



Universitetet  
i Stavanger

**EINAR KJEKA & TOMAS MARTIN ALVESTAD**

VEILEDER: OVE MIKKELSEN

---

# Design av planetgirkasse til en Formula Student bil

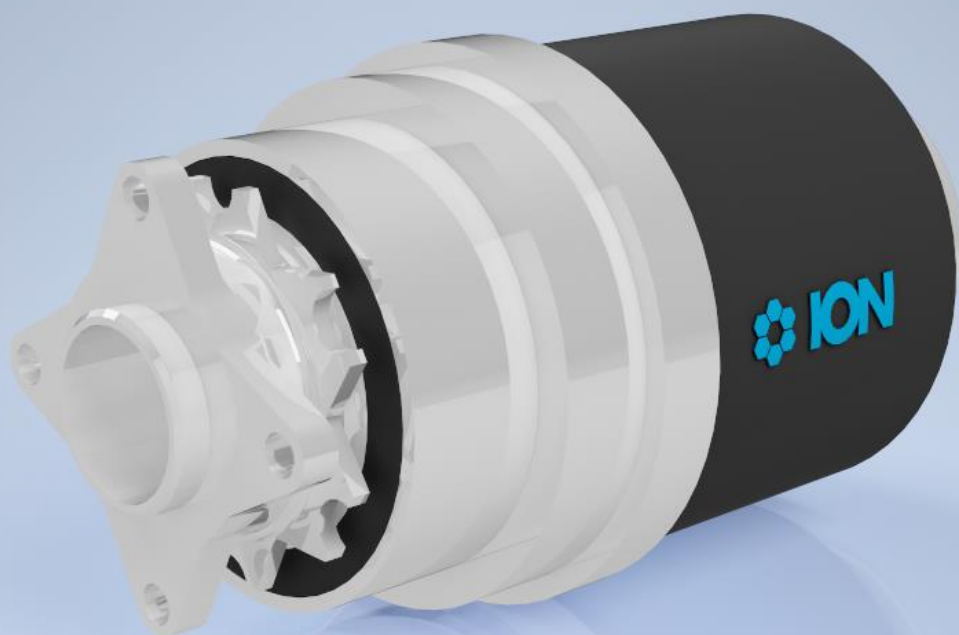
Bacheloroppgave 2024

---

**MASKINTEKNIKK**

Institutt for maskin, bygg og materialteknologi (IMBM)

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTETET



## Anerkjennelser



*Figur 0.1 Takk til ION Racing UiS for muligheten til å gjennomføre oppgaven, i tillegg til 3 fantastiske år som deltager i Formula Student. Det utnevnes også takk til alle sponsorer av ION Racing UiS, ettersom prosjektet ikke hadde vært mulig uten dem.*



*Figur 0.2 Takk til KISSsoft AS, for sponsoravtale vedrørende tilgang til dataprogrammene KISSsoft og KISSsys gjennom ION Racing UiS.*



*Figur 0.3 Takk til Uddeholm for bistand i forbindelse med materialvalg knyttet til oppgaven.*



*Figur 0.4 Takk til SKF for tilgang på dokumentasjon og veiledning gjennom sponsoravtale med ION Racing UiS.*

# Innholdsfortegnelse

	Anerkjennelser .....	1
1	Sammendrag .....	6
2	Forord .....	7
3	Introduksjon.....	8
3.1	Oppgavens mål og begrensninger.....	8
3.2	ION Racing UiS.....	9
3.3	Formula Student.....	9
3.3.1	Statistiske øvelser .....	10
3.3.2	Dynamiske øvelser.....	11
3.4	Tidligere drivverk brukt av ION Racing UiS .....	12
3.4.1	Bruk av kjededrev .....	12
3.4.2	Bruk av parallell girkasse med rette tannhjul .....	13
3.4.3	Bruk av planetgirsystem .....	14
4	Teori.....	15
4.1	Kraftoverføring.....	15
4.1.1	Rotasjonshastighet .....	16
4.1.2	Girutveksling .....	16
4.1.3	Dreiemoment .....	17
4.1.4	Elektrisk spenning .....	17
4.2	Motorkarakteristikk .....	18
4.2.1	Kurver for motorens dreiemoment og effekt .....	18
4.2.2	Motorens effektivitetsplott.....	20
4.3	Hjulinnfestningens hovedkomponenter og terminologi.....	21
4.3.1	Hjulspindel.....	22
4.3.2	Hjulnav .....	23
4.4	Rundetidssimuleringsprogrammet: OptimumLap .....	24
4.5	Beregningsprogrammet for girsystemer: KISSsoft.....	24
4.6	DAK-programmet Autodesk Inventor .....	24
4.7	Simuleringsprogrammet Ansys Mechanical .....	25
4.8	Tannhjulsnomenklatur .....	25
4.8.1	Tannhjulsmodul .....	26
4.9	Tannhjulskinematikk .....	27
4.9.1	Girutveksling og rotasjonshastighet i et planetgir.....	28
4.10	Tannhjulskrefter.....	29
4.10.1	Sikkerhetsfaktor .....	29

4.10.2	Kontaktkraft i tannhjul .....	29
4.10.3	Kontaktrykk i tannhjul .....	30
4.10.4	Tannbøying i tannhjul .....	30
4.11	Tannhjulstyper .....	31
4.11.1	Rette tannhjul .....	31
4.11.2	Heliske tannhjul .....	32
4.12	Ulike typer planetgir .....	33
4.12.1	Standard planetgir .....	33
4.12.2	Seriemonterte planetgir .....	34
4.12.3	Sammensatte planetgir .....	35
4.13	Akslinger .....	36
4.13.1	Relevante formler for akseldesign .....	36
4.14	Lagerteori.....	38
4.14.1	Kulelager teori .....	38
4.14.2	Nålelager teori.....	40
4.14.3	Vinkelkontaktlager teori .....	40
4.14.4	Levetid for lager.....	42
4.15	Kraftoverføringer .....	43
4.15.1	Rettsidet spline.....	43
4.15.2	Polygonkobling .....	43
4.15.3	Skjærpinner og bolter.....	44
4.16	Smøring av girsystem .....	45
5	Konsept.....	46
5.1	Motorvalg .....	47
5.2	Valg av planetgirtype.....	48
5.3	Valg av tannhjulsgeometri til bruk i planetgirkassen .....	48
5.4	Prosjektplan .....	49
6	Innledende systemdetaljer .....	50
6.1	Motordata.....	50
6.2	Utleddning av girutveksling .....	51
6.2.1	Friksjonskrefter mellom dekk og underlag.....	52
6.2.2	Rundetidsimulering i Optimumlap .....	53
6.3	Valg av konstruksjonsmaterialer til girkassen. ....	55
6.3.1	Materialvalg tannhjul.....	55
6.3.2	Materialvalg akslinger .....	56
6.3.3	Materialvalg hjulnav .....	56
6.4	Levetid for girsystem.....	57

6.5	Plassbegrensninger for girkasse.....	58
7	Design av girkasse .....	60
7.1	Systemdesign i KISSsoft/ KISSsys.....	60
7.1.1	Oppsett av modelltre og kinematikk i KISSsys .....	61
7.2	Dimensjonering av tannhjul.....	62
7.2.1	Dimensjonering av solgir.....	62
7.2.2	Dimensjonering av planet 1 .....	63
7.2.3	Dimensjonering av planet 2 .....	65
7.2.4	Dimensjonering av ringgir.....	66
7.2.5	Girutveksling for valgt girsystem .....	67
7.3	Styrkeberegninger girsystem .....	68
7.3.1	Dreiemoment og kontaktkraft i tannhjul.....	69
7.3.2	Kontakttrykk i tannhjul.....	70
7.3.3	Tannbøying i tannhjul.....	71
7.3.4	Sikkerhetsfaktorer for tannhjul .....	72
7.3.5	Levetid tannhjul .....	72
7.4	Design og dimensjonering av akslinger.....	73
7.4.1	Design og dimensjonering av Motoraksel .....	73
7.4.2	Design og dimensjonering av planetakslar .....	76
7.4.3	Sikkerhetsfaktorer for akslinger.....	83
7.5	Dimensjonering av hjulnav .....	84
7.5.1	Simuleringer på hjulnavet.....	85
7.6	Dimensjonering av lager.....	88
7.6.1	Opplagring av motoraksel.....	88
7.6.2	Opplagring av planetaksel .....	89
7.6.3	Opplagring av hjulnav .....	92
7.6.4	Levetid lager .....	96
7.7	Dimensjonering av kraftoverføringer .....	97
7.7.1	Dimensjonering av polygonkobling.....	97
7.7.2	Dimensjonering av spline .....	99
7.7.3	Dimensjonering av skjærpinner.....	101
7.8	Tilpassing av tannhjulsgeometri .....	104
7.8.1	Tannhjulsgeometri solgir .....	104
7.8.2	Tannhjulsgeometri planet 1 .....	105
7.8.3	Tannhjulsgeometri planet 2 .....	106
7.8.4	Tannhjulsgeometri ringgir .....	107
7.8.5	Sammenstilling av tannhjulene.....	108

7.8.6	Motorhus og innfesting av motor .....	109
7.10	Design av girkassehus .....	111
7.11	Styrkeberegninger bolter .....	112
7.11.1	Bolter mellom indre og ytre hjulnav .....	112
7.11.2	Bolter mellom motor og adapterplate .....	113
7.11.3	Bolter mellom adapterplate og hjulnav .....	113
7.12	Valg av smøresystem .....	114
7.13	Tetningsløsninger for girkassen .....	114
7.14	Oppsummering av design .....	117
7.14.1	Montert planetaksel .....	117
7.14.2	Montert girkasse .....	118
7.14.3	Montert hjulnav .....	119
7.14.4	Montert motorhus .....	120
7.14.5	Komplett drivlinje .....	121
7.14.6	Systemets spesifikasjoner .....	123
8	Diskusjon .....	124
9	Konklusjon .....	125
11	Bibliografi .....	126
A	Vedlegg .....	129
A1	Forstudierapport .....	129
A2	Arbeidstegninger .....	130
A3	Lager .....	131
A4	Materialer .....	132
A5	Motordokumentasjon .....	133
A6	Motorens dreiemoment .....	134
A7	Lewis formfaktor .....	136
A8	Laptime og grep i dekk .....	137
A9	KISSsoft tannhjuldata .....	143
A10	KISSsoft polygon og spline .....	144

# 1 Sammendrag

ION Racing UiS har ambisjoner om en overgang fra tohjulsdrift til firehjulsdrift. Dette kan gjøres ved å innlemme en valgt elektromotor i hvert av bilens fire hjulenheter, som deretter styres elektronisk.

Ettersom den valgte motorens rotasjonshastighet er for høy til at den kan kobles direkte på hjulet, må det utvikles en planetgirkasse. Denne må designes slik at den ikke kommer i konflikt med hjulopphengets komponenter, i tillegg til at den må dimensjoneres etter påførte krefter.

Basert på utledninger og innledende systemdetaljer, blir det konstatert at et sammensatt planetgir som benytter to steg vil kunne oppfylle de gitte kriteriene. Videre blir det utført simuleringer på girutveksling, hvor man lander på en nedgiring på 14,73.

Det blir dimensjonert tannhjul, akslinger og lager, hvor programmet *KISSsoft* tas i bruk for visualisering og oppsett av kinematikk. Videre legges det inn bolter, skjærpinner og kraftoverføringer til innfesting av de ulike tannhjulene. Det legges også opp til et smøresystem med tetninger.

For at girkassen skal kunne implementeres lettest mulig, modifiseres bilens eksisterende hjulnav til å montere girsystemet. Denne vil i kombinasjon med ny hjulspindel kunne huse planetgirkassen.

Motoren spennes fast på innsiden av hjulspindelen, og kobles derfra inn på girkassen.

Det endelige systemet får en totalvekt på om lag 30,1 kg, med et dreiemoment på 1715 Nm på fordelt på fire hjul.

Systemet legger grunnlaget for videre utvikling av et firehjulsdriftsystem til bruk i *Formula Student* bilene til *ION Racing UiS*. Det håpes at designet kan komme til nytte for fremtidige medlemmer.

## 2 Forord

Det utbringes stor takk til veileder Ove Mikkelsen, for god hjelp i forbindelse med planlegging og utførelse av bacheloroppgaven.

Takk til Steven Høiland, Ørjan Mannsverk og Mathias Alten for godt samarbeid i forbindelse med utvikling av et firehjulssystem til en fremtidig bil. Prosjektet besto av tre separate bacheloroppgaver, og omfattet design av girkasse, hjuloppheng og hjulspindel.

Takk til *ION Racing UiS* og alle involverte sponsorer som muliggjør konkurransedeltagelse i *Formula Student*.

Inspirasjon for oppgaven oppsto etter flere års medlemskap i *ION Racing UiS*, hvor man som student får muligheten til å tilbringe tid på praktisk og relevant ingeniørarbeid.

Oppgaven legger grunnlaget for en fremtidig utvikling av et firehjulssystem, og det håpes at den kan komme til nytte for fremtidige medlemmer av *ION Racing UiS*.



