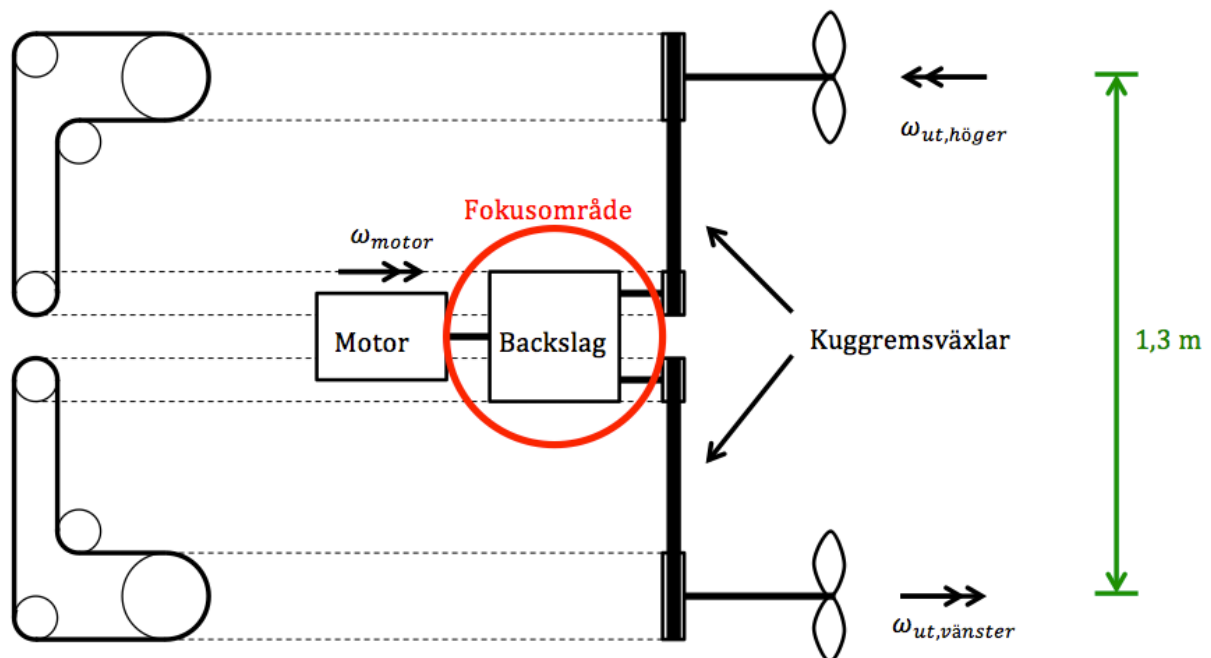


Figur 1 – Den valda motorn är den som i effekt- och vridmomentkurvan kallas SO (gula kurvor). (<http://www.weber-motor.com/>)

Katamaran- och liknande typer av båtar använder sig ofta av propellrar som är ytskärande eftersom dessa har ett betydligt lägre rörelsemotstånd än konventionella propellrar. Att propellern är ytskärande medför dock att den har en stor skoveleffekt som ger en kraft i sidled på propellern. För att motverka denna så monteras alltid ytskärande propellrar parvis och motroterande.

Då båten skall ha bästa möjliga manöverförmåga så vill uppdragsgivaren att de två propelleraxlarna skall kunna växlas individuellt, vilket betyder att man till exempel samtidigt skall kunna köra en propelleraxel framåt och en bakåt för att få båten att svänga snävare. I figur 2 visas drivsystemet mellan motor och propellrar principiellt i två olika vyer. För att föra ut effekten och vridmomentet från backslaget till propelleraxlarna så kommer två kuggremsväxlar att användas. På grund utav skrovets form så kommer det krävas 4 remhjul för varje kuggremsväxel, se figur 2.

Totalutväxlingen för hela systemet kommer att vara mellan 1:1,5 och 1:1,8. För fokusområdet, det vill säga backslaget, kommer utväxlingen vara 1:1 varvid kuggremsväxlarna justerar så att riktig totalutväxling erhålls.



Figur 2 – Drivsystemet i sin helhet sett uppfifrån samt kuggremsväxlarna sett bakifrån.

Uppdraget går ut på att konstruera ett backslag med en ingående axel från motorn och två utgående axlar. Dessa två raka axlar skall vara motroterande och de skall gå att växla mellan fram- och backväxel individuellt. Backslaget skall uppfylla uppdragsgivarens krav för att kunna monteras ihop med den givna motorn i den befintliga båten. Backslaget dimensioneras för att hålla i 500 h vid intermittent drift. Intermittent betyder för denna båt, att den kommer köras 25 gånger mer framåt än bakåt.

1.2 Syfte

Syftet med arbetet är att konstruera ett backslag som uppdragsgivaren skall kunna använda för att med en inombordsmotor, driva två ytskärande propellrar i sin egendesignade racing-katamaran RC 4.5.

1.3 Avgränsningar

Rapporten kommer inte att ta upp hur den ingående axeln till backslaget skall kopplas till motorn. Inte heller någon djupare studie av hur systemet ser ut mellan backslaget och propelleraxlarna, samt dimensioneringen utav de två identiska kuggremsväxlarna kommer tas upp. Rapporten kommer inte heller att ta hänsyn till hur mycket backslaget kommer att kosta.

1.4 Precisering av frågeställning

För att precisera vad uppdragsgivaren vill få för resultat av arbetet så ställs ett antal krav på hur de vill att backslaget skall bli. Dessa krav har nedan skrivits om till frågeställningar för att efter slutfört arbete kunna verifiera om de uppställda kraven har uppnåtts.

- Är utväxlingsförhållandet för backslaget 1:1?
- Är livslängden för lager och andra mekaniska komponenter och detaljer över 500 h vid intermittent drift?
- Fungerar växlingssystemet med två individuellt styrda axlar?
- Är det kinematiska sambandet korrekt, så att de två utgående axlarna är motroterande?
- Får backslaget plats under däckets mellan motorn och akterspeglarna, då utrymmet är begränsat till 50 cm?

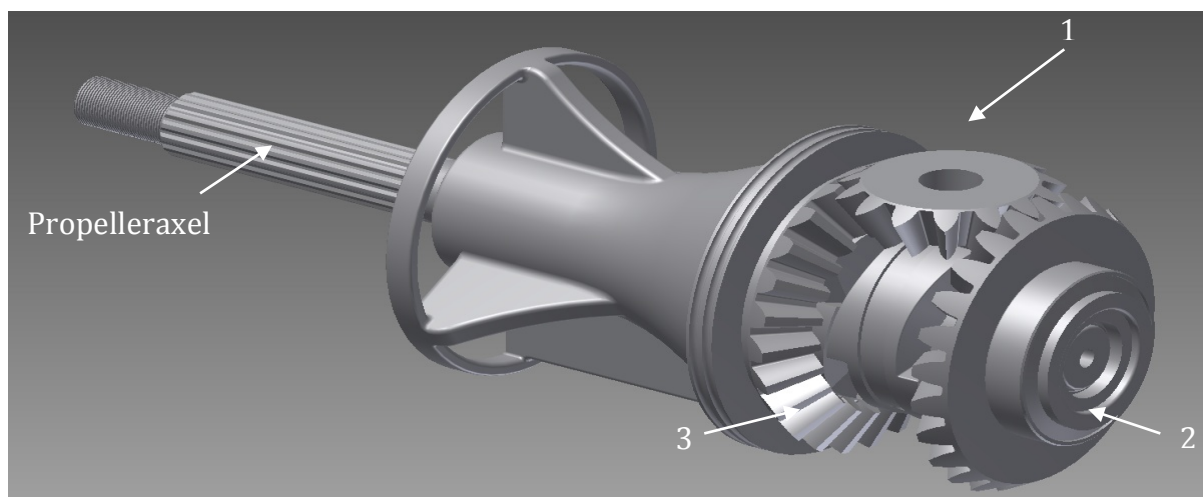
Dessutom så har följande önskemål ställts upp:

- Backslagets skall bestå av så få komponenter som möjligt.
- Backslaget skall hållas så kompakt som möjligt.
- Backslagets skall byggas av så många standardkomponenter som möjligt.

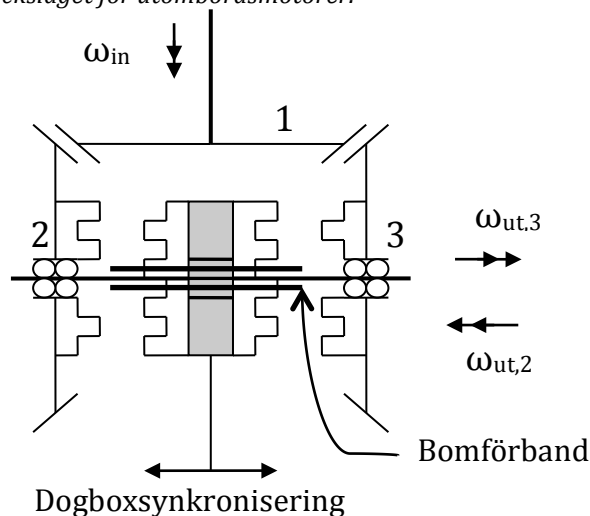
2. Teoretisk referensram

2.1 Backslag

Ett backslag är ett mekaniskt system i båtar som används för att skifta propelleraxelns rotation mellan fram- och backväxel. Det finns sådana system i de flesta båtar men det finns få backslag med en ingående och två utgående axlar. Båtar med dubbla utgående axlar brukar i vanliga fall ha två likadana, men motroterande, motorer. Det gör att de har två motroterande system som kan växlas individuellt med hjälp av två enklare backslag. De flesta backslagen på marknaden har en in- och en utgående axel som är 90° vinklade mot varandra. I det backslaget som normalt sitter på utombordsmotorer till exempel, se figur 3, så driver ett koniskt kugghjul 1 på den ingående axeln två andra koniska hjul 2 och 3 som roterar fritt lagrade på propelleraxeln. I och med att de sitter på varsin sida av det drivande hjulet så roterar de åt olika håll. Mellan dessa kugghjul sitter en dogboxsynkronisering som vid växling skjuts i ingrepp mot något av de två olika hjulen, som då kommer att överföra den valda rotationsriktningen och även vridmoment till propelleraxeln via bomförband. Jämför med figur 4 som är en schematisk bild över ett backslag till utombordsmotorer där en dogboxsynkronisering ingår.



Figur 3 – Det konventionella backslaget för utombordsmotorer.



Figur 4 – Schematisk bild över ett konventionellt backslag.