## 3 Introduksjon

ION Racing UiS har siden 2014 utviklet elektriske *Formula Student* racerbiler. I løpet av disse årene har det blitt designet og konstruert mange ulike drivverksløsninger.

De nyeste bilene er drevet av en elektromotor som er påkoblet bakhjulene gjennom et kjededrev, med en fastsatt girutveksling. Systemet krever mye plass inne i bilens ramme, og er begrenset til bakhjulsdrift. Man har også begrenset kontroll over kraftoverføringen, ettersom alt er mekanisk styrt.

På grunn av dette, er det ønskelig med en overgang til firehjulsdraft, som kan implementeres ved å innlemme en elektromotor i hvert av bilens fire hjulenheter. Motorene kan deretter styres elektronisk, noe som fjerner behovet for et differensial. I tillegg til dette, vil man med et firehjulssystem kunne bedre bilens dynamiske egenskaper ved å fordele tilgjengelig motorkraft på alle fire hjul. Dermed vil en ha mulighet for å oppnå et bedre resultat i konkurransens dynamiske øvelser.

Ettersom valgt elektromotor har for høy rotasjonshastighet til å kobles direkte på hjulet, kreves det en girkasse. *ION Racing UiS* har tidligere sett på mulighetene for implementering av firehjulsdraft, og det kan tyde på at bruken av en planetgirkasse som monteres i bilens hjulenheter er en god løsning.

Det skal derfor utvikles et nytt drivlinjesystem, hvor man baserer seg på bruken av en planetgirkasse.

### 3.1 Oppgavens mål og begrensninger

Målet for oppgaven er å designe en planetgirkasse til bruk i et firehjulssystem som innlemmes i hjulopphenget. Det er viktig at systemet er gjennomførbart for *ION Racing UiS*, ettersom dette er en studentorganisasjon med begrenset kapasitet i forhold til økonomi.

Det er ønskelig å holde systemet enkelt og vedlikeholdsvennlig, i tillegg til at vekten bør holdes lav. Systemet må designes med hensyn på konkurransens gjeldende regelverk og standarder.

Oppgaven begrenses til design og utvikling av girkasse og innfestning i hjulopphenget. Det vil tas hensyn til øvrige komponenter slik at man minimerer mengden designendringer på bilens resterende systemer, men eventuelle komponenter som må endres vil ikke bli utledet i denne oppgaven.

Hjulopphengets kraftpåvirkning på girkassen vil ikke bli utledet i denne oppgaven.

## 3.2 ION Racing UiS

ION Racing UiS er en frivillig studentorganisasjon ved Universitetet i Stavanger, og består i hovedsak av ingeniørstudenter. Organisasjonen drives som en selvstendig bedrift med et eget styre, og er inndelt i flere avdelinger. Herunder mekanisk, elektrisk, administrasjon og data.

Hver tirsdag blir det holdt fellesmøter, hvor man gjennomgår prosjektets fremgang og sikrer oppfølging ved behov. I 2024 sesongen, har organisasjonen et medlemsantall på om lag 50 personer.

Organisasjonen belager seg i hovedsak på støtte fra sponsorer og regnes som ideell.

Hvert år designes og konstrueres det en helelektrisk racerbil, som deltar i *Formula Student*. Målet med prosjektet er å skape gode ingeniører som er godt skikket for fremtiden.

## 3.3 Formula Student

*Formula Student* regnes som Europas mest etablerte ingeniørkonkurranse for studenter [1]. Formålet er å designe og konstruere en formula type racerbil, hvor man blir bedømt på bakgrunn av designvalg en har gjort underveis i prosessen, i tillegg til bilens dynamiske prestasjonsevner.

Konkurransen deles inn i flere ulike klasser, deriblant *elektrisk (EV)*, *motordrevet (IC)* og *autonom (AI)*. Videre består konkurransen av statiske og dynamiske øvelser, hvor det sammenlagt kan oppnås en maksimal poengsum på 1000 [2].

ION Racing UiS har de siste årene reist til *Silverstone* i England, hvor det årlig deltar over 100 universiteter [1], og vant i 2022 prisen for den mest effektive bilen.

### 3.3.1 Statistiske øvelser

Konkurransen består av fire statistiske øvelser. *Lap Time Simulation*, *Business Plan Presentation*, *Cost and Manufacturing* og *Engineering Design*. I de statistiske øvelsene blir man bedømt på kunnskapen i laget, i tillegg til valgene man har tatt gjennom design og produksjon av bilen. Her kan man oppnå en maksimal poengsum på 400 [2].

*Lap Time Simulation* er en øvelse hvor man digitalt setter opp en bilmodell og simulerer rundetid på en bane. Man får utdelt oppgaven og programvaren som skal brukes, og målet er å oppnå en så kort rundetid som mulig. Her kan man endre på variabler som girutveksling, hjulopphengsgeometri, aerodynamikk og sjåføraggresjon. Øvelsen kan gi 20 poeng [2].

Videre har man *Business Plan Presentation*. I øvelsen skal man lage en forretningsplan for et gitt konsept. Man kan oppnå 115 poeng og blir bedømt på både forretningsplanen og fremførelsen av arbeidet. [2].

I øvelsen *Cost and Manufacturing*, går man gjennom kostnader og produksjonsprosesser for alle bilens komponenter. Her blir man bedømt etter hvor god man har vært på allokering av ressurser og produksjonskapasitet. I tillegg skal man ta hensyn til miljøaspekter og se på hvordan man kunne ha oppskalert produksjonen. Øvelsen kan, i likhet med *Business Plan Presentation*, gi en maksimal poengsum på 115 poeng [2].

*Engineering Design* er den viktigste av de statistiske øvelsene. Her viser man frem bilen og fremlegger designprosessen for alle komponentene. Her er det viktig å begrunne designvalgene godt, og man blir utsputt på teorien bak de ulike systemene. Øvelsen kan gi en maksimal poengsum på 150 [2].

### 3.3.2 Dynamiske øvelser

Den dynamiske delen av konkurransen består av de fire ulike aktivitetene *Skidpad*, *Acceleration*, *Autocross* og *Endurance*, som til sammen kan gi 600 poeng [2]. Her blir kjøreegenskapene satt på prøve.

Bilen må i forkant gjennom en grundig teknisk inspeksjon, såkalt *scrutineering*, hvor man sjekker at alt er i henhold til regelverket. Feil og mangler kan rettes opp i etterkant av inspeksjon, men må inspiseres på nytt før man får godkjenning. Uten en godkjent *scrutineering* blir bilen nektet deltagelse. Man rangeres i hovedsak etter rundetid i de dynamiske øvelsene.

*Acceleration* øvelsen tester bilens akselerasjon over en 75 m lang og 3 m bred strekning. Øvelsen måler tiden det tar å kjøre strekningen, og gir maksimalt 75 poeng [2].

*Skidpad* øvelsen tester bilens håndteringsevner på en åttetallsbane, hvor banen er 3 m bred og svingene har en radius på 15,25 m. Målet er å fullføre raskest mulig og øvelsen gir i likhet med *Acceleration* 75 poeng [2].

*Autocross* tester bilens dynamiske egenskaper på en større teknisk bane med lengde på maksimalt 1,5 km. Her blir man målt på rundetid, og kan oppnå 100 poeng totalt [2].

Konkurransen avsluttes med *endurance*, som tester bilens pålitelighet. Øvelsen foregår ofte på samme bane som *Autocross*, hvor man kjører en lengde på om lag 22 km [2]. Øvelsen kjøres av to forskjellige førere, hvor man utfører et bytte halvveis. Målet er å fullføre hele løpet på kortest mulig tid, men ettersom øvelsen er kjent for å være påkjennende for bilen, gjelder det å ikke presse den for hardt. Under øvelsen måles flere aspekter av bilen, blant annet effektivitet, i mengde karbondioksid som slippes ut per kjørte runde. Effektivitetspoengene utgjør 100 av 250 mulige poeng. Det tildeles 25 poeng for fullført løp, hvor resterende poeng beregnes ut ifra antall fullførte runder. Det vil si at man også får noe poeng ved brutt løp. Bryter man etter førerskiftet, vil det tildeles effektivitets poeng [2].

## 3.4 Tidligere drivverk brukt av ION Racing UiS

*ION Racing UiS* har siden 2014 designet og konstruert elektriske racerbiler. Gjennom disse årene har det blitt brukt ulike drivverkløsninger.

### 3.4.1 Bruk av kjededrev

Et kjededrev er sammensatt av to eller flere tannhjul som knyttes sammen av et kjede. Systemet tillater for stor senteravstand mellom akslinger, og er svært enkelt konstruert. Man kan derfor enkelt endre girutveksling ved å bytte tannhjul.

En fordel med å benytte et slikt system, er at det finnes mange standardiserte komponenter på markedet. Dette gjør at man reduserer behovet for egenproduksjon og derfor lett kan skaffe reservedeler ved behov. Systemet har også relativt få komponenter, som girsystemet en lav kostnad.

En av de største ulempene med et slikt system er at det i hovedsak ikke tillater for firehjulsdrift, i tillegg til at det tar mye plass i bilen.

*ION Racing UiS* bruker i 2024 et slikt system, og har også tidligere brukt det ved flere anledninger for både elektriske og bensindrevne biler.



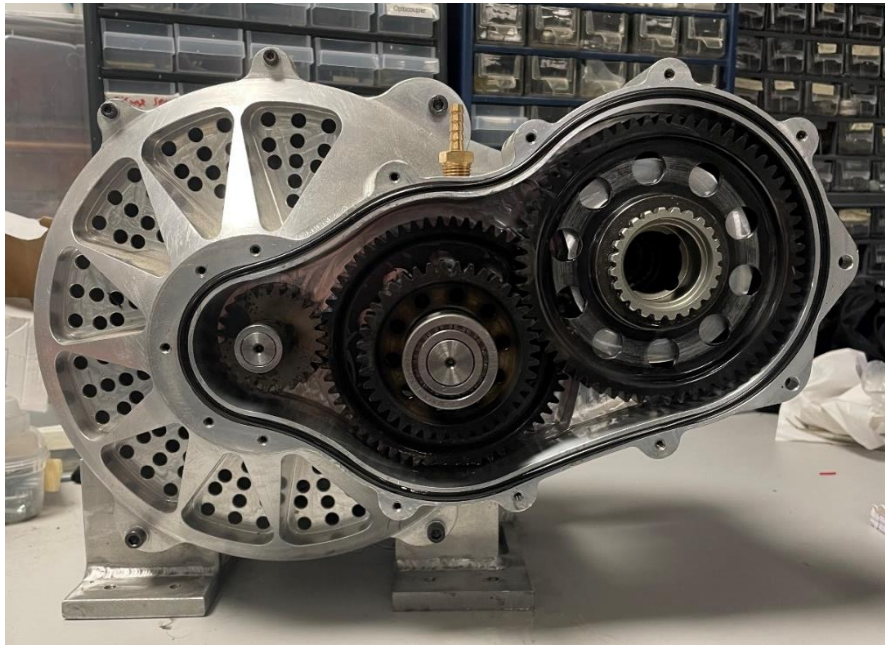
Figur 3.1 DAK modell av kjededrev for 2024 bilen til *ION Racing UiS*

### 3.4.2 Bruk av parallell girkasse med rette tannhjul

ION Racing UiS har ved flere anledninger benyttet girkasser. Fordelen her er at man isolerer systemet fra omgivelsene og dermed reduserer risikoen for inntrenging av fremmedlegemer. Her har man heller ikke behov for strammemekanismer, ettersom tannhjulene står fastmontert. En girkasse er også plassbesparende sammenliknet med et kjededrev, spesielt ved høye girutvekslinger.

Man risikerer derimot høyere vekt, i tillegg til en mer omfattende produksjon. Her må også systemet i større grad designes etter individuelle behov, og det kan derfor oppleves som en større utfordring å anskaffe standardkomponenter. Videre krever også systemet smøring, og dermed et tett girkassehus.

ION Racing UiS har brukt slike system ved flere anledninger, senest i 2018.



Figur 3.2 Girkasse brukt av ION Racing UiS i 2018.