2.1.1 Dogboxsynkronisering

En dogboxsynkronisering är en klockoppling som fungerar så att växeln aktiveras helt utan hjälp av någon slirkoppling, vilket medför ett större slitage på bland annat de koniska kugghjulen än då ett konventionellt synkroniseringsdon används.

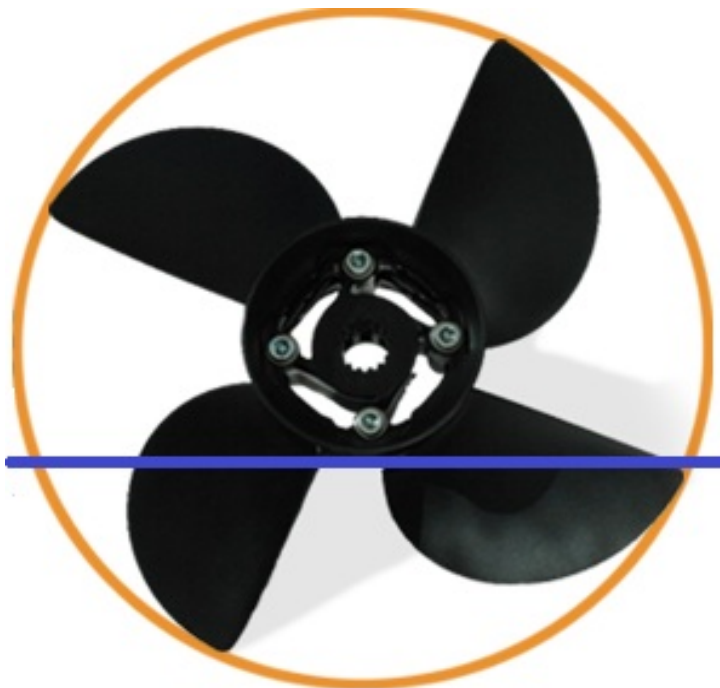
En dogbox använder sig utav antingen rak- eller snedskurna klor och de två olika typerna har sina för- och nackdelar. Rakskurna klor är den typen som används i till exempel rallybilar då verkningsgraden är högre för dessa klor. Ljudnivån i sådana klor är dock betydligt högre, vilket kan höras som ett ylande ljud i rallybilar till exempel. Snedskurna klor däremot har en betydligt lägre ljudnivå men tyvärr då också en lägre verkningsgrad

I detta fall så kommer rakskurna klor användas då verkningsgraden har en högre prioritet än ljudnivån.

Alla modeller på marknaden använder sig självklart inte utav en dogboxsynkronisering. Vissa modeller använder till exempel en lamell- eller hydraulisk koppling för att få ner både ljudnivån och kugghjulsslitaget vid växling.

2.3 Ytskärande Propellrar

Ytskärande propellrar är en sorts propellrar som används mycket inom båtracing. Detta för att de har ett lägre rörelsemotstånd än konventionella propellrar. Att en propeller är ytskärande betyder att ungefär enbart de undre 40 procenten av propellerns diameter är i vattnet, enligt figur 5. Detta medför en stor skoveleffekt, det vill säga att propellern skyfflar vattnet åt ett håll hela tiden, varmed en kraft på propellern tvärs båten uppkommer. För att motverka denna så monteras ytskärande propellrar parvis och motroterande, varmed propellrarnas skoveleffekter tar ut varandra.



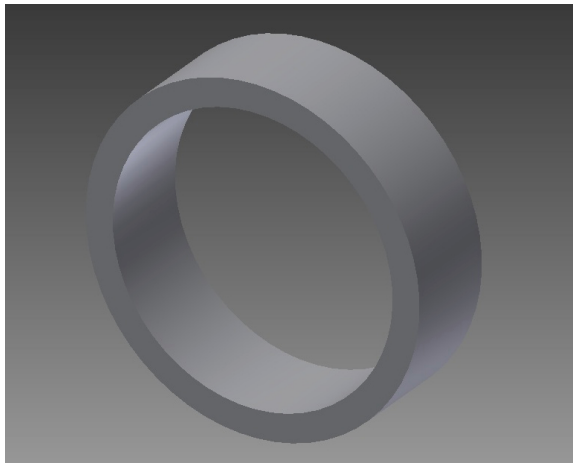
Figur 5 – Vattenytan på en ytskärande propeller.

2.4 Detaljer och komponenter för lagers axiella fixering

För att fixera de olika lagren axiellt så användes flera olika sorters detaljer och komponenter. Detaljerna har konstruerats medan komponenterna köps färdiga av leverantör.

2.4.1 Distans

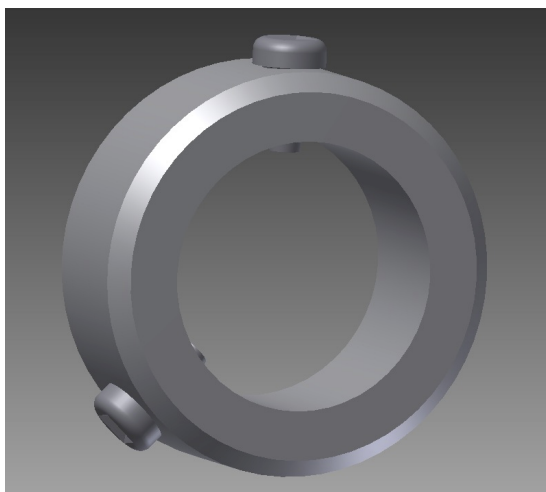
Distanser, eller röraxlar som de också kallas, är detaljer som kommer att beställas från en lokal mekanisk verkstad. Distanser, se figur 6, kan användas för att till exempel hålla isär två lager eller trycka ett remhjul mot ett lager för att fixera lagret axiellt. Fördelen med distanser är att de kan användas utan att inverka på axelns form.



Figur 6 – En av distanserna som används i framtagna backslags-lösning.

2.4.2 Stoppring

En stoppring, se figur 7, är en komponent som fixerar mekaniska komponenter axiellt på axlar. Stoppringen fixeras på axeln med hjälp utav skruv, i detta fall har två skruvar använts för att säkerhetsställa att stoppringen inte ska glida på axeln. Stoppringen inverkar ej på axelns form och det är bra eftersom spänningskoncentrationer då undviks.



Figur 7 – Stoppring med två fixeringsskruvar.

2.4.3 Spårring

Spårringen eller SEEGER-ringen som den också kallas, är en komponent som används för att fixera komponenter och detaljer på antingen axlar eller i hus axiellt. Spårringen i figur 8 är för invändig montering, eftersom den har sina hål på insidan, vilket gör den lätt att montera i ett växelhus till exempel.

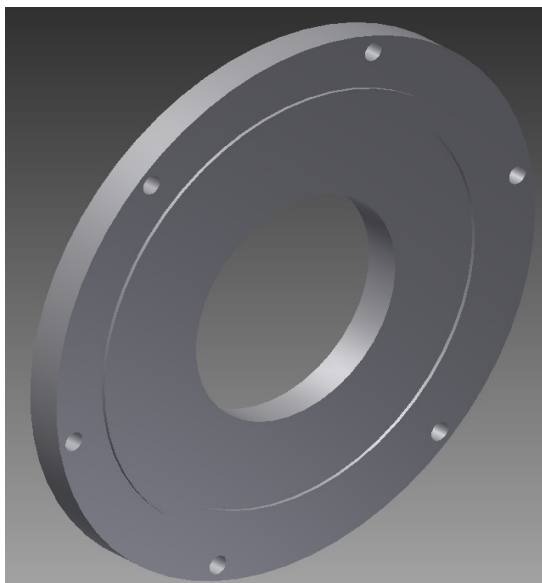
Nackdelen med att använda en spårring som axiell fixering är spåret som måste svarvas ut för ringen, ett spår vars bottenradie skall vara så liten som möjligt och till och med vara lika med noll om man följer svensk standard. Detta leder till att spänningskoncentrationerna i dessa spår blir mycket höga, vilket betyder att spåringsförband ej går att använda där påkänningarna i spåret blir höga och speciellt inte vid dynamisk belastning.



Figur 8 – Spårring för invändig montering.

2.4.4 Lagerlock

Lagerlock, se figur 9, är en detalj som kommer beställas från en lokal mekanisk verkstad. Det kan användas för att fixera ett lagers ytterring axiellt i huset och även för att tätas huset runt backslagets utgående axlar.



Figur 9 – Lagerlock för att tätas runt axlar och fixera lager.

3. Metod

Arbetsgången har delats upp i tre olika steg för att få struktur under konstruktionsarbetet. Denna arbetsgång säkerhetsställde att de mekaniska komponenter och detaljer som valdes kommer att hålla för de givna belastningarna och då även uppfylla de ställda kraven.

3.1 Konceptlösning

Under konceptlösningsfasen delades problemet upp i två delar, där den första delen var att lösa problemet runt växlingen mellan fram- och backväxel utav de båda utgående axlarna. Det andra problemet var att föra ut en motriktad rotation till axlarna. Genom denna uppdelning så kunde en mängd olika lösningsförslag tas fram för de två delproblemen, som sedan kunde kombineras på en mängd olika sätt.

För att kunna samla på sig många olika lösningförslag av de två delproblemen så studerades först den befintliga marknaden för backslag. En mängd olika lösningar på de två olika problemen genererades sedan med hjälp av bland annat brainstorming. Under den delen av arbetet fanns det inga dåliga förslag, alla förslagen antecknades för att senare bantas ner inför konceptvalet. Framtagna koncept redovisades för uppdragsgivaren, varefter en valmatris gjordes som utsåg vilket av koncepten som passade bäst för denna uppgift.

3.2 Framtagen backslags-lösning

Alla komponenter och detaljer så som lager, axlar, kuggväxlar med mera dimensionerades efter givna indata och vetskapen om dimensioner för konventionella backslag. Axlarna dimensionerades för att tåla en kombinerad statisk vridspänning och en utmattande böjspänning med en säkerhetsfaktor större än två. Kugghjulen dimensionerades efter rådande standard från SMS, [2]*. Utväxlingen 1:1 är ett av de krav som fanns på backslaget.

Kuggremsväxlarna dimensionerades dock inte i detta arbete, bortsett från dimensioneringen av förspänningskrafterna som kommer verka på de remhjul som sitter på backslagets båda utgående axlar. Dessa remhjul är viktiga att ha i åtanke vid framförallt beräkningar av böjmomentet i axlarna, då förspänningskrafterna har stor inverkan.

3.3 Kravverifiering av framtagen lösning

Kravverifiering användes för att besvara de olika frågeställningarna från avsnitt 1.4 för att på så vis verifiera att backslaget kommer att fungera som uppdragsgivaren har tänkt sig. Verifieringen delades upp i tre olika steg, detta för att säkerhetsställa att alla krav uppfylldes.

* Siffror inom hakparentes anger referenser.

3.3.1 Packning

Backslaget modellerades upp i CAD-programmet Autodesk Inventor 2012 för att underlätta verifikationen av packningen. Packningen för backslaget delades upp i två olika delstudier. Den första delen behandlade problemet runt att alla komponenter som användes skulle passa ihop och få plats i ett backslagshus utan att på något sätt störa varandra. Den andra delen av packningen gick ut på att kontrollera att backslaget fick plats mellan motorn och akterspegeln.

Då detta arbete var klart så användes CAD-modellen vid framtagning av ritningar på de olika ingående detaljerna.

3.3.2 Hållfasthetsanalys

Komponenternas och detaljernas utmattningshållfasthet beräknades för att verifiera hållbarheten för det givna fallet.

Axlarna har beräknats för de två olika fallen fram- och backväxel. Axlarna är belastade med ett kombinerat vrid- och böjmoment där vridmomentet ger upphov till en konstant mittspänning och böjmomentet ger upphov till en utmattande amplitudspänning. För att få fram slutgiltiga säkerhetsfaktorer mot utmattningsbrott för axlarna, så sattes de dimensionerande spänningarna in i ett Haigh-diagram.

De olika lagrens livslängder har beräknats för intermitterent drift. För att ta hänsyn till att lagren belastas intermitterent så användes formeln för ekvivalenta medellasten P_m .

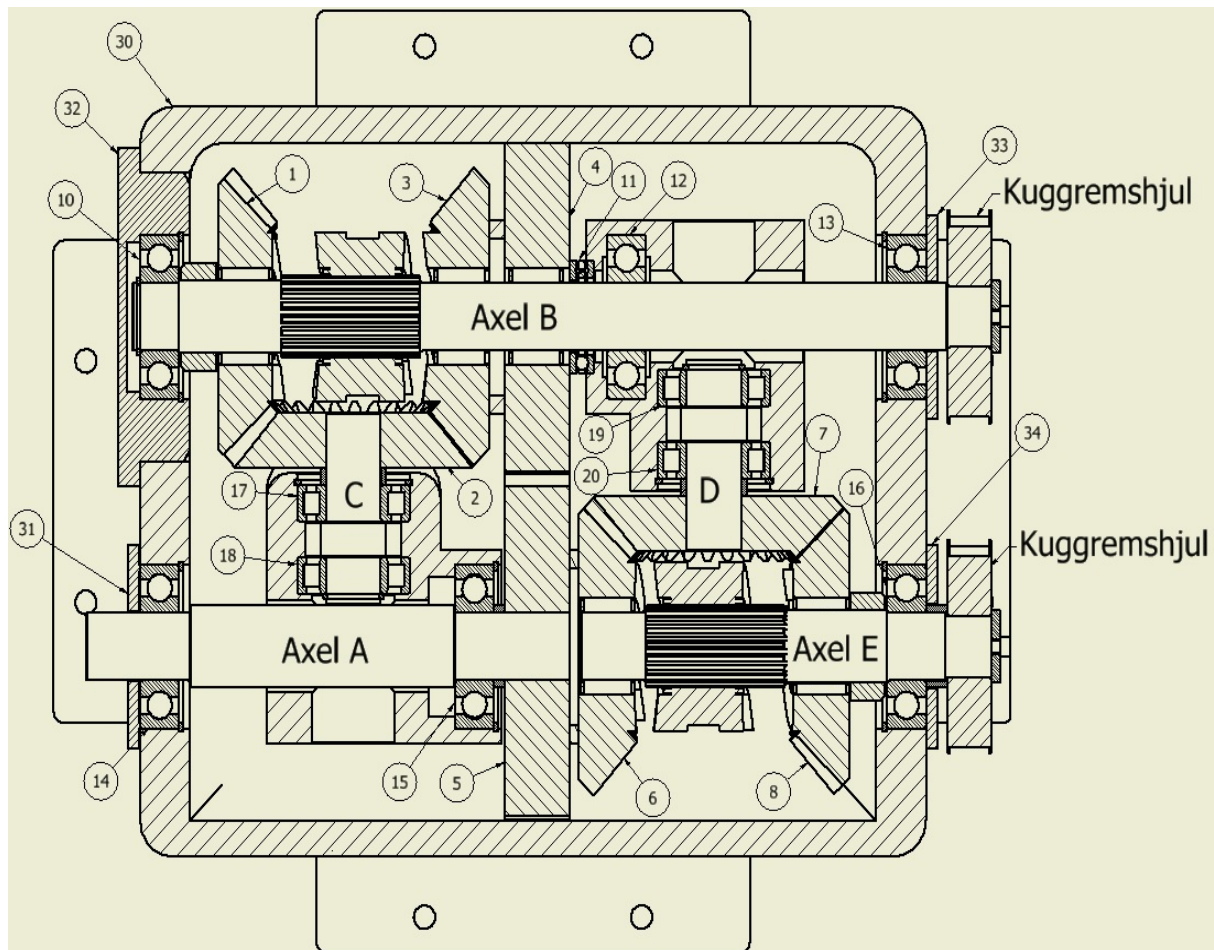
3.3.3 Kritiskt varvtal

Axlarnas kritiska varvtal beräknades för att verifiera att axlarnas dimensioner kommer klara av de aktuella rörelserna, [1]. Det är de olika komponenternas vikter och axlarnas vekhet som ger upphov till kritiska varvtal när systemet sätts i rotation. Med hjälp av Inventors volymfunktioner så kan CAD-modellen ur avsnitt 3.3.1 användas för att få ut de olika komponenternas och detaljernas vikter, genom att volymen multipliceras med densiteten för stål. Massorna ingår i uttrycken för centrifugalkrafterna för de olika komponenterna. Varje komponents centrifugalkraft kommer att böja ut tillhörande axel och denna utböjning blir kritisk (mycket stor) vid ett visst varvtal. Detta varvtal kallas för axelns kritiska varvtal n_k .

Inverkan på en axels lägsta kritiska varvtal från var och en av komponenterna på axeln beräknades med hjälp av Southwell-Dunkerleys approximationsmetod [1].

4.2 Komponent- och detaljframtagning

Då konceptlösningen var framtagen så dimensionerades backslagets komponenter och detaljer efter givna indata och rådande standarder. Dessa delar monterades sedan ihop i Inventor vilket gav en CAD-modell enligt figur 11.



Figur 11 – Cadmodell över framtagen backslagslösning, 1-8 anger de olika kugghjulen, 10-20 anger de olika lagren och 30-34 anger lagerhuset och dess lagerlock.

4.2.1 Backslagshus

Backslagets växelhus kommer senare att designas mera i detalj. I detta projekt har ett schematiskt hus tagits fram för att kunna undersöka hur väl de olika delarna passar ihop och för att se hur stort backslaget blir. Huset, som i figur 11 betecknas 30, är delat för att underlätta montering och demontering. De två lagerbackarna används för att fixera lager 15, 17, 18 och 11, 12, 19, 20.

Backslagets kuggväxlar har dimensionerats efter rådande SMS-standarder [2]. Dessa beräkningar finns i bilaga 2 och endast slutresultaten redovisas här.

4.2.2 Cylindrisk rakkuggväxel

Rakkuggväxeln fördelar den ingående effekten lika till de två utgående axlarna. Utväxlingen för kuggväxeln är 1:1 och följande data gäller för båda kugghjulen 4 och 5 i figur 11:

Delningsdiameter $d = 136,5$ mm

Modul $m = 3,5$ mm

Bredd $b = 30$ mm

Ingreppsvinkeln $\alpha = 20^\circ$

Snedvinkeln $\beta = 0^\circ$

Profilförskjutningsfaktor $x = 0$

4.2.3 Koniska kuggväxlar

De två koniska kuggväxlarna överför endast effekt då backväxeln är ilagd. Kuggväxlarna är identiska och vardera kuggväxeln består av tre stycken koniska kugghjul. Det mellersta av dessa fungerar som ett mellanhjul. Vid framdrift överför dem alltså ingen effekt. Utväxlingen för de två koniska kuggväxlarna är 1:1 och följande data gäller för kugghjulen 1, 2, 3, 6, 7 och 8 i figur 11:

Delningsdiameter $d = 117$ mm

Modul $m = 4,5$ mm

Bredd $b = 30$ mm

Ingreppsvinkeln $\alpha = 20^\circ$

Snedvinkeln $\beta = 0^\circ$

Delningskonvinkeln $\delta = 45^\circ$

4.2.4 Kuggremsväxlar

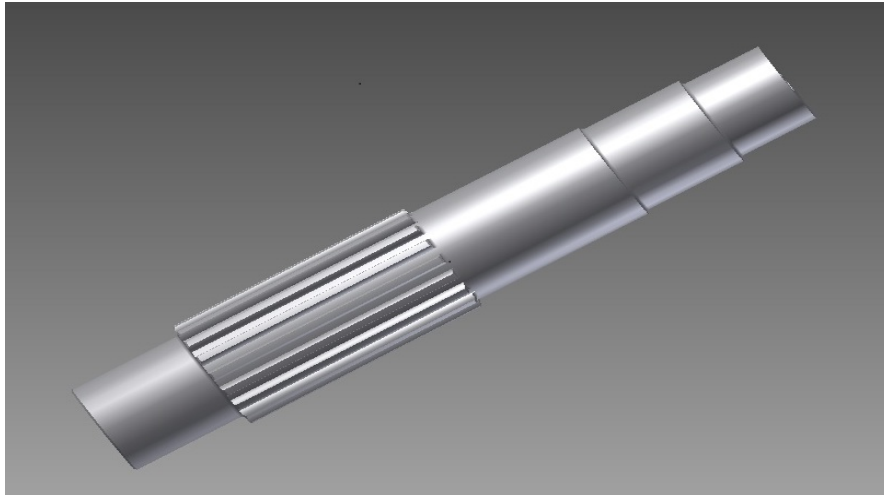
De två kuggremsväxlarna är identiska och har dimensionerats, enligt handböcker från leverantör [7], för att kunna överföra det givna vridmomentet. Remhjulens storlek har valts för att uppfylla kraven på hela systemets utväxling, som skall vara mellan 1:1,5 och 1:1,8. Som resultat av remväxeldimensioneringen så valdes data för de hjulen som är kopplade till backslagets utgående axlar enligt:

Delningsdiameter $d = 75$ mm

Kuggremsbredd $b = 20$ mm

4.2.5 Axlar

Axlarna har dimensionerats mot en kombinerad statisk vrid- och utmattande böjspänning. Detta gav axel A, B och E en minsta axeldiameter $d = 28$ mm och axel C och D en minsta axeldiameter $d = 25$ mm. Axlarna har byggts med flera ansatser för att fixera alla komponenter axiellt, se figur 12 till exempel, där axel E har 4 olika ansatser.