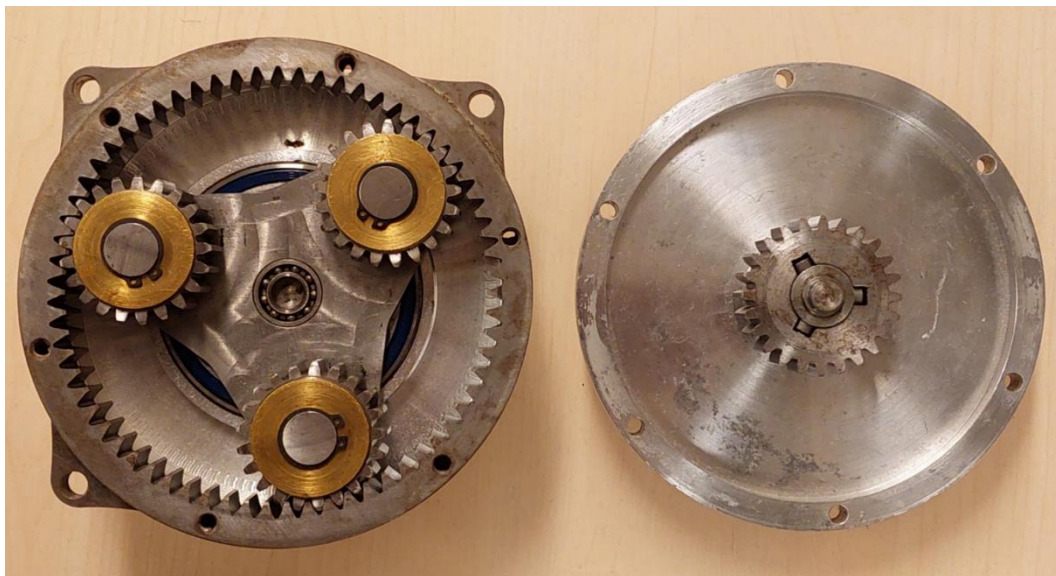
### 3.4.3 Bruk av planetgirsystem

ION Racing UiS har også benyttet seg av et planetgirsystem. En av de større fordelene her er at man kan holde systemet relativt kompakt, selv ved høye girutvekslinger. Den sirkulære oppbygningen er også en fordel, da dette muliggjør en montering i hjulnavet.

I 2014 ble et planetarisk girsystem forsøkt implementert i kombinasjon med to elektromotorer som skulle drive hvert av bilens bakhjul. Ettersom dette var det første året med elektrisk drivlinje, endte prosjektet opp med å bli i overkant ambisiøst. Systemet ble derfor aldri gjennomført som tiltenkt.

Den planetariske girkassen var også overdimensjonert, ettersom man av økonomiske årsaker måtte benytte standardkomponenter. Systemet viste likevel mye potensial for videre utvikling.

Bruken av planetariske girkasser er godt etablert blant *Formula Student* lag, spesielt på grunn av mulighetene for implementering av firehjulsdrift.



Figur 3.3 Tidligere planetgirsystem laget av ION Racing UiS i 2014

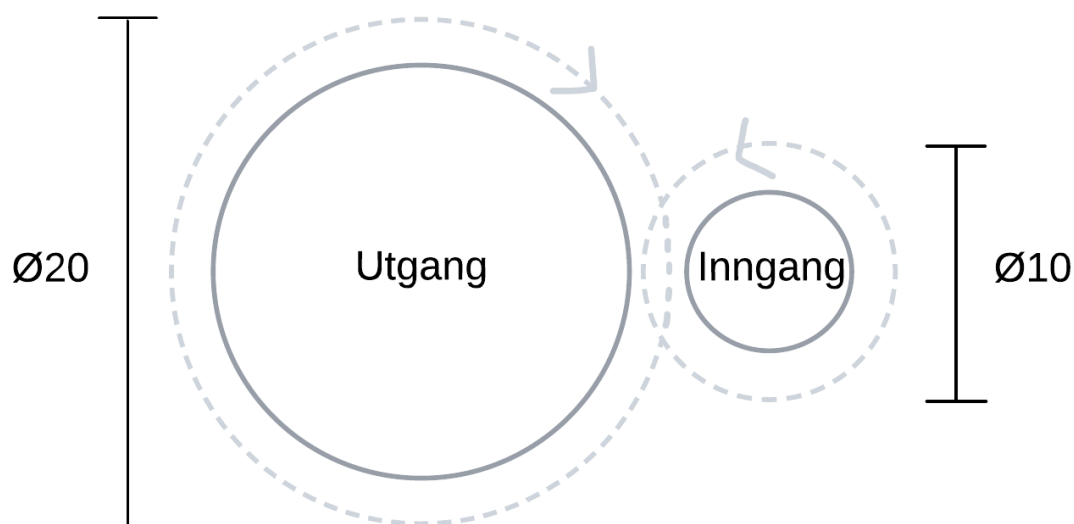
## 4 Teori

### 4.1 Kraftoverføring

Et girsystem har som hensikt å regulere rotasjonshastighet, rotasjonsretning og dreiemoment ut fra et roterende system. Ved å justere utvekslingen mellom kraftinngang og utgang, kan man justere rotasjonshastighet og dreiemoment etter behov [3].

Dette kan gjøres ved å benytte tannhjul i forskjellig størrelse hvor man, som illustrert i figur 4.1, kan oppnå nedgiring ved å øke diameter på utgangstannhjul i forhold til inngangstannhullet. Dersom man i stedet ønsker å gire systemet opp, snur man om på rekkefølgen slik at inngangstannhullet er større enn utgangstannhullet. Dette endrer også rotasjonsretningen, noe man må ta hensyn til i en eventuell designfase. Dersom det er ønskelig å endre rotasjonsretning, uten å endre girutvekslingen, kan to tannhjul av lik dimensjon benyttes.

Prinsippet brukes i et bredt spekter av maskiner og kjøretøy, i flere forskjellige kommersielle og industrielle sektorer. Ved å for eksempel regulere girutveksling i en bil, kan faktorer som drivstofforbruk, topphastighet og akselerasjon optimaliseres.



Figur 4.1 Illustrasjon av enkelt girsystem for nedgiring. Mål i millimeter. Her oppnår man en girutveksling på 2.



### 4.1.1 Rotasjonshastighet

Rotasjonshastighet  $n$ , også kalt omdreininger, er et mål på antall rotasjoner per tidsenhet, og måles i RPM [4].

$$1 \text{ RPM} = \frac{1}{60} \text{ Hz} \quad (1)$$

Rotasjonshastigheten  $n$  kan regnes ut ved formel 2.

$$n = \frac{v \cdot 60}{2\pi \cdot r} \quad (2)$$

Der  $v$  er lineære hastighet i  $m/s$  og  $r$  er radiusen i meter.

### 4.1.2 Girutveksling

I et tannhjulssystem uten glidning, kan girutvekslingen  $i$ , skrives som formel 3 [5].

$$i = \frac{\omega_{inn}}{\omega_{ut}} = \frac{D_{inn}}{D_{ut}} \quad (3)$$

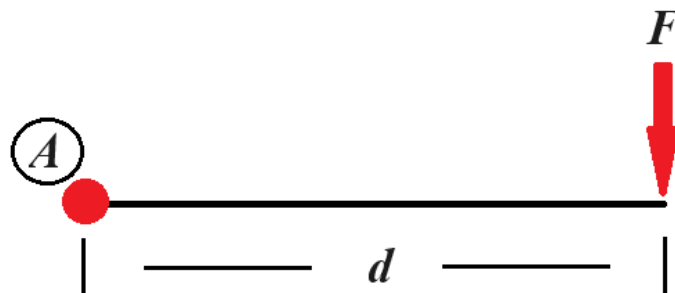
Der  $\omega_{inn}$  er inngående rotasjonshastighet  $\omega_{ut}$  er utgående rotasjonshastighet.  $D_{inn}$  er delesirkel på det inngående tannhjulet, og  $D_{ut}$  er delesirkelen på utgående tannhjulet.

### 4.1.3 Dreiemoment

Dreiemoment  $\tau$  beskriver momentet som oppstår som følger av en påsatt kraft om en akse, og oppgis i SI-enheten newtonmeter Nm [6].

$$\tau = Fd \quad (4)$$

Hvor  $F$  er påsatt kraft og  $d$  avstanden fra påsatt kraft til aksens momentet virker på.



Figur 4.2 Momentet om punktet A.

Dreiemomentet gjennom en girutveksling oppfører seg motsatt av rotasjonshastigheten. Når rotasjonshastigheten synker med en faktor så stiger dreiemomentet med samme faktor, dette stemmer også for omvendt senario.

$$i = \frac{\tau_{ut}}{\tau_{inn}} \quad (5)$$

### 4.1.4 Elektrisk spenning

Elektrisk spenning  $U$  definerer arbeidet som påføres per ladeenhet, og kan beregnes ved formel 6 [7].

$$I = \frac{U}{R} \quad (6)$$

Der  $I$  er strømmen gjennom lederen, og  $R$  er resistansen [8].

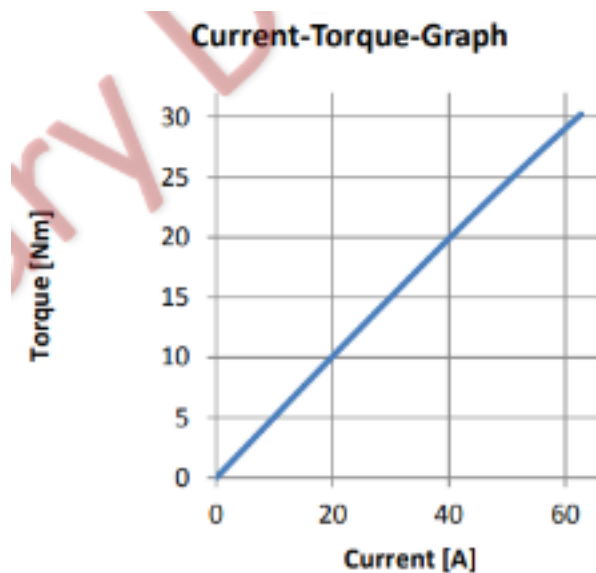
## 4.2 Motorkarakteristikk

Motor leveres med karakteristikk og data fra leverandøren, heriblant motorens effekt ved gitt strøm- og kraftområde.

### 4.2.1 Kurver for motorens dreiemoment og effekt

Produsenten supplerer et data ark som vist i vedlegg A5, hvor man kan hente ut motordata.

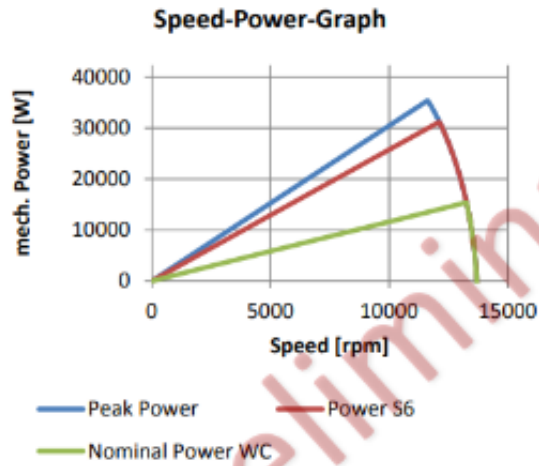
Strøm-dreiemoment diagrammet, vist som figur 4.3, illustrerer forholdet mellom påført strøm  $I$  og utgitt dreiemoment fra motoren  $\tau$ .



Figur 4.3 Diagram utgitt av motorprodusenten som viser forholdet mellom påført strøm  $I$  og utgitt dreiemoment  $\tau$ .

Videre begrenses motoreffekten av hvor mye strøm bilens batteri kan supplere. Figur 4.4 viser forholdet mellom påført effekt i Watt og motorens rotasjonshastighet i RPM.

Dersom bilens batteri ikke kan levere høy nok effekt ved høye rotasjonshastigheter, vil dette påvirke dreiemomentet.



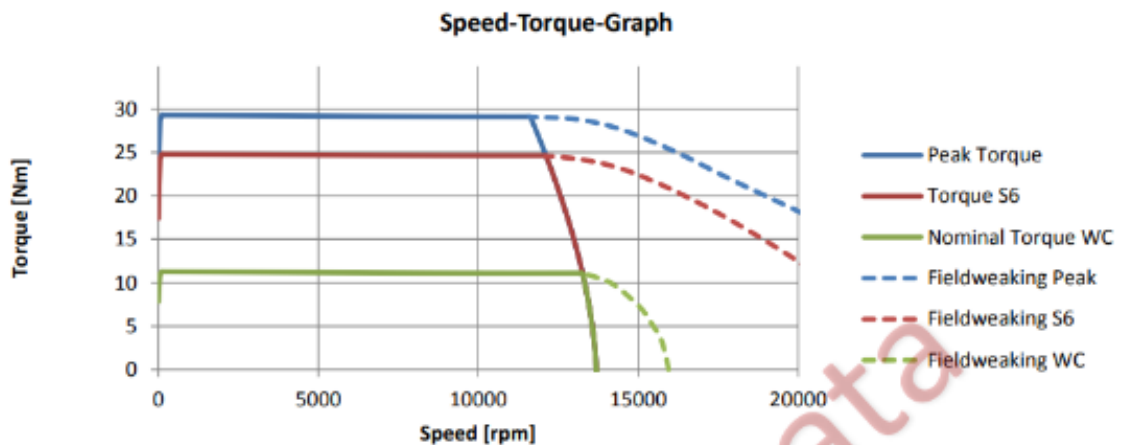
Figur 4.4 Forholdet mellom batteriets leverte effekt og motorens omdreiningshastighet

Dreiemomentet ut fra levert effekt kan beregnes ved formel 7.

$$\tau = \frac{P \cdot 60}{n \cdot 2\pi} \quad (7)$$

Hvor  $P$  er påført effekt og  $n$  er rotasjonshastigheten.