Figur 12 – Axel E.

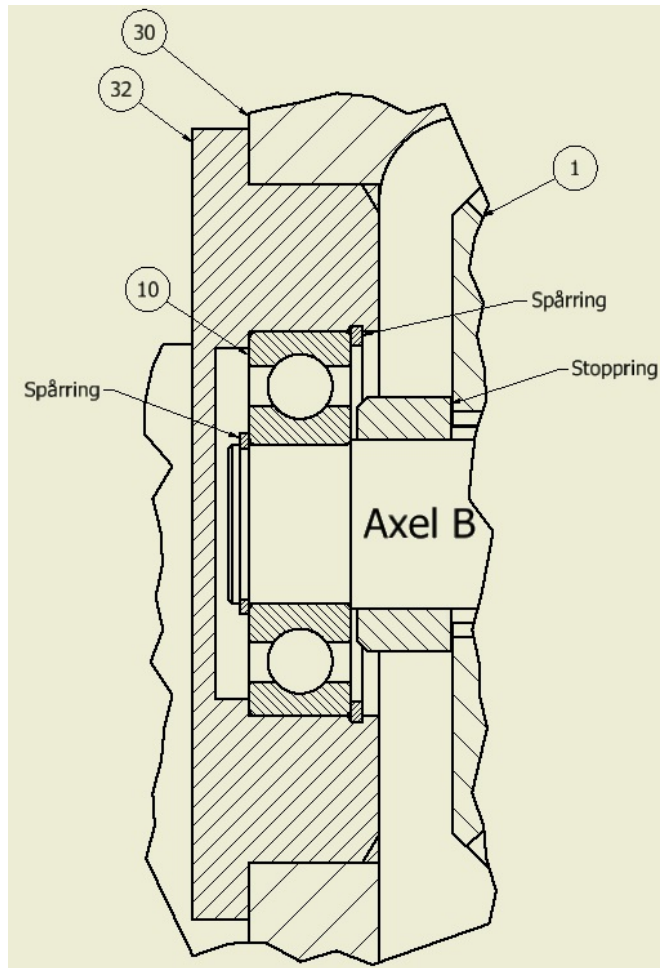
4.2.6 Lager och lagerfixeringar

För att lagra axlarna A, B och E radiellt och axiellt så används spårkullager 63/28. I lagerkomplexet för axel B så har även ett axiallager 51106 använts för att lagra de fritt lagrade kugghjulen axiellt. De två axlarna C och D har lagrats både axiellt och radiellt med rullager NUP 205 ECP och NU 205 ECP. De fritt lagrade kugghjulen 1, 3, 4, 6 och 8 har lagrats med nålrullager, där nålarna ligger direkt mot respektive axel och kugghjul. Lagren köps färdiga direkt ifrån leverantör [3].

Hur de olika lagren fixeras går här igenom för respektive lager. Dock så är fixeringen av lagerkomplexen bestående av lager 17 och 18 samt lager 19 och 20 identiska, se figur 11, även fixeringen för lager 13 och lager 14 är identisk. Därför visas dessa parvis.

Spårkullager 10

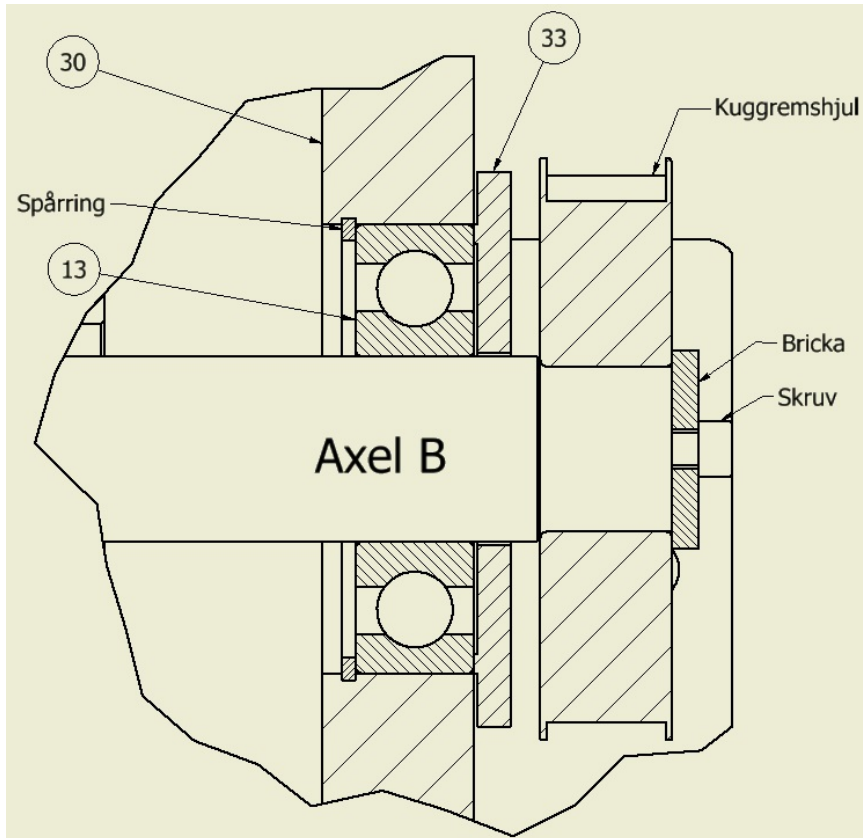
Lager 10, kommer att ta upp radiella och de axiella krafterna från axel B. Enligt figur 13 så fixeras innerringen med hjälp av en utvändig spårning på den ena sidan och en ansats på den andra sidan. Ytterringen fixeras i lagerlocket med en invändig spårning på ena sidan och en ansats i lagerlocket på den andra sidan. Ytterringen fixeras i lagerlocket för att underlätta monteringen av axel B.



Figur 13 – Spårkullager 10.

Spårkullager 13 och 14

Spårkullager 13 och 14 fixeras på samma sätt, därför visas enbart fixering för lager 13, se figur 14. Lagret fixeras enbart axiellt i ytterringen via en spårning på ena sidan och lagerlock 33 på den andra sidan. Man väljer att fixera lagret i den yttre ringen då man inte vill använda spårningar i axeln där de dynamiska belastningarna är höga. Detta är en ovanlig men fullt möjlig lösning, förutsatt att ytterringen ges en fastare passning än innerringen [3]. Lagret tar alltså inte upp några krafter axiellt utan bara radiellt.

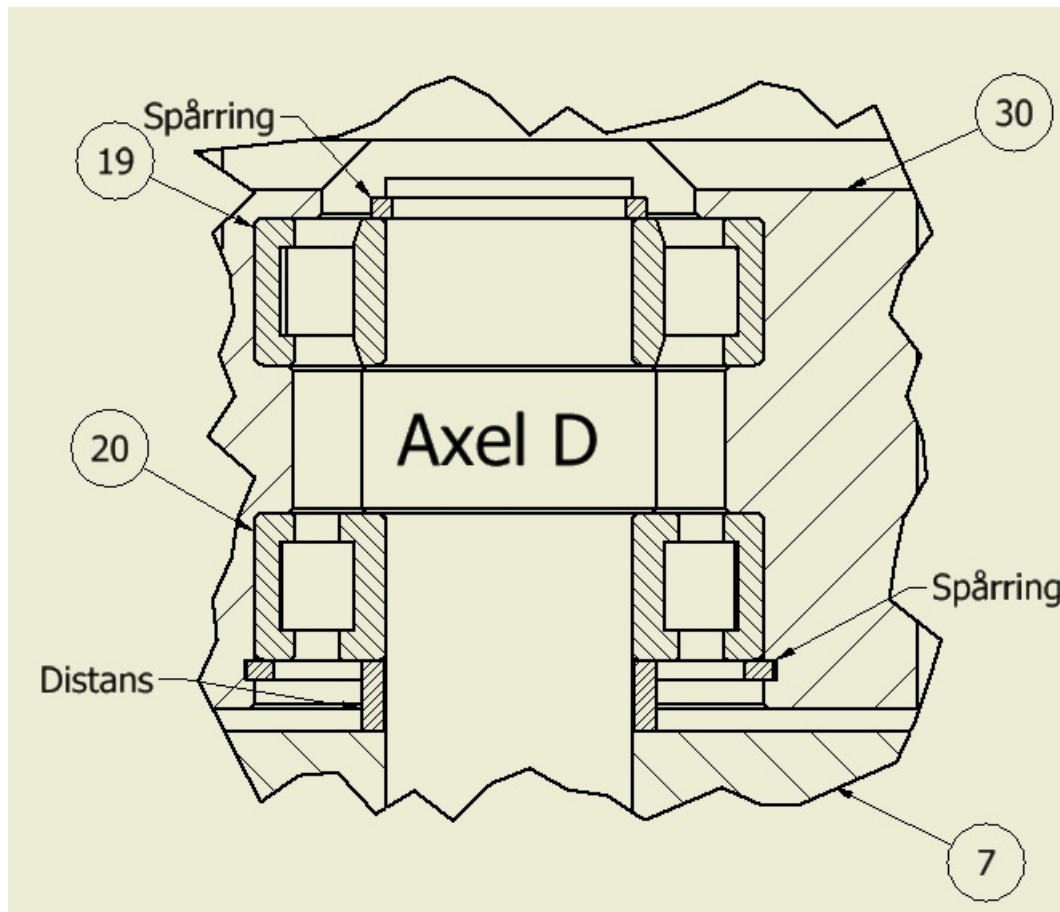


Figur 14 – Spårkullager 13.

Lagerkomplexen lager 17 och 18 samt lager 19 och 20

Lagerkomplexen lager 17 och 18 samt lager 19 och 20 lagras på samma sätt, därför visas enbart lagringen för lager 19 och 20, se figur 15.

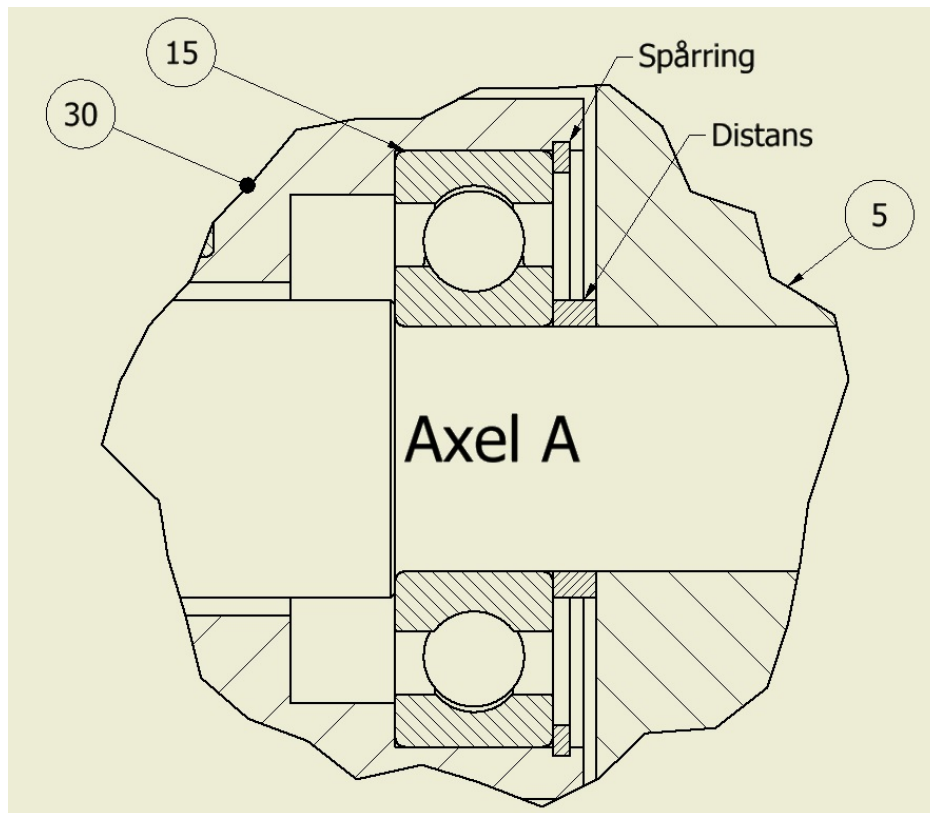
Lager 19 och 20 är båda fixerade axiellt på både ytterringen och innerringen. Lager 19 har inga flänsar på innerringen och kommer därför inte ta upp krafter axiellt medan lager 20 kommer att ta upp krafter både axiellt och radiellt. Lager 19 fixeras axiellt på axeln via en ansats på axeln och en spårning, ytterringen fixeras i huset via två ansatser. Lager 20 fixeras axiellt på axeln via en ansats på axeln och en distans mot det koniska kugghjulet 7 som kommer sitta fastkrympt på axel D. Ytterringen är fixerad via en ansats i huset och en invändig spårning.



Figur 15 – Lagerkomplex lager 19 och 20.

Spårkullager 15

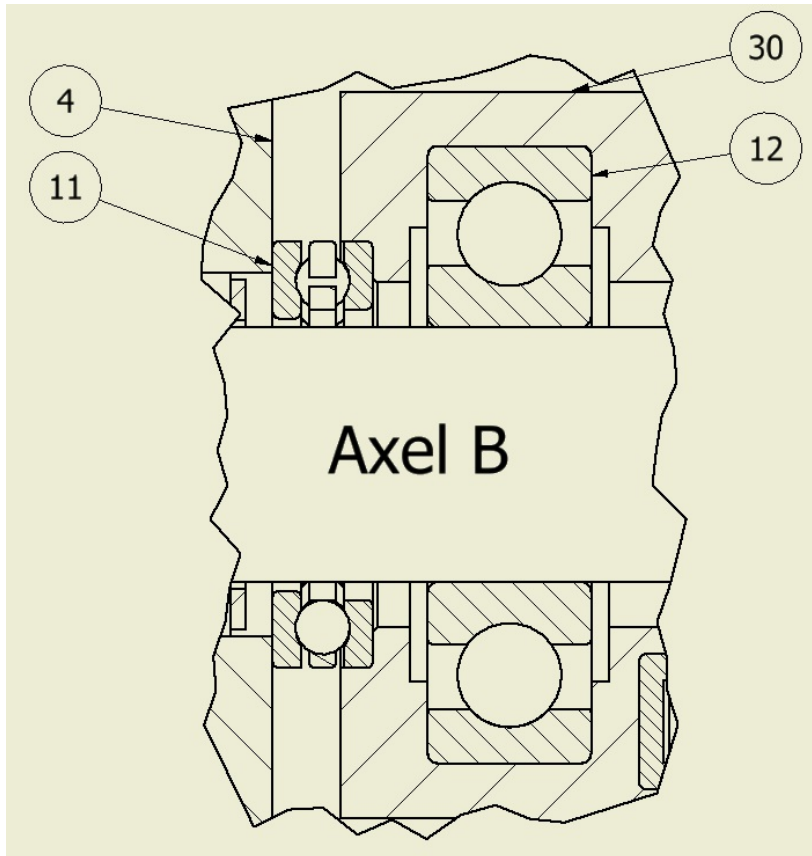
Spårkullager 15, se figur 16, kommer ta upp både radiella och de axiella krafterna från axel A. Innerringen fixeras via en ansats på axeln och en distans mellan lagret och det raka kugghjulet 5. Ytterringen fixeras via en ansats och en invändig spårning i huset 30.



Figur 16 – Spårkullager 15.

Lagerkomplex lager 11 och 12

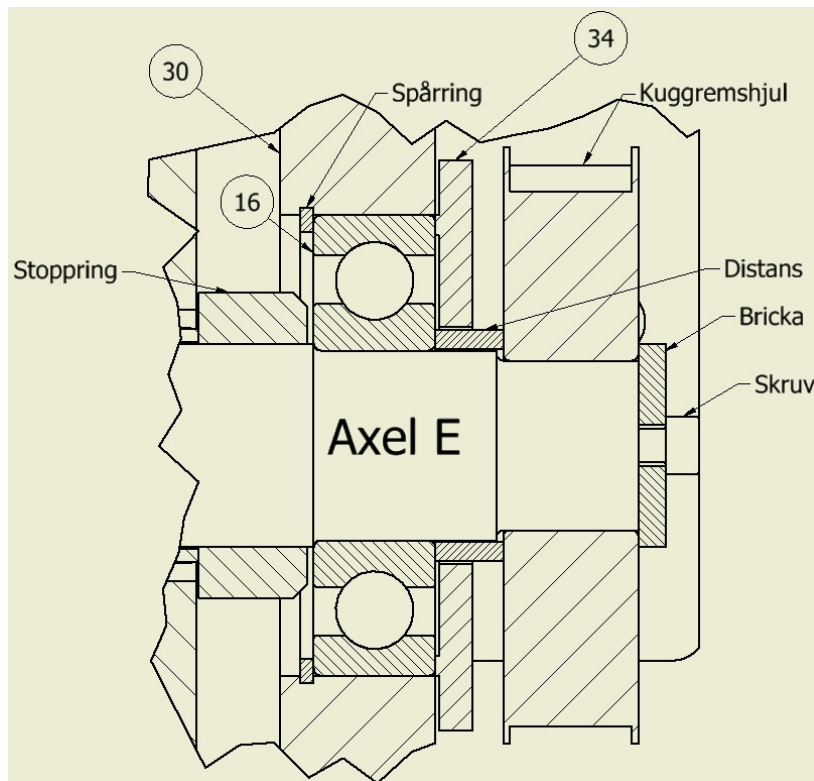
Axiallagrets ena ring är fixerad i huset, se figur 17, den andra ringen sitter mot det ihopsatta koniska- och cylindriska kugghjulet, 3 och 4, och tar upp det koniska kugghjulets axiella krafter. Det finns spel mellan lagrets ringar och axel B. Spårkullager 12 är frigående det vill säga, tar enbart upp radiella krafter från axel B. Lagrets ytterring fixeras via ansatser i huset.



Figur 17 – Lagerkomplex lager 11 och 12.

Spårkullager 16

Lager 16 kommer att ta upp axiella och radiella krafter från axel E. Innerringen fixeras via en ansats på ena sidan och en distans på andra sidan, se figur 18. Distansen sitter mellan lagret och remhjulet som i sin tur fixeras i axialled via en skruv och en bricka i axelns ände. När skruven dras åt pressas remhjulet mot distansen som då fixerar innerringen axiellt. Ytterringen däremot fixeras via en invändig spårning på insidan och ett lagerlock 34 på utsidan.



Figur 18 – Spårkullager 16.

5. Kravverifiering av framtagna lösning

Kravverifiering används för att besvara de olika frågeställningarna i avsnitt 1.4 för att på så vis verifiera att den framtagna lösningen kommer att fungera och uppfylla kraven från uppdragsgivaren.

5.1 Packning

Via CAD-modellen så kan packningen verifieras. CAD-modellen visar att alla delar har frigång utan att systemet har blivit så stort att det inte får plats mellan motorn och akterspegeln. Man ser också i modellen, jämför figur 11, att det finns väl tilltagen plats för lagerbackar för att hålla lager 15, 17, 18 och för att hålla lager 11, 12, 19 och 20 på plats.

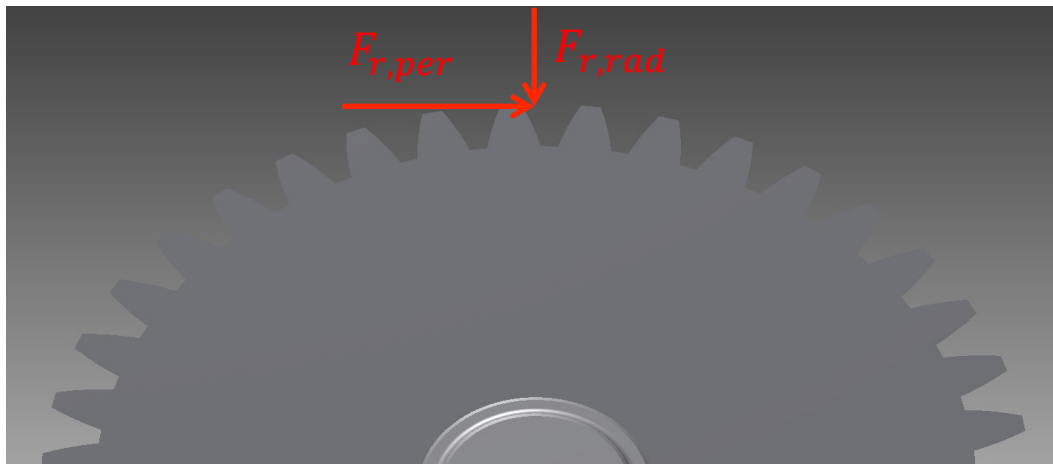
5.2 Hållfasthetsanalys

Komponenternas utmattningshållfasthet beräknas för att verifiera hållbarheten. Alla axlar har dimensionerats med en säkerhetsfaktor större än två och kuggväxlarna har dimensionerats för en säkerhetsfaktor mot böjning större än två. Beräkningarna för kuggkrafter och kugghjulspåkänningar kan återse i bilaga 2.