Motorens rotasjonshastighet kan økes til over 15000 RPM ved bruk av et fenomen som kalles *field weakening* [9]. Fenomenet fører ifølge elektrisk avdeling på *ION Racing UiS* til at motorens rotasjonshastighet kan økes opp til 20000 RPM. Figur 4.5 viser dreiemoment mot rotasjonshastighet diagrammet for motoren.



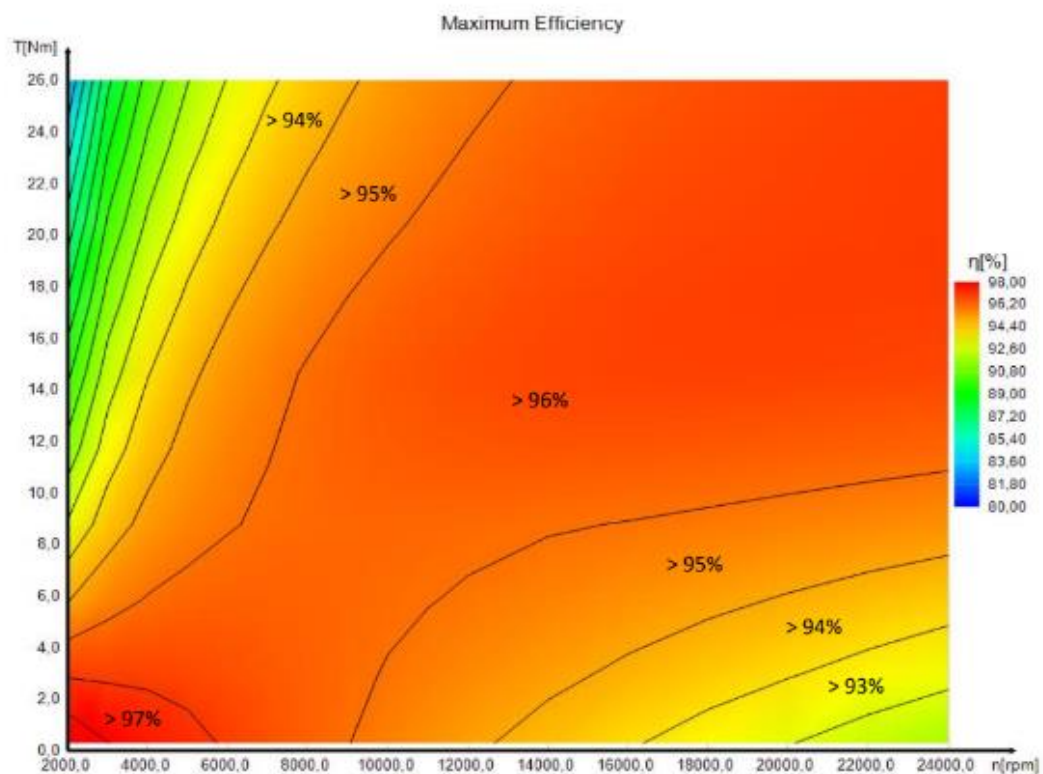
Figur 4.5 Dreiemoment over rotasjonshastighet for motoren.

## 4.2.2 Motorens effektivitetsplott

Motorfabrikanten inkluderer også et effektivitetsplott som illustrert i figur 4.6. Plottet viser hvordan effektiviteten endres for de ulike rotasjonshastighetene og dreiemomentene.

Effektiviteten er gitt i prosent og betegnes som  $\eta$ . Mekanisk effekt  $W_{mech}$  er effekten fra motoren etter effektivitet er tatt hensyn til og kan beregnes ved formel 8.

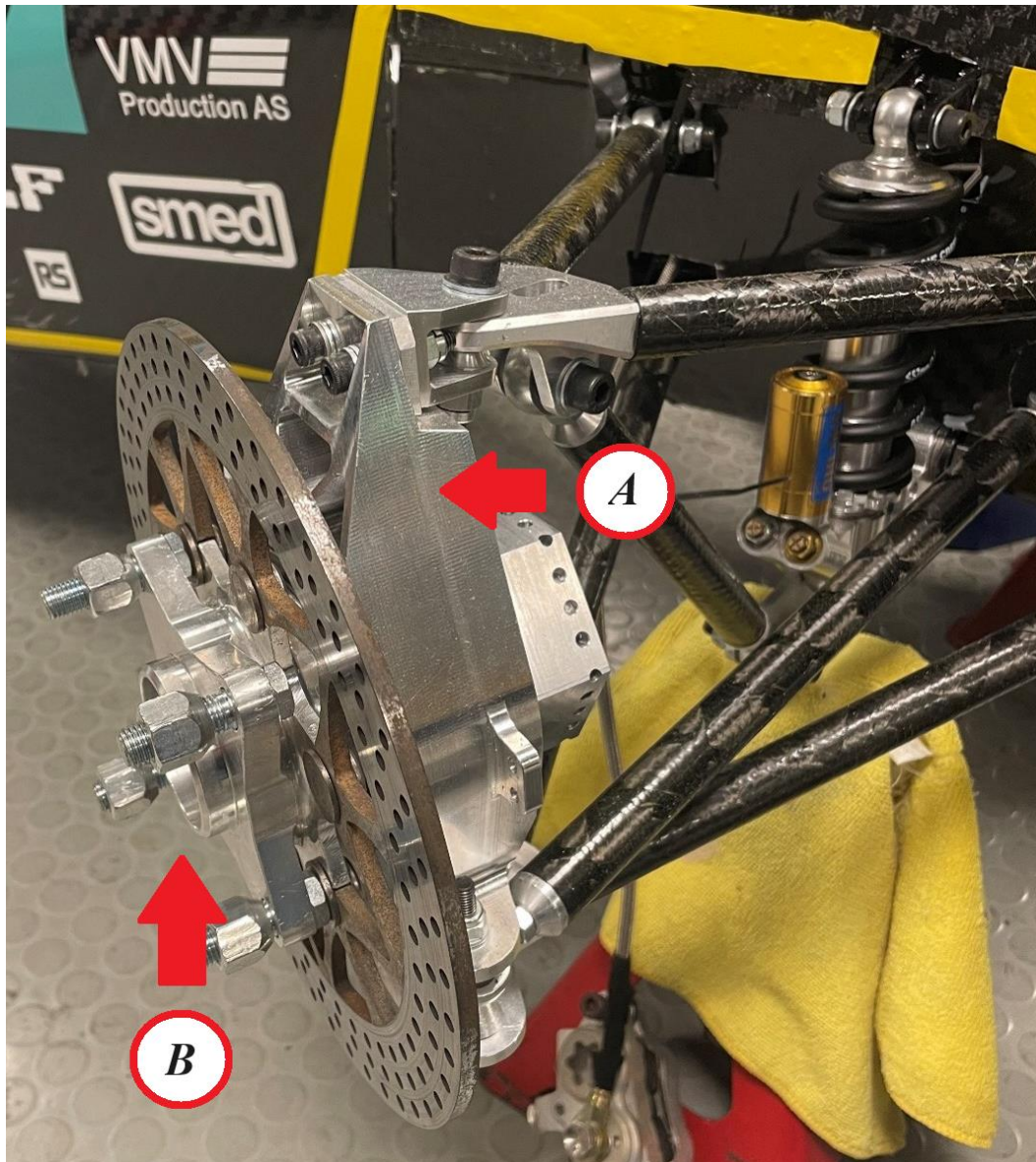
$$W_{mech} = W \cdot \eta \quad (8)$$



Figur 4.6 Motorens effektivitetsplott. Dreiemoment på vertikal akse og rotasjonshastighet på horisontal akse.

### 4.3 Hjulinnfestningens hovedkomponenter og terminologi

Planetgirkassen som skal designes vil innlemmes i hjuloppheng, og kommer derfor i direkte kontakt med hjulspindelen og hjulnavet. Figur 4.7 illustrerer hvordan systemet er satt opp på 2024 bilen til ION Racing UiS, Saga.

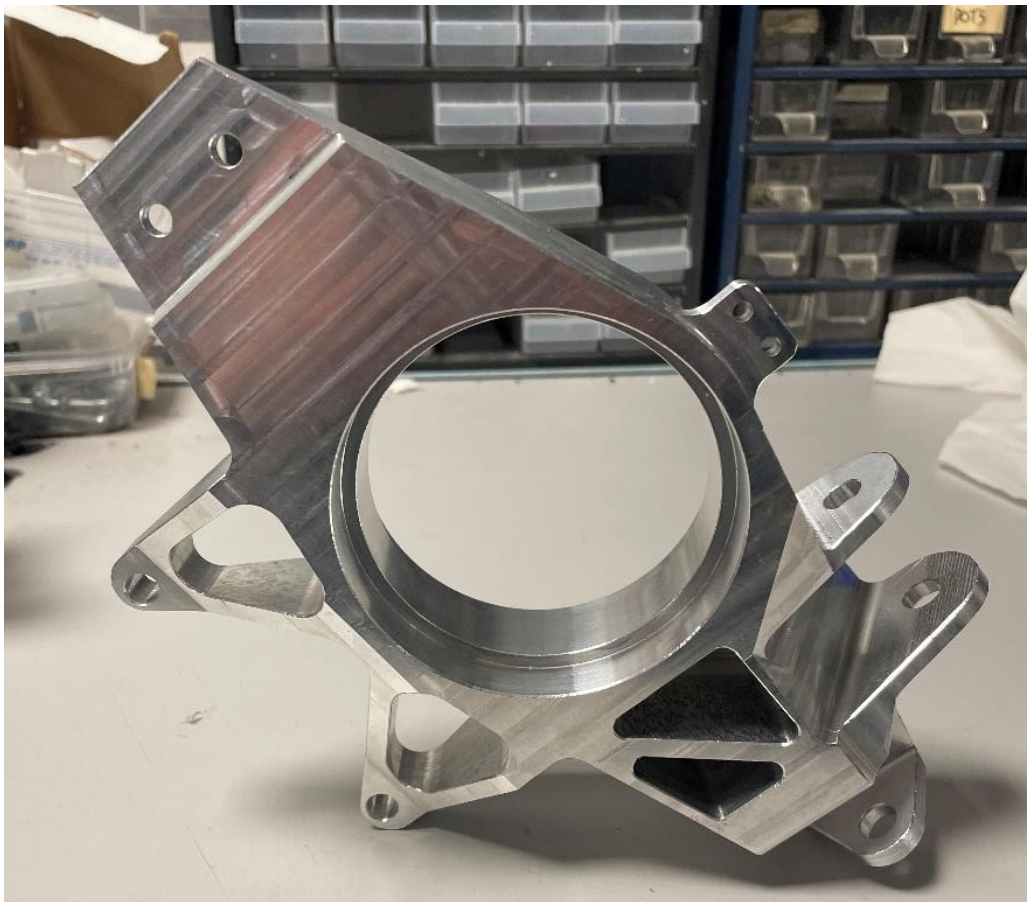


Figur 4.7 Komplettert montert hjuloppheng på ION Racing UiS sin bil «Saga» for 2024. A: Hjulspindel. B: Hjulnav.

### 4.3.1 Hjulspindel

Spindelen er en av hjulinnfestningens hoveddeler. Den har som formål å fordele kreftene fra hjulet over i hjulopphenget, hvor disse deretter tas opp av blant annet bilens ramme og dempere.

Spindelen virker også som et tilknytningspunkt for de ulike hjulopphengsdelene. Den står derfor statisk montert.



*Figur 4.8 Tidligere hjulspindel designet og produsert av ION Racing UiS.*

### 4.3.2 Hjulnav

Hjulnavet står opplagret inne i hjulspindelen og virker som en forbindelse mellom hjulet og hjulopphenget. I motsetning til spindelen, vil navet rotere i takt med hjulet.

På 2024 bilen, brukes også denne som opplagring til bilens drivaksler på bakhjulene, og påfører på den måten kraft fra motoren og ut i hjulene.



*Figur 4.9 Tidligere hjulnav designet og produsert av ION Racing UiS.*



## 4.4 Rundetidssimuleringsprogrammet: OptimumLap

*OptimumLap* er et gratis dataprogram som brukes til å estimere ytelsen av en bil på en gitt racerbane [10]. Programmet forenkler et kjøretøy ned til kun 10 ulike faktorer som blant annet motoreffekt, dekkdata og aerodynamikk. Programmet kjører deretter simuleringer basert på matematiske metoder.

Resultatene gir en indikasjon på hvordan bilen vil oppføre seg i virkeligheten, og man kan ut ifra dette gjøre ulike designvalg, som for eksempel beregning av girutveksling [10].

Programmet tillater for egendefinerte baner, i tillegg til at man kan laste ned eksisterende baner fra nettet. I denne sammenheng, brukes et baneoppsett som defineres av regelverket i *Formula Student*.

## 4.5 Beregningsprogrammet for girsystemer: KISSsoft

*KISSsoft* er et modulært girberegningssystem som er mye brukt i industriell sammenheng.

Programmet baserer seg på standardiserte metoder for utregning og dimensjonering av elementer som akslinger, lager, tannhjul og smøresystemer. Gjennom å bruke programmet, kan man validere håndberegninger i tillegg til å få estimert blant annet levetid og serviceintervaller for systemet. Programmet er også til hjelp i selve designprosessen, ettersom det tillater for visualisering av ulike girsystem [11].

*KISSsoft* baserer seg på elementmetoder, og bruker ulike stivhetsmatriser for å utføre beregninger og simuleringer på oppsatt system [11]. Programmet tillater for justering av en rekke parametere, og man kan gjøre svært komplekse systemanalyser.

*KISSsoft AG* har i forbindelse med *Formula Student* utgitt en rekke lisenser til *ION Racing UiS* som en del av en sponsoravtale. Programmet vil blant annet bli brukt til oppsett og visualisering av planetgirsystemet.

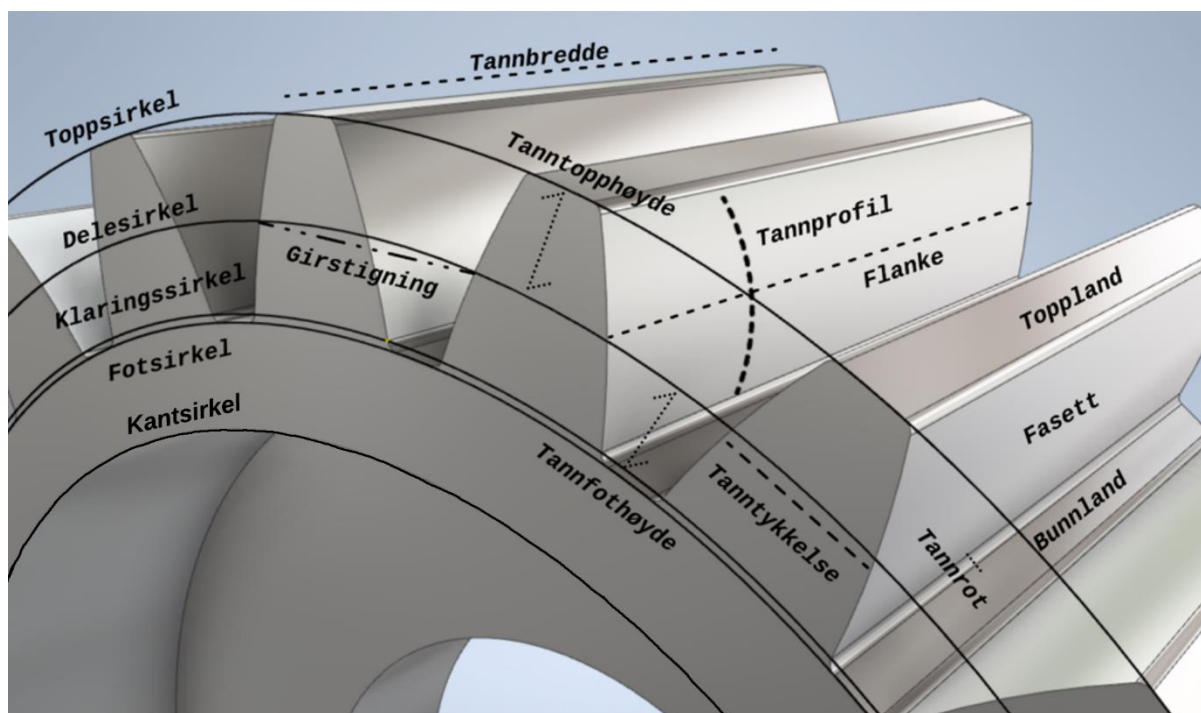
## 4.6 DAK-programmet Autodesk Inventor

*Autodesk Inventor* er et program som blir benyttet for dataassistert konstruksjon. Programmet er godt etablert, og brukes mye i industriell sammenheng. *Autodesk* tillater også for arbeid på tvers av datamaskiner gjennom programmet *Vault*, noe som gjør programpakken gunstig til bruk på større prosjekter [12].

## 4.7 Simuleringsprogrammet Ansys Mechanical

*Ansys Mechanical* er et godt etablert simuleringsprogram som brukes mye i forbindelse med beregning av komplekse systemer som ikke enkelt kan beregnes for hånd. Programmet baserer seg på elementmetoder og regnes som markedsledende [13].

## 4.8 Tannhjulsnomenklatur



Figur 4.10 Tannhjulsnomenklatur illustrert på tannhjul modellert i Autodesk Inventor

Tabell 4.1 forklaring av begreper illustrert i figur 4.10 [5].

Toppsirkel	Ytre diameter på tannhjulet
Delesirkel	Inngrepunktet mellom to tannhjul
Klaringssirkel	Avstanden mellom bunnlandet og topplanet på et sekundært tannhjul som er i kontakt
Fotsirkel	Nedre diameter på tannhjulet
Girstigning	Avstand mellom to tenner langs tannhjulets omkrets
Tannbredde	Bredden av hver enkelt tann
Tanntopphøyde	Avstanden mellom delesirkel og toppsirkel
Tannfothøyde	Avstanden mellom delesirkel og fotsirkel
Tannprofil	Refererer til formen på tannhjulets tenner
Flanke	Skråsiden av en tann på tannhjulet

Toppland	Toppflaten av tannhjulets tenner
Bunnland	Nedre flate på tannhjulet
Tanntykkelse	Tykkelse av tann
Fasett	Fasen til overflaten av tennene. Inngrep mellom to tannhjul.
Tannrot	Nedre del av tann.

### 4.8.1 Tannhjulsmodul

Modul beskriver forholdet mellom delesirkelen og antall tenner på tannhjulet. Modulen  $m$  kan beregnes gjennom formel 9, hvor  $d$  er diameteren av delesirkelen,  $z$  er antall tenner og  $p$  er delingen [5].

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} \quad (9)$$

Modulen mellom to tannhjul i inngrep vil vær lik [14].

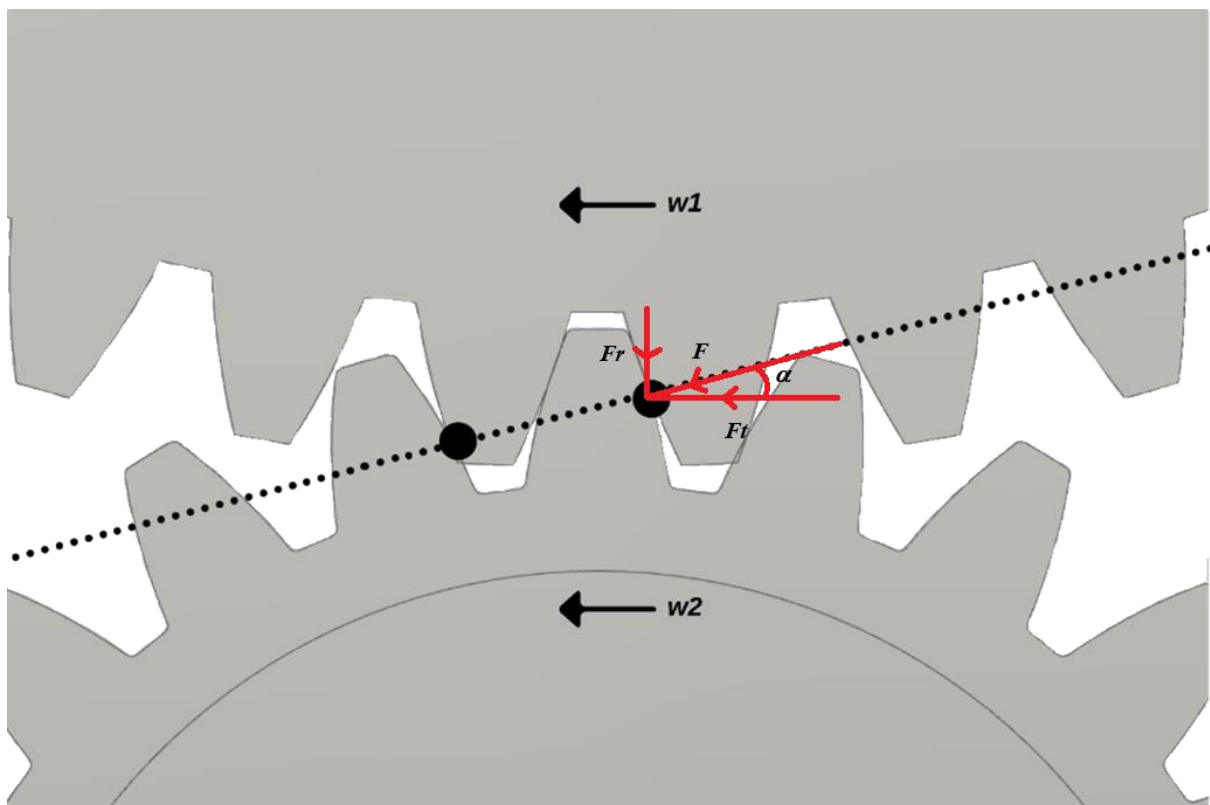
Modulen brukes også til å beregne toppsirkel, kantsirkel og fotsirkel. Hvordan disse blir utregnet er bestemt av standarden som blir tatt i bruk for tannhjulene.

## 4.9 Tannhjulskinematikk

To tannhjul i inngrep kan modelleres som sylindriske rulleflater der rotasjonsbevegelser og moment fordeles seg imellom. Dette kan skrives som formel 10, hvor hastigheten  $v$  i tangeringspunktene er identiske [5].

$$v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad (10)$$

Her er  $\omega_1, \omega_2$  rotasjonshastighet inn og ut av systemet, og  $r_1, r_2$  er radius av de respektive tannhjulene [5].



Figur 4.11 To tannhjul i inngrep, hvor hastighetene i tangeringspunktene er identiske. Svarte sirkler indikerer tangeringspunkter. Stiplet linje: tangeringslinje. Krefter dekomponert.

### 4.9.1 Girutveksling og rotasjonshastighet i et planetgir

Hvordan de ulike frihetsgradene i en sammensatt planetarisk girkasse påvirker girutvekslingen gis ved formel 11 [15].

$$(1 + i_{RP2}i_{P1S})\omega_C = \omega_S + i_{RP2}i_{P1S} \omega_R \quad (11)$$

Hvor  $i_{P1S}$  er utveksling mellom solgiret og den første planeten.  $i_{RP2}$  er utveksling mellom den andre planeten og ringgiret. Videre er  $\omega_C$  planetholderens rotasjonshastighet,  $\omega_S$  solgirets rotasjonshastighet og  $\omega_R$  ringgirets rotasjonshastighet.

Den totale girutvekslingen i en sammensatt planetgirkasse hvor ringgiret er statisk kan beregnes ved formel 12.

$$(1 + i_{RP2}i_{P1S}) = \frac{\omega_S}{\omega_C} = i \quad (12)$$

Tannhjulenes rotasjonshastigheter i en sammensatt planetgirkasse kan beregnes ved formel 13 [15].

$$r_R \cdot \omega_R = r_C \cdot \omega_C + r_{P2} \cdot \omega_P \quad (13)$$

Hvor  $r_R$  er ringgirets radius,  $\omega_R$  ringgirets rotasjonshastighet,  $r_C$  er radius på planetbærer,  $\omega_C$  er planetbærers rotasjonshastighet,  $r_{P2}$  er radius på den andre planeten og  $\omega_P$  er planetenes rotasjonshastighet.

Formelen for planetenes rotasjonshastighet når ringgiret er statisk kan beregnes ved formel 14.

$$\omega_P = -\frac{r_C \cdot \omega_C}{r_{P2}} \quad (14)$$

## 4.10 Tannhjulskrefter

### 4.10.1 Sikkerhetsfaktor

Sikkerhetsfaktoren  $n_f$  betegner forholdet mellom bruddgrensen og påkjenningen til et materiale, og er et dimensjonsløst tall [16]. En generell formel for sikkerhets faktor kan skrives ut som formel 15.

$$n_f = \frac{\text{Bruddspenning}}{\text{Tillatt spenning}} \quad (15)$$

### 4.10.2 Kontaktkraft i tannhjul

Kontaktkraften  $F$  er resultantkraften av to tannhjul i inngrep målt i Newton. Den oppstår i inngrepslinjen illustrert i figur 4.11 og har vinkel  $\alpha$  som bestemmes av tannhjulsgemetrien. Kraften som oppstår, er lik for begge tannhjulene og kan beregnes ved trigonometri.

Kraften kan dekomponeres til radial komponent  $F_r$  og tangentiell komponent  $F_t$  vist i figur 4.11.

Kontaktkraften  $F$  kan beregnes ved formel 16 [5].