5.2.1 Cylindriska kuggväxeln

Den cylindriska kuggväxeln har dimensionerats efter givna SMS-standarder (Sveriges MekanStandardisering) [2]. Detta har gjorts med hänsyn tagen till de betydande dynamiska belastningarna som kommer uppstå på kugghjulen.

Först bestämdes med hjälp av de maximala vridmomenten den periferiella kraften $F_{r,per}$ och radiella kraften $F_{r,rad}$, se figur 19, som verkar på kugghjulet.



Figur 19 – Kuggkrafter på ett cylindriskt kugghjul.

Framväxel:

$$F_{r,per} = 2838,9 \text{ N}$$

$$F_{r,rad} = 1033,3 \text{ N}$$

Backväxel:

$$F_{r,per} = 1774,3 \text{ N}$$

$$F_{r,rad} = 645,8 \text{ N}$$

Kuggkrafterna blir mindre för fallet backväxel då den kommer vara varvtalsbegränsad.

Vilket gör att det rådande vridmomentet och då även kuggkrafterna blir mindre.

Kuggkrafterna används sedan i beräkningarna för både flankpåkänning enligt Hertz och för böjpåkänning, vid framdrift vilket är det dimensionerande fallet.

Maximal flankpåkänning blev då: $\sigma_H = 525,8 \text{ MPa}$.

Maximal böjpåkänning blev då: $\sigma_F = 43,9 \text{ MPa}$.

Dessa spänningar jämfördes sedan med tillåtna spänningar för stålaterialet SS 2541 [2].

$$\sigma_{H,till} = 850 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F,till} = 300 \text{ MPa}$$

Genom att dividera den tillåtna spänningen med den maximala spänningen så beräknades säkerhetsfaktorer för både flankpåkänning och böjpåkänning.

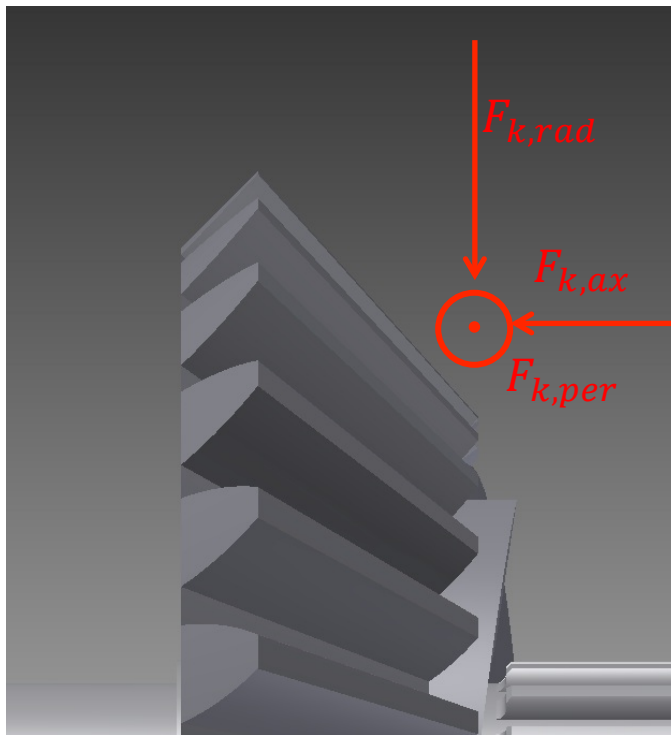
$$S_H = \frac{\sigma_{H,till}}{\sigma_H} = 1,62$$

$$S_F = \frac{\sigma_{F,till}}{\sigma_F} = 6,84$$

5.2.2 Koniska kuggväxlarna

De koniska kuggväxlarna har även dimensionerats efter givna SMS-standarder (Sveriges MekanStandardisering) [2]. Detta har gjorts med hänsyn tagen till de betydande dynamiska belastningarna som kommer uppstå på kugghjulen. Eftersom mellanhjulen 2 och 7 i figur 11 är dimensionerande så har alla beräkningar utförts för dessa [2].

Först bestämdes med hjälp av de maximala vridmomenten den periferiella kraften $F_{k,per}$, axiella kraften $F_{k,ax}$ och radiella kraften $F_{k,rad}$, se figur 20, som verkar på det koniska kugghjulet.



Figur 20 – Kuggkrafter på ett koniskt kugghjul.

Framväxel:

Då dessa hjul inte överför effekt då framväxeln är ilagd så blir kuggkrafterna noll.

Backväxel:

$$F_{k,per} = 1377,4 \text{ N}$$

$$F_{k,rad} = 354,5 \text{ N}$$

$$F_{k,ax} = 354,5 \text{ N}$$

Kuggkrafterna användes sedan i beräkningarna för både flankpåkänning enligt Hertz och för böjpåkänning, vid backdrift då dessa hjul överför effekt.

Maximal flankpåkänning blev då: $\sigma_H = 453,2 \text{ MPa}$.

Maximal böjpåkänning blev då: $\sigma_F = 102,0 \text{ MPa}$.

Dessa spänningar jämfördes sedan med tillåtna spänningar för stålmaterialet SS 2541 [2]. Hänsyn har tagits till att det dimensionerande kugghjulet är ett mellanhjul.

$$\sigma_{H,till} = 595 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F,till} = 210 \text{ MPa}$$

Genom att dividera den tillåtna spänningen med den maximala spänningen så beräknades säkerhetsfaktorer för både flankpåkänning och böjpåkänning.

$$S_H = \frac{\sigma_{H,till}}{\sigma_H} = 1,31$$

$$S_F = \frac{\sigma_{F,till}}{\sigma_F} = 2,06$$

5.2.3 Kuggremsväxlar

De två likadana kuggremsväxlarna mellan backslaget och varsin propeller, har valts efter en rekommendation från leverantör och sedan har förspänningskrafterna beräknats med hjälp av leverantörens handböcker [7], se bilaga 1. Vid beräkningarna togs hänsyn till de multipla kuggremshjul som kommer att krävas för att föra ut effekten från backslaget till propelleraxlarna. Detta gav förspänningskraften enligt följande:

$$F_{rem} = 2986,7 \text{ N}$$

5.2.4 Axlar

Axlarnas längder bestämdes av de olika komponenternas och detaljernas bredder. Detta gav att axel A blev 208,6 mm lång, axel E blev 175,2 mm, axel B blev 363,8 mm och axlarna C och D blev 71,2 mm.

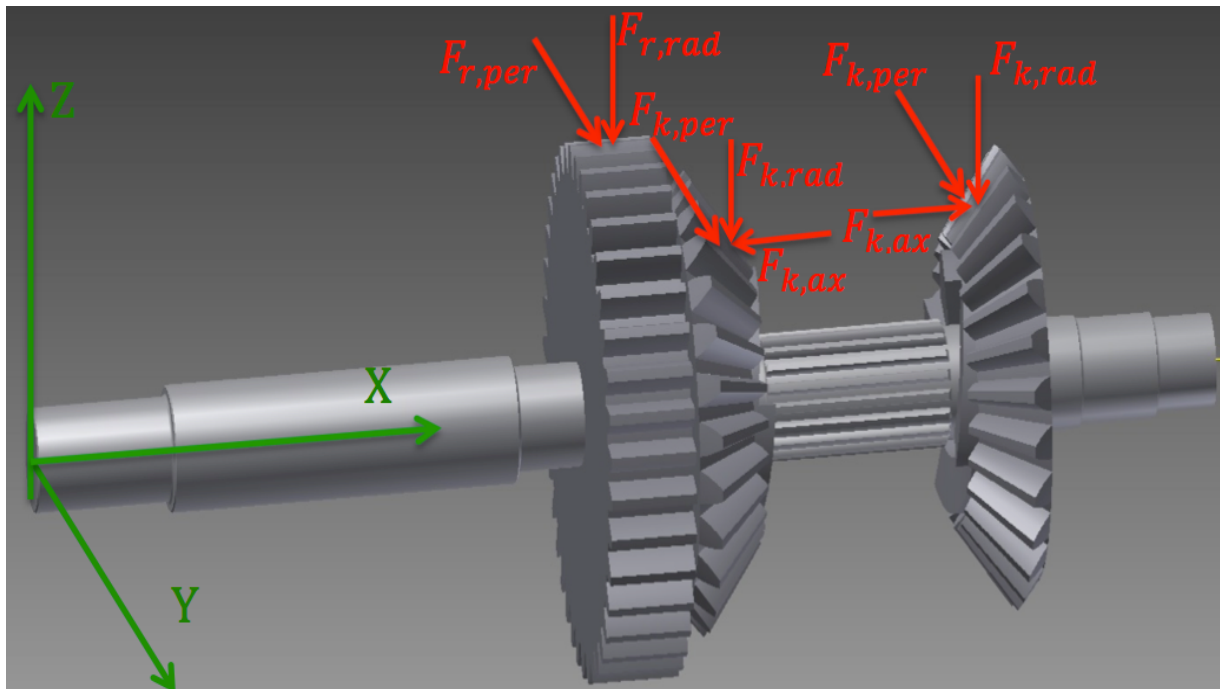
Den minsta axeldiametern $d=28 \text{ mm}$ som togs fram i kapitel 4.2.5 har fått fram via en förenkling av axlarna A, B och E:s belastningsfall som ansattes som dimensionerande. För att få fram säkerhetsfaktorer för axlarna så beräknades alla axlarnas utmattningshållfastheter.

Axlarna belastas som tidigare påpekats med ett kombinerat vridande och böjande moment. Det vridande momentet ger en mittspänning och det böjande momentet ger en amplitudspänning. Dessa spänningar räknas ut för motorns maximala vridmoment för både fram- och backväxel, för alla axlarna. Det maximala vridmomentet vid framväxel uppstår vid 5000 rpm och uppgår till 112 Nm, vid backväxel kommer det sitta en varvtalsbegränsning vid 2000 rpm vilket gör att vridmomentet istället kommer att bli 70 Nm.