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha^\circ} \quad (16)$$

Hvor den tangentielle komponenten  $F_t$  kan skrives som formel 17 [5].

$$F_t = \frac{\tau}{d} \quad (17)$$

Hvor  $\tau$  er dreiemomentet og  $d$  er avstanden. Videre kan den radiale komponenten  $F_r$  beregnes ved formel 18 [5].

$$F_r = F * \sin \alpha^\circ \quad (18)$$

### 4.10.3 Kontaktrykk i tannhjul

Kontaktrykket  $\sigma_{kt}$  i pascal oppstår på tenner som resultat av kontaktkraften, og beregnes i forhold til tannarealet som vist i formel 19 [17].

$$\sigma_{kt} = \sqrt{\frac{F_t \left( \frac{2}{d_1 \sin \alpha} + \frac{2}{d_2 \sin \alpha} \right)}{\pi b \cos \alpha \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (19)$$

Der  $F_t$  er tangentiell kontaktkraft,  $d$  er delesirkeldiameter,  $\alpha$  er inngrepsvinkel,  $b$  tannbredden,  $\nu$  materialets Poisson-tall og  $E$  er elastisitetsmodulen.

Ved høyt kontaktrykk, risikeres groping i tannhjulflanken. For å finne en konservativ verdi for den nødvendige sikkerhetsfaktoren  $p_{till}$  mot groping ut ifra materialets hardhet  $HB$ , brukes formel 20 [5].

$$p_{till} = 1,75 \cdot HB \quad (20)$$

Sikkerhetsfaktor mot groping  $Sf_g$  er gitt av formel 21 [5].

$$Sf_g = \frac{\sigma_{kt}}{p_{till}} \quad (21)$$

### 4.10.4 Tannbøyning i tannhjul

Bøyekraft som påføres som et resultat av kontaktkraften kan beregnes ved formel 22. Formelen tar ikke hensyn til spenningskonsentrasjonene i tennene, og er derfor en tilnærming [17].

$$(\sigma_b)_{cp-a} = \frac{F_t}{mbY} \quad (22)$$

Hvor  $F_t$  er tangentiell kraft,  $m$  er modulen,  $b$  er tannbredden og koeffisienten  $Y$  er Lewis formfaktor.

Verdiene for Lewis formfaktor kan hentes ut fra tabell i vedlegg A.7.1 [17].

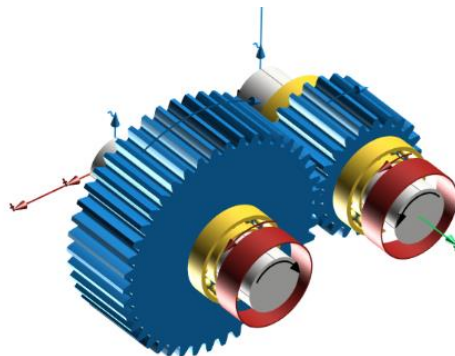
## 4.11 Tannhjulstyper

### 4.11.1 Rette tannhjul

Rettkuttede tannhjul er en av de enkleste og vanligste formene for tannhjul. Disse egner seg godt når det overføres kraft i en bestemt akse, og det kreves ikke aksialkorrigering i lagrene på grunn av dette. Videre er disse også fordelaktige med tanke på produksjon, på grunn av sitt enkle design [18].

Rette tannhjul har derimot en tendens til å produsere mer støy og vibrasjon sammenliknet med andre alternativer, ettersom det kan forekomme plutselige inngrep av tennene. Dette kan spesielt bli et problem i veldig høye hastigheter, og det kan derfor oppleves som om det smeller i girene ved krafttilførsel. Til gjengjeld, får man utnyttet mer av kraften, ettersom rette tannhjul ofte er mer effektive sammenliknet med andre alternativer [19].

Rette tannhjul blir derfor mye brukt i motorsport, ettersom man her ønsker best mulig utnyttelse av motorkraft, i tillegg til at de i utgangspunktet lett lar seg produsere [19].



Figur 4.12 Eksempel på to rette tannhjul modellert i KISSsys.



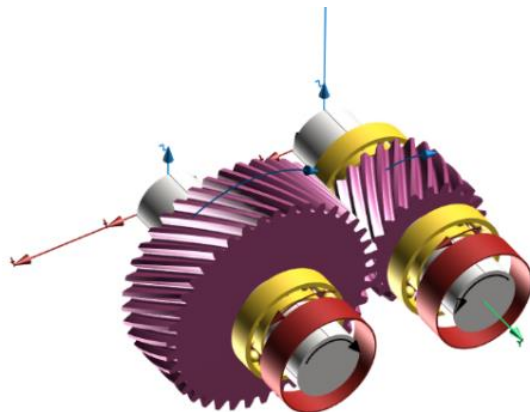
### 4.11.2 Heliske tannhjul

Heliske tannhjul har mange likhetstrekk med rette gir. Hovedforskjellen er at man her kutter tennene med en vinkel slik at inngrepet blir mykere enn i de rettkuttede. Fordelen med dette er at man reduserer mengden støy og vibrasjoner i systemet [20].

På grunn av skråskjæringen i tannhjulene, går det også aksialkrefter gjennom systemet. For å unngå dette, kan man bruke dobbelt heliske tannhjul. Da vil de aksiale kreftene kansellere hverandre ut og man slipper å korrigere for dette i opplagringen.

Produksjonsprosessen er som regel mer omfattende for heliske gir, ettersom de har en mer kompleks struktur. Dette medfører en høyere kostnad sammenliknet med for eksempel rette tannhjul.

Denne typen tannhjul blir mye brukt i girsystemer på personbiler, ettersom det her er ønskelig med en mykere kraftoverføring [19].



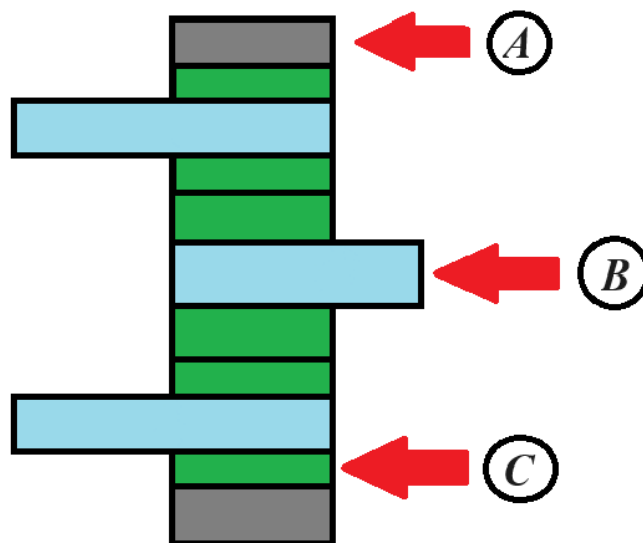
Figur 4.13 Eksempel på to heliske tannhjul modellert i KISSsys.

## 4.12 Ulike typer planetgir

### 4.12.1 Standard planetgir

Standard planetgir er den enkleste og mest etablerte løsningen tilgjengelig. Systemet består av få og relativt enkle komponenter, noe som kan føre til en enkel produksjonsprosess. Planetgiret er bygd opp av et solgir som står i midten med planetgir som roterer rundt solgiret. Planetene som roterer rundt solgiret, er også i inngrep med et ringgir som står ytterst i girkassen som vist i figur 4.14.

En av hovedfordelene med et standard planetgirsystem, er at det krever svært lite plass i aksial retning, ettersom alle tannhjul i inngrep sitter på samme plan. Som en avveining, tar systemet opp mye plass i radial retning. Dette kan skape problemer dersom man begrenses av arealet i denne retningen. Man ser også at planetgirets diameter stiger i takt med girutvekslingen, noe som også kan by på problemer, spesielt ved høy girutveksling.

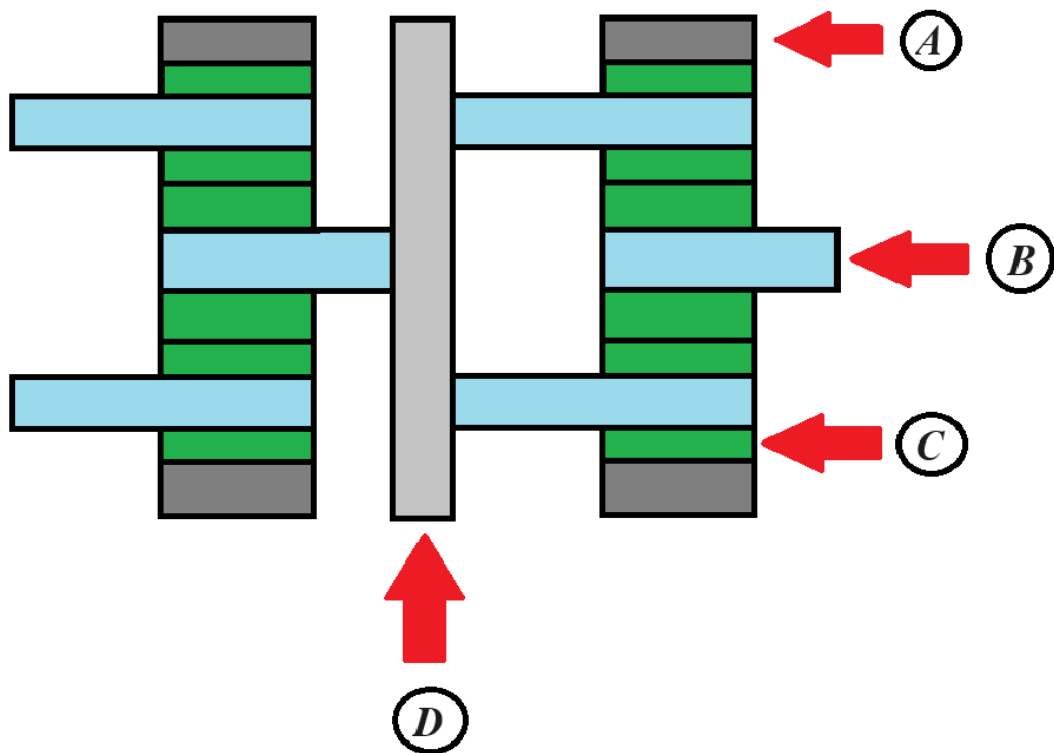


Figur 4.14 Enkel skisse av et planetgir sett fra siden. A: Ringgir. B: Aksler som gir kraft inn og ut av systemet. C: Tannhjul

## 4.12.2 Seriemonterte planetgir

Seriemonterte planetgir opererer i prinsippet på samme måte som standard planetgir. Forskjellen er her at man monterer flere systemer etter hverandre, og dermed fordeler girutvekslingen over flere steg. Dette fører til at man reduserer behovet for radiale arbeidsområde og dermed kan komprimere systemet ytterligere, noe som i mange tilfeller kan være fordelaktig.

Man kan plassere mange planetgir i serie, men dette kan også medføre en del utfordringer. Først og fremst ser man at systemets kompleksitet øker, og man vil ha behov for svært mange komponenter. Videre, ser man også at solgiret vil bli et svakt punkt i systemet, ettersom rotasjonskraften stiger når rotasjonshastigheten synker. Solgir som står lengre ut i serien, vil derfor mulig måtte tåle enorme krefter. Videre ser man også at man får økt behov for plass i aksial retning, dersom man monterer flere planetgir etter hverandre.



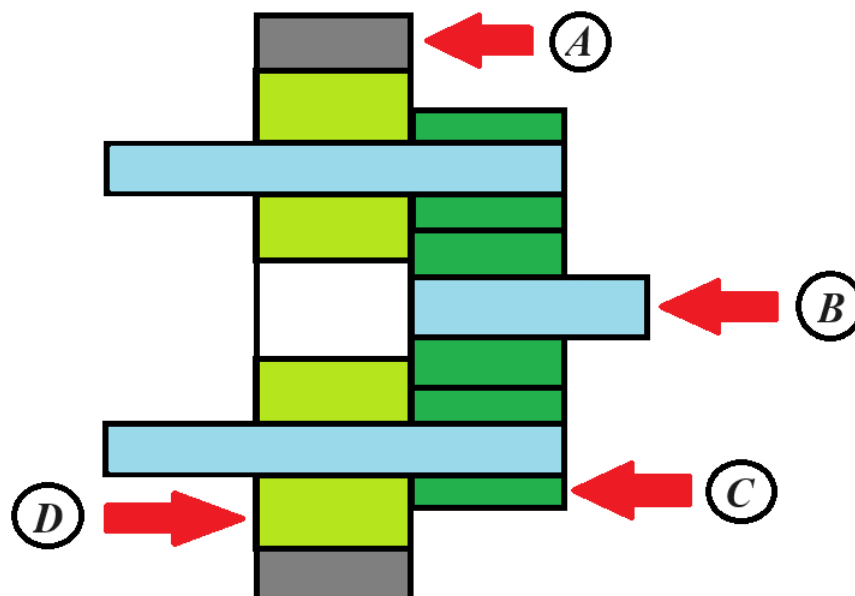
Figur 4.15 Enkel skisse av et seriemontert planetgir sett fra siden. A: Ringgir. B: Aksler som gir kraft inn og ut av systemet. C: Tannhjul. D: kobling mellom første og andre planetgir.