Då kuggkrafterna uppdelas i tre vinkelräta komponenter så beräknas böjande moment och lagerkrafterna i både XZ- och XY-planet, se figur 21, för att sedan summeras med hjälp av Pythagoras sats. De maximala nominella spänningarna multiplicerades sedan med en faktor större än ett som togs fram för de spänningskoncentrationer som uppstår i axlarna. Det kommer att uppstå spänningskoncentrationer på flera olika ställen, både i ansatserna på axeln och i de spår som har tagits ur för spårringar. Då spårringarna har placerats på ställen där belastningarna är nästan noll, så beräknas dock endast spänningskoncentrationerna vid ansatserna. Detta ger i sin tur två olika kombinerade

fall, fram- och backväxel, för maximal spänning som sedan har lagts in i Haigh-diagram, där man slutligen kan utläsa en approximativ säkerhetsfaktor för axlarna.

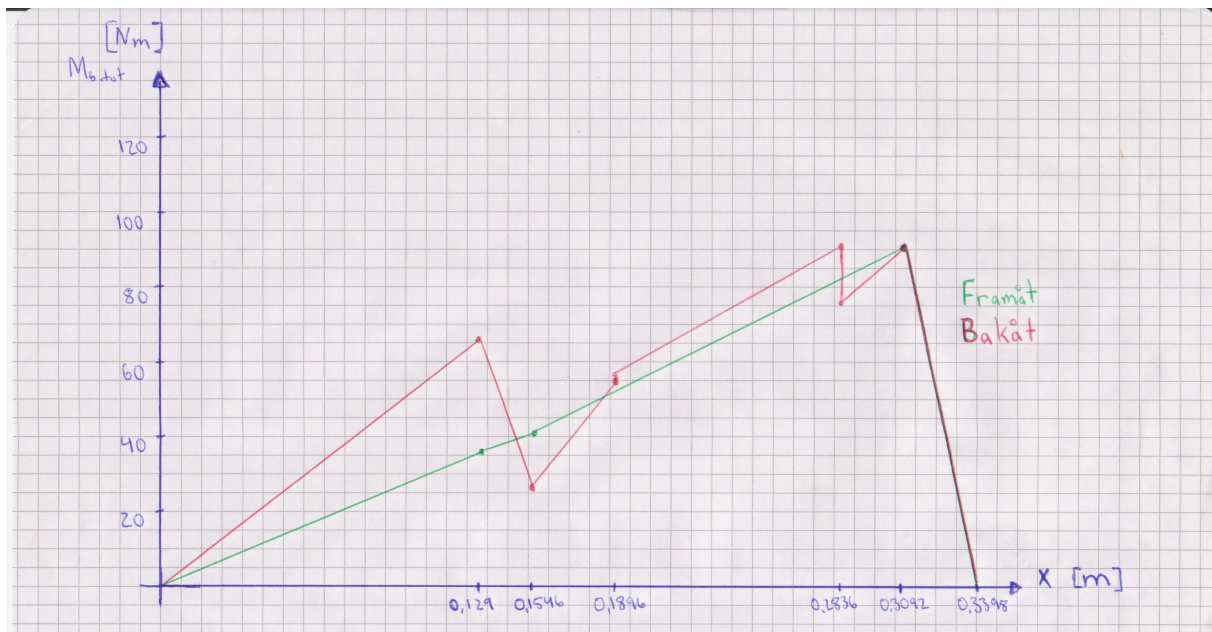
Alla beräkningar av böjmomenten i axlarna kan återges i bilaga 3 till 7, men lösningsgången för varje axel är liknande och återges här för systemet med axel A och E, enligt figur 21. Det koniska mellankugghjulet 7 och det cylindriska kugghjulet 4 har tagits bort och ersatts med reaktionskrafter på de kugghjul som sitter på axlarna A och E.



Figur 21 – Systemet med axel A och E med kuggkrafter.

1. Krafterna verkande på axelsystemet delades upp i två olika plan där de periferiella krafterna ingick i XY-planet och de axiella och radiella krafterna ingick i XZ-planet, se figur 21. Böjmomenten och lagerkrafterna beräknades sedan i respektive plan för att därefter summeras med Pythagoras sats enligt punkt 5.
2. I och med att axlarna A och E är lagrade på tre ställen så är axelsystemet statiskt obestämt. För att kunna beräkna lagerkrafterna delades därför axelsystemet vid lager 15 där bland annat ett böjande snittmoment infördes som obekant. Böjmomentet fås genom att sätta utvinklingen på bägge sidor av lagret lika med varandra. De två utvinklingarna som en funktion av böjmomentet och de givna kuggkrafterna bestämdes med hjälp av elementarfall [4]. Slutligen erhöles då snittböjmomentet som en funktion av givna kuggkrafter.
3. Då böjmomentet har tagits fram kan de rådande lagerkrafterna beräknas med hjälp utav jämviktsberäkningar.
4. Lagerkrafterna används sedan tillsammans med kuggkrafterna då man beräknar böjmomenten längs hela axeln. Axlarna snittas mellan varje yttre belastning och böjmomentet för varje snitt beräknas.
5. För varje lager så summeras radiella lagerkraften och för varje snitt summeras böjmomentet i axeln, med hjälp utav Pythagoras sats.

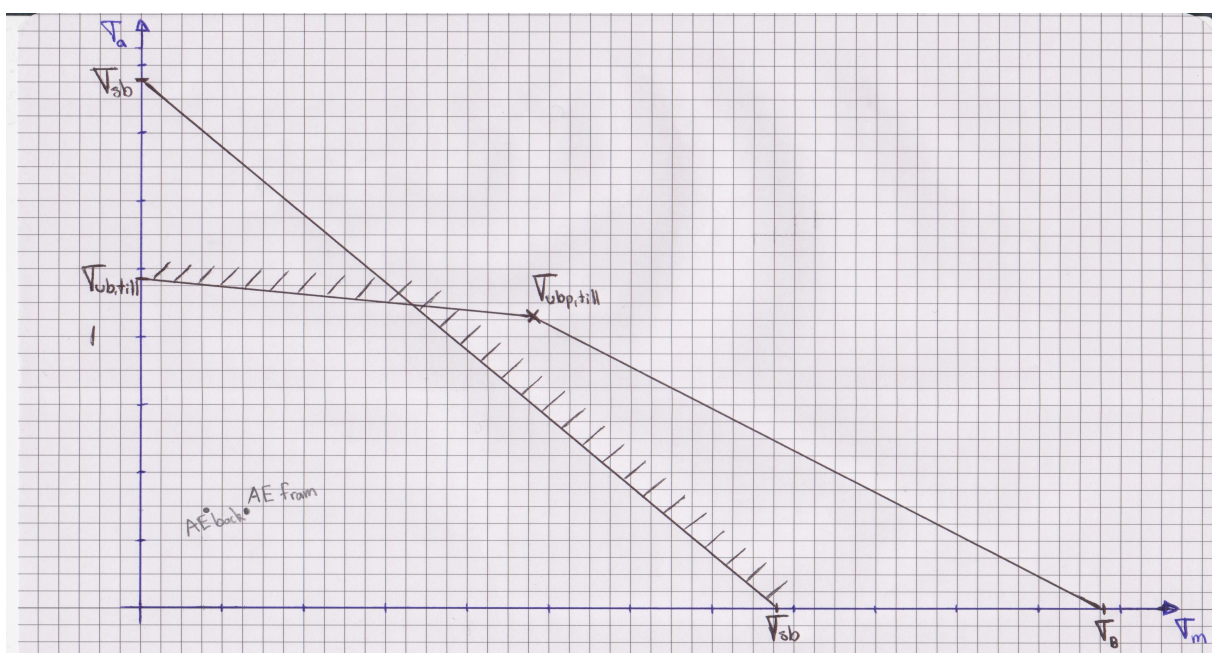
6. Lagerkrafterna användes sedan för att beräkna livslängden på lagren. Böjmomenten sätts in i ett böjmomentdiagram för att se var det maximala böjmomentet inträffar, se figur 22.



Figur 22 – Böjmomentdiagram för axel A och E.

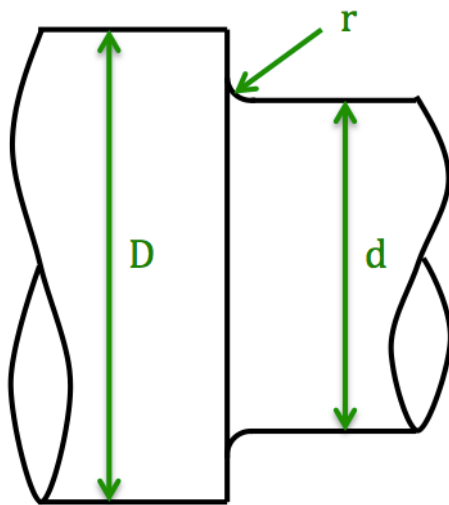
Ur figur 22 kan man utläsa att det största böjmomentet för axel A och E inträffar vid axel E:s högra lagring i huset. Detta böjmoment används nu för att få ut den maximala böjspänningen i detta axelsnitt.

7. Med hjälp utav det maximala böj- och vridmomentet beräknas sen den maximala böj- respektive vridspänningen i axel E:s kritiska snitt enligt bilaga 8.
8. Den maximala böj- och vridspänningen sätts sedan in i ett reducerat Haigh-diagram, för att kunna beräkna en approximativ säkerhetsfaktor mot brott. Figur 23 visar ett Haigh-diagram för den mest kritiska ansatsen [2].



Figur 23 – Haigh-diagram för axel E's kritiska snitt.

Den mest kritiska ansatsen hos axel E, se figur 24, har följande data:



Figur 24 - Ansats på axel.

$$d = 28 \text{ mm}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

$$r = 1 \text{ mm}$$

Den lägsta säkerhetsfaktorn för axel E fås vid framdrift där $S=2,90$.

Lager

Alla lager som har använts har valts direkt från SKF:s sortiment och de flesta lagren är av samma modell, detta för att underlätta inköp av nya lager.

Lagren har dimensionerats för att hålla i minst 500 h vid intermittent drift, där intermittent står för att backslaget kommer köras 25 gånger mer framåt än bakåt.

För att beräkna livslängden vid intermittent drift så används medellasten P_m , detta enligt bilaga 12-15. Då faktorn $a_{skf} = 1$ antas kan den ekvivalenta medellagerlasten P_m bestämmas. SKF:s livslängdsfaktor a_{skf} kommer i det reella fallet att vara större än 1 men ansätts här till 1 för att kunna använda medellagerlasten. Då faktorn a_{skf} blir större så kommer livslängden att bli längre, vilket gör att antagandet ses som konservativt.

Varvtalet som har använts vid beräkningar har varit 5000 rpm som är det varvtal då lagerkrafterna är som störst, detta ger lagerlivslängder på strax under 1000 h som lägst.