### 4.12.3 Sammensatte planetgir

Et sammensatt planetgir er på mange måter en kombinasjon av planetgir og serieplanetgir. Et slikt system fungerer ved at man har to planeter av ulik størrelse montert på samme aksel, hvor solgiret er i inngrep på den første planeten, og ringgiret er i inngrep på den andre.

På grunn av girsystemets utforming, kan man oppnå svært høye girutvekslinger uten behov for stor økning i størrelse. Systemet er litt større i aksial retning sammenliknet med et enkelt planetgir, men samtidig relativt mye mindre enn et seriemontert planetgir med samme girutveksling. Man kan derfor på mange måter si at sammensatte planetgir er et kompromiss mellom de to andre alternativene.

Den største ulempen med et slikt system, er at det er relativt komplisert, og derfor innebærer en større designutfordring enn de andre systemene.



Figur 4.16 Enkel skisse av et sammensatt planetgir sett fra siden. A: Ringgir. B: Akslinger som gir kraft inn og ut av systemet. C: Tannhjul. D: Et andre planetsteg som monteres opp etter det første, på samme aksel.

## 4.13 Akslinger

### 4.13.1 Relevante formler for akseldesign

Påført bøyespenning  $\sigma_b$  kan regnes ut ved formel 23 [5].

$$\sigma_b = \frac{M_b}{w_b} \quad (23)$$

Hvor  $M_b$  er påført bøyemoment og  $w_b$  er tverrsnittet. Bøyemomentet  $M_b$  kan beregnes ved formel 24 [5].

$$M_b = F \cdot l \quad (24)$$

Hvor  $F$  er påsatt kraft, og  $l$  er avstanden. Tilsvarende, kan man regne ut tøyning  $\tau_v$  ved formel 25 [5].

$$\tau_v = \frac{M_v}{w_v} \quad (25)$$

Hvor  $M_v$  er påført torsjonsmoment gjengitt i formel 26 [5].

$$M_v = F_t \cdot r \quad (26)$$

Der  $F_t$  er den tangentielle kraften og  $r$  er radiusen. Videre kan tverrsnittene  $w_b$  og  $w_v$  regnes ut ved de respektive formlene 27 og 28 [5].

$$w_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (27)$$

$$w_v = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (28)$$

Dersom det forekommer både skjærspenning og bøyespenning, kan den ekvivalente spenningen regnes ut ved formel 29 [5].

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} \quad (29)$$

Videre, kan minste tillatte akseldiameter regnes ut ved bruke formel 30 [5].

$$d^3 \geq \frac{32 \cdot n_f}{\pi \cdot R_e} \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} M_v^2} \quad (30)$$

Hvor  $n_f$  er ønsket sikkerhetsfaktor, og  $R_e$  er flytegrensen til materialet. Dersom det ikke forekommer bøyemoment i akselen, kan minste tillatte diameter finnes ved formel 31 [5].

$$d = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot M_v^2 \cdot 256}{\pi \cdot \sigma_e^2}} \quad (31)$$

Hvor ekvivalent spenning  $\sigma_e$  kan regnes ut ved formel 32 [5].

$$\sigma_e = \frac{R_e}{n_f} \quad (32)$$

## 4.14 Lagerteori

Et lager er en maskindel som brukes for å støtte opp om roterende deler, som for eksempel en aksel [21]. Det finnes flere dimensjoneringsstandarder for lager, men i denne sammenheng vil *SKF* katalogen benyttes.

Ved dimensjonering av lager, må det tas hensyn til rotasjonshastighet i tillegg til statisk og dynamisk last i aksiale og radiale retninger.

### 4.14.1 Kulelager teori

Kulelager, eller *deep groove ball bearings*, er en av de vanligste lagertypene, og tillater for opptak av krefter i både aksial og radial retning [22].

Evnen til å bære aksial last på *SKF* sine kulelager beregnes med formel 33 [23].

$$F_a \leq C_0 \quad (33)$$

Hvor  $F_a$  er aksiallasten, og  $C_0$  er den statiske belastningsevnen oppgitt av *SKF* [22].

Dynamisk last kan beregnes på to ulike metoder avhengig av hvilke laster som påføres lageret. For å finne riktig metode, må faktoren  $e$  bestemmes, denne oppgis i tabell levert av *SKF*, basert på forholdet mellom variablene i formel 34 [22].

$$f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \quad (34)$$

Der  $f_0$  er en oppgitt kalkuleringsfaktor for lageret,  $F_a$  er aksiallast og  $C_0$  er lagerets statiske belastningsevne.

Videre kan det nå velges beregningsmetode for dynamisk last. Metode 1 gitt av formel 35 og metode 2 gitt av formel 36 [23].

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r \quad (35)$$

Hvor  $F_a$  er aksiallast,  $F_r$  er radiallast og  $P$  er ekvivalent dynamisk lagerlast [23].

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (36)$$

Hvor  $X$  er en beregningsfaktor for radiallast og  $Y$  er beregningsfaktor for aksiallast.

Videre finnes det to metoder for beregning av statisk lagerlast  $P_0$ , avhengig av om det forekommer aksiallast eller ikke. Metode 1, hvor aksiallast tas hensyn til, er gitt som formel 37, og metode 2 uten aksiallast er gitt av formel 38 [23].

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad (37)$$

$$P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r \quad (38)$$

Fra *SKF* katalogen kan lagerets sikkerhetsfaktor  $s_0$  hentes ut. *SKF* anbefaler en sikkerhetsfaktor  $s_0$  mot plastisk deformasjon på  $s_0 \geq 2$  for et statisk lastet lager [23]. Formel for sikkerhetsfaktor for statisk lagerlast er gitt ved formel 39 [23].

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (39)$$



### 4.14.2 Nålelager teori

Nålelager baserer seg på bruken av små sylindere, og har på tross av størrelsen en høybelastningsevne [24]. Her må det tas hensyn til rotasjonshastighet, dynamisk lagerlast og statisk lagerlast.

Ettersom lagrene ikke tar opp aksiallast, kan dynamisk og statisk last forenkles til formel 40.

$$P = P_0 = F_r \quad (40)$$

*SKF* anbefaler her en sikkerhetsfaktor  $s_0 \geq 3$  [23].

### 4.14.3 Vinkelkontaktlager teori

Vinkelkontaktlager er laget for å ta opp både aksiale og radiale krefter [23]. Slike lager blir ofte også påført en forspenning  $G_m$ , og monteres normalt på begge sider av en aksel.

Ut fra forspenningen  $G_m$ , kan aksiallasten  $F_a$  til et lager som utsettes for radial last beregnes ved formel 41 [23].

$$F_a = G_m \quad (41)$$

For å beregne ut de dynamiske lastene, benyttes to metoder. Tilsvarende som for kulelager, benyttes faktoren  $e$  for å hente ut resultatet av formel 42 i tabellen supplert av *SKF* [23].

$$2f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} \quad (42)$$

Dynamisk lagerlast kan beregnes med enten metode 1, formel 43, eller metode 2, formel 44, avhengig av resultatet for faktoren  $e$  [23].

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (43)$$

Hvor  $Y_1$  er beregningsfaktor for last avhengig av lagervalg [23].

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (44)$$

Hvor  $X_2$  og  $Y_2$  er beregningsfaktorer for last avhengig av lagervalg [23]. Videre kan statisk lagerlast for vinkelkontaktlager beregnes med formel 45 [23].

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (45)$$

Hvor  $Y_0$  er beregningsfaktor for last avhengig av lagervalg.

Lagerets bæreevne beregnes ut ifra antallet lager som står plassert på akslingen. For et symmetrisk plassert lagerpar er belastningsevnene  $C$  og  $C_0$  gitt i tabell 4.2 [23].

Tabell 4.2 belastningsevner for symmetrisk plasserte lager

Antall lager	$C$ (kN)	$C_0$ (kN)
2	1,62	2

SKF anbefaler  $s_0 \geq 2$  for vinkelkontaktlager med stålkuler [23].

#### 4.14.4 Levetid for lager

Levetid for lager beregnes ut fra de dynamiske kreftene. Formler for levetid er hentet fra *SKF* og er i henhold til *ISO 281* standard [22]. Påliteligheten settes til 90% og levetid  $L_{10}$  i omdreininger beregnes med formel 46 [23].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (46)$$

Der  $L_{10}$  er levetiden målt i millioner omdreininger,  $C$  er dynamisk belastningsevne,  $P$  er dynamisk lagerlast og  $p$  er en beregningsfaktor satt til 3 for kulelager og  $\frac{10}{3}$  for rullelager.

For å finne levetiden til lageret i timer  $L_{10h}$ , brukes formel 47 [23] [22].

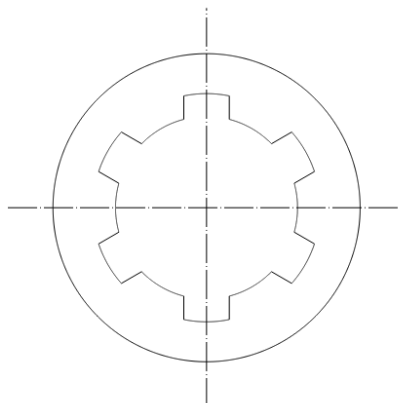
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \cdot L_{10} \quad (47)$$

Der  $n$  er rotasjonshastigheten.

## 4.15 Kraftoverføringer

### 4.15.1 Rettsidet spline

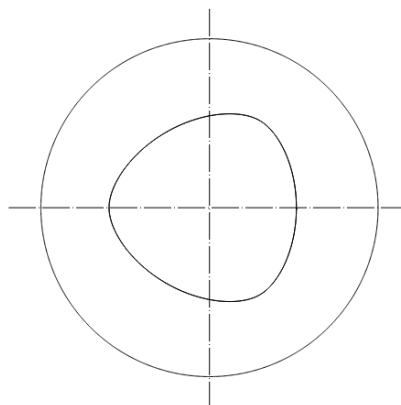
En spline er en kraftoverføring som ofte er brukt i koblinger med høyt dreiemoment. Koblingen kan minne om et tannhjul, da det maskineres ut groper i akslingen som overfører kraften. I en rettsidet spline står tannsidene vinkelrett hverandre i inngrep. Antallet tenner i splinen og størrelse kommer an på dreiemomentet som overføres [25].



Figur 4.17 Eksempel på en rettsidet spline tegnet i KISSsoft.

### 4.15.2 Polygonkobling

En polygonkobling har samme funksjon som en spline, men bruker her en polygon som innfestning. Polygonene bidrar til å minimere slakk, i tillegg til at spenningskonsentrasjonene fordeles over et større område sammenliknet med en tradisjonell spline [26].



Figur 4.18 Eksempel på en polygonkobling tegnet i KISSsoft.

### 4.15.3 Skjærpinner og bolter

Skjærpinner kan brukes for å statisk låse fast komponenter som påføres ytre krefter. Disse kan også brukes som offermekanisme dersom det skulle oppstå krefter som kan gjøre skade på systemet. På den måten, kan man unngå at gods i et eventuelt girkassehus ødelegges.

For å beregne arealet av et skjærplan for bolter og skjærpinner, benyttes det formel 48 for areal av en sirkel.

$$A_{sirkel} = \pi \cdot r^2 \quad (48)$$

For å beregne arealet som blir utsatt for krefter i et bolthull, antas det at kreftene blir spredd over halve arealet av hullet. Formel 49 benyttes for å finne arealet av halve hullet.

$$A_{bolthull} = \pi \cdot r \cdot l \quad (49)$$

Hvor  $r$  er radiusen og  $l$  lengden. Videre kan normalspenning og skjærspenning beregnes ved formel 50.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (50)$$

Der  $F$  er kraft i newton og  $A$  er areal.

Styrken for en bolt er avhengig av materialet bolten er laget av, og metriske bolter deles inn etter klasse. Info for klasse 10,9 og 12,9 er samlet i tabell 4.3 [17].

Tabell 4.3 Materialeegenskaper for bolter.

Bolt klasse	Minimum strekkfasthet MPa	Minimum flytegrense MPa
10,9	1040	940
12,9	1220	1100

## 4.16 Smøring av girsystem

For å unngå høy slitasje i et girsystem, er implementeringen av smøring nødvendig. Det finnes flere måter å gjøre dette på, hvor det enkleste involverer bruken av oljebad. Dette fungerer ved at tannhjulene flyter i girolje, som fordeler seg rundt i girkassen når tannhjulene roterer [27].

## 5 Konsept

ION Racing UiS har et ønske om en overgang fra bakhjulsdrift, til firehjulsdraft. Dette fordi det vil kunne bedre bilens dynamiske kjøreegenskaper, i tillegg til at man åpner for mer læring.

Konseptuelt kan man implementere dette ved å ha en elektromotor for hvert av bilens fire hjul, hvor man individuelt styrer hastighet og kraftutgang på disse ved bruk av elektronikk. For å få realisert dette, trenger man å designe drivlinjen slik at man kan overføre kraft ut til alle bilens hjul individuelt.

Det har basert på tidligere utledninger gjort av *ION Racing UiS* i 2023 blitt konstatert at en god løsning på dette kan være ved en hjulmontert drivlinje, hvor man benytter en planetarisk girkasse for å oppnå ønsket girutveksling. Dette er en løsning som er godt etablert i *Formula Student*, og man ser at det finnes flere ulike implementeringsløsninger.