Bomförband

Då SMS-standarder saknades för bomförbanden hos axel B och E så har dessa, i CAD-modellen, modellerats rent estetiskt. De har emellertid inte något med bomförbanden på den slutgiltiga produkten att göra.

Genom att studera bomförbandet från modellen för det konventionella backslaget så har ett liknande bomförband tagits fram för denna dogboxsynkronisering enligt bilaga 16.

5.3 Kritiskt varvtal

Axlarnas lägsta kritiska varvtal beräknades för att verifiera att axlarnas dimensioner kommer klara av de aktuella rörelserna, se bilaga 9 till 11. Det är de olika komponenternas massa och axlarnas vekhet som ger upphov till kritiska varvtal när systemet sätts i rotation. Med hjälp av Inventors volymfunktioner så kunde CAD-modellen användas för att få ut de olika komponenternas vikter. Dessa värden användes senare i formeln för centrifugalkraften.

Inverkan på lägsta kritiska varvtalet n_k från de olika komponenterna på axeln beräknades för var och en av komponenterna, för att sedan summeras med Southwell-Dunkerleys approximationsmetod [1]. Lösningsgången för att beräkna det kritiska varvtalet från varje komponent är identiskt och beskrivs här för en komponent på axel A och E:

1. I och med att axlarna A och E är lagrade på tre ställen så är axelsystemet statiskt obestämt. För att kunna beräkna utböjningen under komponenten delades därför axelsystemet vid lager 15 där bland annat ett böjande snittmoment infördes som obekant. Böjmomentet beräknades som en funktion av centrifugalkraften från komponenten. Böjmomentet fås genom att sätta utvinklingen på bägge sidor av lagret lika med varandra. De två utvinklingarna som en funktion av böjmomentet och centrifugalkraften bestämdes med hjälp av elementarfall [4]. Slutligen erhöles då snittböjmomentet som en funktion av centrifugalkraften.
2. Den totala utböjningen under komponenten bestämdes, som alltså beror både på böjmomentet vid lager 15 och centrifugalkraften, där böjmomentet är en funktion av centrifugalkraften.
3. Genom att den totala utböjningen skiljdes från noll så kunde den kritiska vinkelhastigheten ω_k lösas ut ur formeln för den totala utböjningen från punkt 2.

De kritiska varvtalen för varje komponent summerades sedan med hjälp av Southwell-Dunkerleys approximationsmetod, för att kunna jämföras med motorns maximala varvtal som då inte får överstiga n_k .

För det mest kritiska fallet som är axel B fås det lägsta kritiska varvtalet $n_k \approx 39000$ rpm vilket är betydligt högre än motorns maximala varvtal som är 8000 rpm.

6. Slutsatser

Kravspecifikationen från avsnitt 1.4 har uppfyllts eftersom:

- Utväxlingen för backslaget är 1:1.
- Livslängden för mekaniska detaljer och komponenter är över 500 h vid intermittent drift.
- Backslaget har två utgående axlar som kan växlas individuellt.
- Utgående axlarna är motroterande vid både framåt- och backdrift.
- Backslaget får plats under däckets, mellan motorn och akterspegeln.
- Backslagets komponenter och detaljer har en 2-faldig säkerhet mot brott vid kraftiga dynamiska belastningar.

7. Diskussion och fortsatt arbete

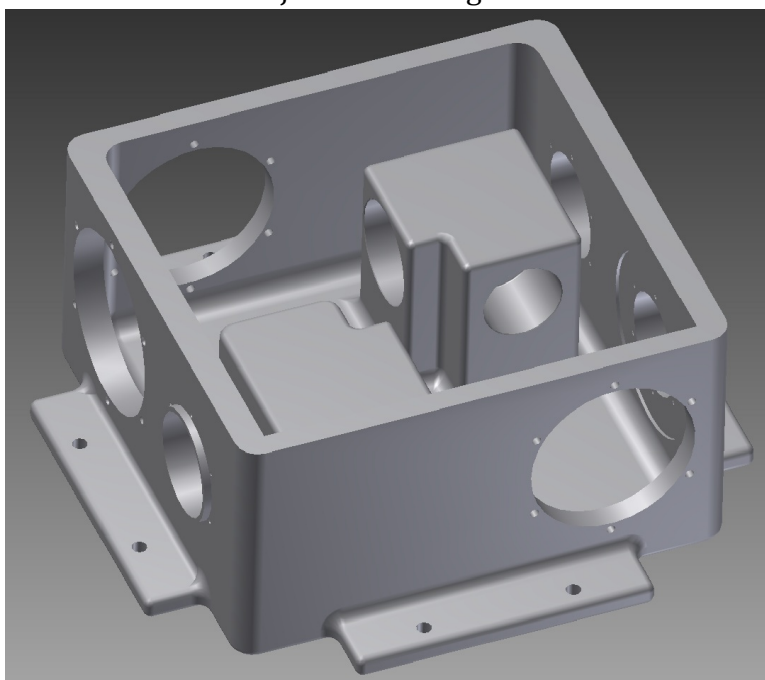
Det konstruerade backslaget uppfyller kraven som finns uppställda i kravspecifikationen. Backslagets komponenter är dimensionerade enligt SMS-standarder, sånär som på bomförbanden vilka måste dimensioneras enligt SMS. Komponenterna är även dimensionerade med en tvåfaldig säkerhet mot brott vid kraftiga dynamiska belastningar som är ett fall som kommer vara relativt vanligt i detta backslag. Att använda SMS-handböcker i ett studentarbete ser jag som ett sätt att anpassa sig till arbetet som konstruktör där dessa handböcker är flitigt använda. Utväxlingen i backslaget sattes enligt kravspecifikationen till 1:1. Detta för att sedan kunna styra totalutväxlingen mellan motorn och propelleraxlarna med enbart kuggremsväxlarna. Genom att enbart byta det ena kuggremshjulet i vardera växeln fås en helt ny totalutväxling. Om totalutväxlingen skulle förändras genom modifiering inuti backslaget så hade det varit betydligt mer avancerat, då flera olika komponenter hade fått bytas ut.

Att som konstruktör själv få vara med och göra det kreativa arbetet runt konceptanalysen gör att man får en stor förståelse för hur man vill att backslaget skall se ut och fungera. I detta fall så gjordes en mängd olika koncept där ett sedan valdes med hjälp av en valmatris där de olika förslagen jämfördes mot önskemålen.

Då livslängden skall vara relativt kort så måste en service av backslaget ses som en enkel operation, varför ett hus tagits fram för att förenkla just montering och service.

Istället för att använda lagerbackar med lock, där många komplexa former och radier blir tvungna att fräsas ut. Så har istället solida backar använts där det enbart finns ett hål med en diameter, för att kunna passa för det största av lagren på den givna axeln, se figur 25. Detta gör att lagren ska monteras på axlarna innan dem förs in i huset.

Att använda samma kuggantal för kuggväxlarna är lite riskabelt då kuggarna på det ena hjulet alltid kommer att gå i samma kugge på det andra hjulet vilket leder till en reducerad livslängd. För de koniska kuggväxlarna kan detta lösas genom att göra mellanhjulet en kugg mindre än de två andra kugghjulen.



Figur 25 – Växelhus för lättare service.

De materialdata som har använts för utmattningsdata har tagits ur referens 4 som inte är en godkänd handbok att använda för andra tillämpningar än skolarbete. Olika försök har emellertid gjorts för att få tag i relevanta utmattningsdata från både tillverkare av transmissioner och leverantörer av material, dock med bristande resultat.

Transmissionstillverkaren vill av konkurrensskäl inte dela med sig utav materialdata och de leverantörer jag har varit i kontakt med har inte visat något intresse för att dela med sig av utmattningsdata.

Ur SMS-standard för allmänna konstruktionsstål har jag dock sett att värden för brott- och sträckgräns har höjts något jämfört med referens 4 för SS141650-01. Det finns dock ingen utmattningsdata i denna standard heller.

Det kan nämnas att kravet för livslängd visade sig vara på tok för högt ställt. När arbetet i slutskedet redovisades för erfarna konstruktörer inom marina transmissioner så nämndes en livslängd på 50 h som ett rimligt krav. Detta måste självklart tas hänsyn till i det fortsatta arbetet med backslaget. Troligtvis leder detta till att dimensionerna kan minskas betydligt vilket också kommer visa sig i slutpris och vikt på backslaget.

8. Källförteckning

Referens 1 - Mägi, M och Melkersson, K, (2011) *Lärobok i Maskinelement*. Göteborg: Ecodev International AB.

Referens 2 - SMS, Sveriges Mekanstandardisering, (1987), *Kugg- och Snäckväxlar*, Stockholm: SIS, Standardiseringskommissionen i Sverige.

Referens 3 - SKF, (2008), *SKF Huvudkatalog*, Sverige: SKF-koncernen.

Referens 4 - Dahlberg, T., (2001), *Formelsamling i hållfasthetslära*, Lund: Studentlitteratur AB.

Referens 5 - "Om teknisk maxhastighet, högsta vridmoment och högsta nettomotoreffekt hos två- och trehjuliga motorfordon", (1995), Europaparlamentet, <http://eur-lex.europa.eu>, (1995-02-02)

Referens 6 - Maskinaktiebolaget Karlebo, (1977), *Karlebo Handbok*, 11:e upplagan. Stockholm, Karlebo Förlag.

Referens 7 - "Förspänningskraft", Aratron AB <http://www.aratron.se/>

9. Bilagor

Bilaga 1 - Förspänningskraft i kuggremsväxeln

Bilaga 2 - Kugghjulsdimensionering

Bilaga 3 - Lagerkrafter och böjmoment för axel A och E vid framdrift

Bilaga 4 - Lagerkrafter och böjmoment för axel A och E vid backdrift

Bilaga 5 - Lagerkrafter och böjmoment för axel B vid framdrift

Bilaga 6 - Lagerkrafter och böjmoment för axel B vid backdrift

Bilaga 7 - Utmattningsdimensionering av axel C och D

Bilaga 8 - Utmattningsdimensionering av axel A, B och E

Bilaga 9 - Kritiskt varvtal för axel A och E

Bilaga 10 - Kritiskt varvtal för axel B

Bilaga 11 - Kritiskt varvtal för axel C och D

Bilaga 12 - Lagerdimensionering av lager till axel A och E

Bilaga 13 - Lagerdimensionering av lager till axel B

Bilaga 14 - Lagerdimensionering av lager till axel C och D

Bilaga 15 - Lagerdimensionering nålrullager

Bilaga 16 - Dimensionering av bomförband

Bilaga 17 - Konceptlösning