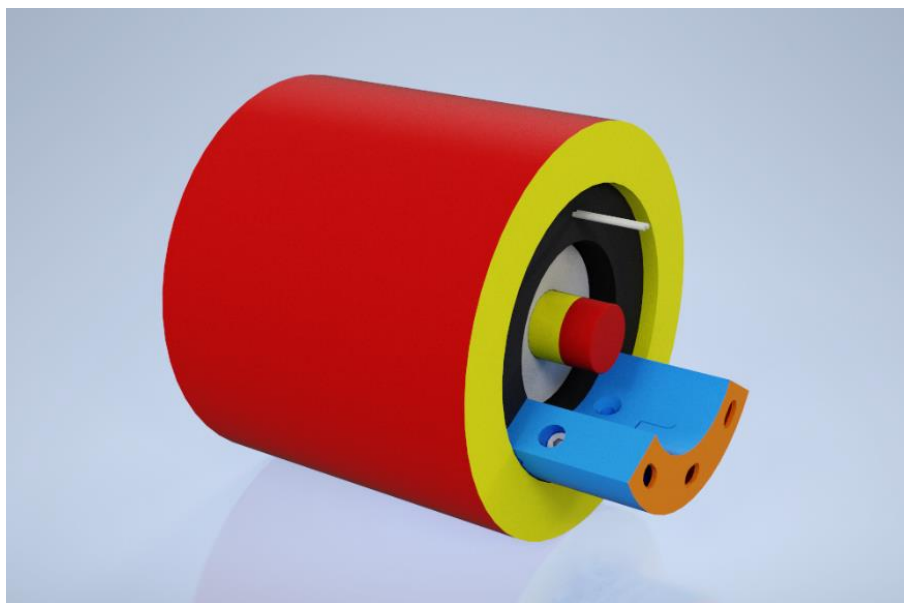
Det er ønskelig å designe systemet slik at det krever så lite inngrep som mulig i bilens resterende systemer, i tillegg til at man ønsker å holde vekten og produksjonskostnaden lav.

## 5.1 Motorvalg

På bakgrunn av utledninger gjennomført av elektroavdelingen ved *ION Racing UiS* i 2023, har det blitt konstatert at det skal brukes en elektromotor produsert av *Fischer* med modellnummeret *TI085-052-070-04B7S-07S04BE2*.

Motoren har en maksimal omdreiningshastighet på 20000 RPM og et høyeste dreiemoment på 29,1 Nm. Basert på motordata utgitt av produsenten, ser man at kraftbehovet til motoren samsvarer med regelverksbegrensningene i *Formula Student*. Motoren har relativt lav vekt og et kompakt design som gjør at den passer til bruk i et firehjulssystem. På grunn av motorkarakteristikken, vil det kreves en høy girutveksling for å oppnå ønskede kjøreegenskaper.

Motorens hus og aksling skal produseres av *ION Racing UiS*, før de sendes til ferdigstilling hos *Fischer*. De ulike komponentene har definerte minimumsdimensjoner utgitt av produsenten. Utover disse er resterende mål designvariabler.



Figur 5.1 Illustrasjon av elektromotor i DAK.



## 5.2 Valg av planetgirtype

Et planetgir kan settes opp i flere ulike konfigurasjoner ut ifra tiltenkt bruksområde. I dette tilfellet, er den største designutfordringen knyttet til plassen som man har tilgjengelig. Spesielt i systemets radiale retning. Ettersom man også har behov for en høy girutveksling, så ser man at et vanlig planetgir ikke vil la seg gjøre, og dermed bortfaller som alternativ.

Da står man igjen med sammensatte og seriemonterte planetgir. Av disse, vil det sammensatte planetgiret være det mest arealeffektive, i tillegg til at man her får fordelt kreftene bedre enn i et seriemontert planetgir, hvor man ser at solgiret ofte blir et svakt ledd. På bakgrunn av dette blir det besluttet å gå videre med et sammensatt planetgirdesign.

Tabell 5.1 Sammenlikning av de tre designalternativene for planetgir.

Planetgir	Seriemonterte planetgir	Sammensatte planetgir
Plass	Plass	Plass
Kompleksitet	Kompleksitet	Kompleksitet
Komponenter	Komponenter	Komponenter

## 5.3 Valg av tannhjulsgeometri til bruk i planetgirkassen

En planetgirkasse består som tidligere nevnt av flere tannhjul i inngrep. Det finnes flere ulike tannhjulstyper, som har sine respektive bruksområder. I planetariske girkasser, er det vanlig med bruk av både heliske og rette tannhjul, hvor hvilken av disse som egner seg best avhenger av det tiltenkte bruksområdet.

I dette tilfellet, må produksjonskostnad og tilgjengelig plass prioriteres høyest. Da ser man at de rettkuttede tannhjulene vil egne seg best. I tillegg, ser man at rette tannhjul har større grad av effektivitet sammenliknet med de heliske.

Tabell 5.2 Sammenlikning av de to designalternativene for tannhjul.

Rette tannhjul	Heliske tannhjul
Effektivitet	Effektivitet
Støy & vibrasjon	Støy & vibrasjon
Produksjon	Produksjon
Kostnad	Kostnad

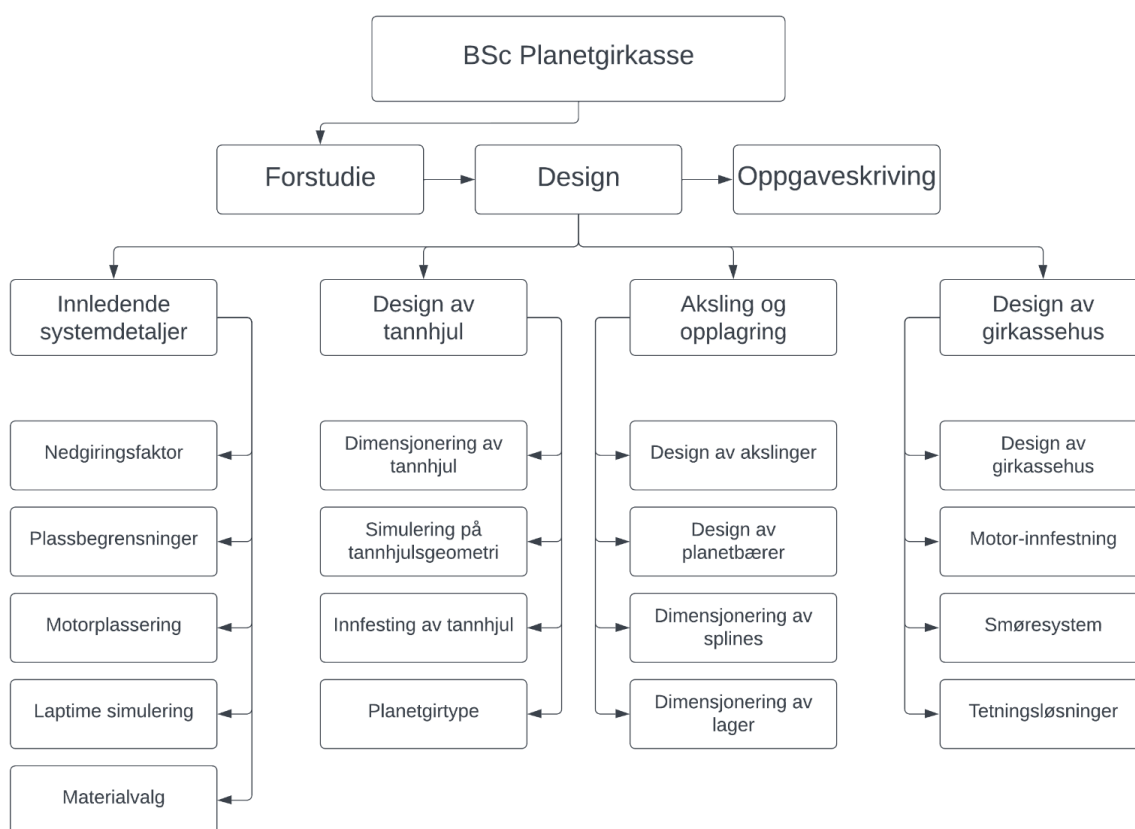
## 5.4 Prosjektplan

På bakgrunn av tidligere kunnskap kjent av *ION Racing UiS*, i tillegg til konseptutledningene nevnt tidligere, skal det designes et nytt system som tillater for firehjulsdrift. Dette vil bli gjort ved å plassere en motor i hvert hjul, hvor man benytter en sammensatt planetgirkasse for å gire ned motoren til riktig utveksling. Disse vil plasseres i bilens hjulnav.

Prosjektet omfatter utledning av innledende systemdetaljer, heriblant girutveksling, plassbegrensninger, plassering av motor i forhold til girkasse og hvilke materialer som egner seg til bruk i systemet.

Videre må det designes tannhjul og tannhjulsinnfestninger, i tillegg til akslinger, hvor man også må ta høyde for opplagring, kraftoverføringer og innfesting.

Til slutt må det designes et girkassehus som sammenfører motoren, girkassen og hjulnavet. Her må det også tas høyde for smøring.



Figur 5.2 Designtre av Planetgirkasse hentet fra forstudierapport.

## 6 Innledende systemdetaljer

### 6.1 Motordata

I forkant av girkasseutviklingen, er det viktig å kjenne til motordataen. Det er kjent at systemet skal ta i bruk fire *Fisher*-elektromotorer som vist i figur 5.1.

Motordata som strømforbruk, effektivitet og effekt oppgis av leverandøren. Ved tolkning av utgitte plott og grafer, kan man finne ut hvor mye dreiemoment og rotasjonshastighet girkassen vil utsettes for.

Strøm-dreiemoment diagrammet i figur 4.3 og motordataen i vedlegg A.5, viser at det trengs 61 Ampere for å oppnå maks dreiemoment på 29,1 Nm. Hvor mye strøm som kan leveres til motorene, vil begrenses av bilens elektriske system.

Det elektriske systemet vil i dette tilfellet ikke danne en flaskehals ettersom det, ifølge utledninger av elektrisk avdeling på *ION Racing UiS* i 2023, vil klare å levere 61 Ampere til hver motor. Derfor må girkassen dimensjoneres for et dreiemoment på 29,1 Nm.

Videre er motorytelsen avhengig av hvor mye effekt som kan tilføres. Effekt begrenses av regelverket i *Formula Student* til 80 kW, hvor dette fordeles på fire motorer og resulterer i at hver motor tilføres maksimalt 20 kW.

Motorens mekaniske effekt oppgis i effektivitetsplottet i figur 4.6. Plottet viser hvordan effektiviteten er størst langs en lineær linje mellom effekt og dreiemoment.

Ved akselerasjon vil dreiemomentet være høyt, mens rotasjonshastigheten vil være lav. Ved høye hastigheter skjer det motsatte, og man får en høy rotasjonshastighet med et lavt dreiemoment.

Effektiviteten estimeres til 95% for hele spektrumet. Den mekaniske effekten per motor kan dermed regnes ut etter formel 8.

$$20 \text{ kW} \cdot 0,95 = 19 \text{ kW} \quad (8)$$

Ut fra hastighet-effekt grafen i figur 4.4, ser man at maksimal motoreffekt er 35 366 W. Det vil si at motorens effektgrense overstiger tilgjengelig mekanisk effekt. Derfor vil dreiemomentet ved høyere rotasjonshastigheter ikke kunne overstige momentet som sendes ut ved 19 kW. Dreiemoment ved ulike rotasjonshastigheter med en maksimal påført effekt gjengis i vedlegg A.6.2.

Det nominelle spenningsområdet, som vist i figur 4.5, brukes til å estimere motoreffekten over en lengre periode. Nominell effekt utgjør 11,1 Nm. Tabell for dreiemoment ved ulike rotasjonshastigheter for nominell effekt gjengis i vedlegg A.6.1.

Informasjonen fra tabellene kan benyttes i forbindelse med rundetidssimulering i OptimumLap, med hensyn på beregning av girutveksling.

## 6.2 Utleddning av girutveksling

Girutvekslingen kan bestemmes ut fra hvilke egenskaper man ønsker å gi bilen.

Når girutvekslingen bestemmes, ser en på hvilken rotasjonshastighet hjulet må ha for å oppnå en bestemt toppfart. I dette tilfellet, vil denne være mye lavere enn motorens rotasjonshastighet.

Det brukes en topphastighet på 120 km/t, og motorens maksimale rotasjonshastighet er 20000 RPM. Radiusen på hjulet er 0,26 m, og dermed kan hjulets rotasjonshastighet beregnes ved bruk av formel 2.

$$\frac{\frac{120 \text{ km/t}}{3,6} \cdot 60}{2\pi \cdot 0,26 \text{ m}} \approx \mathbf{1224 \text{ RPM}} \quad (2)$$

Videre kan girutveksling nå beregnes ved bruk av formel 3.

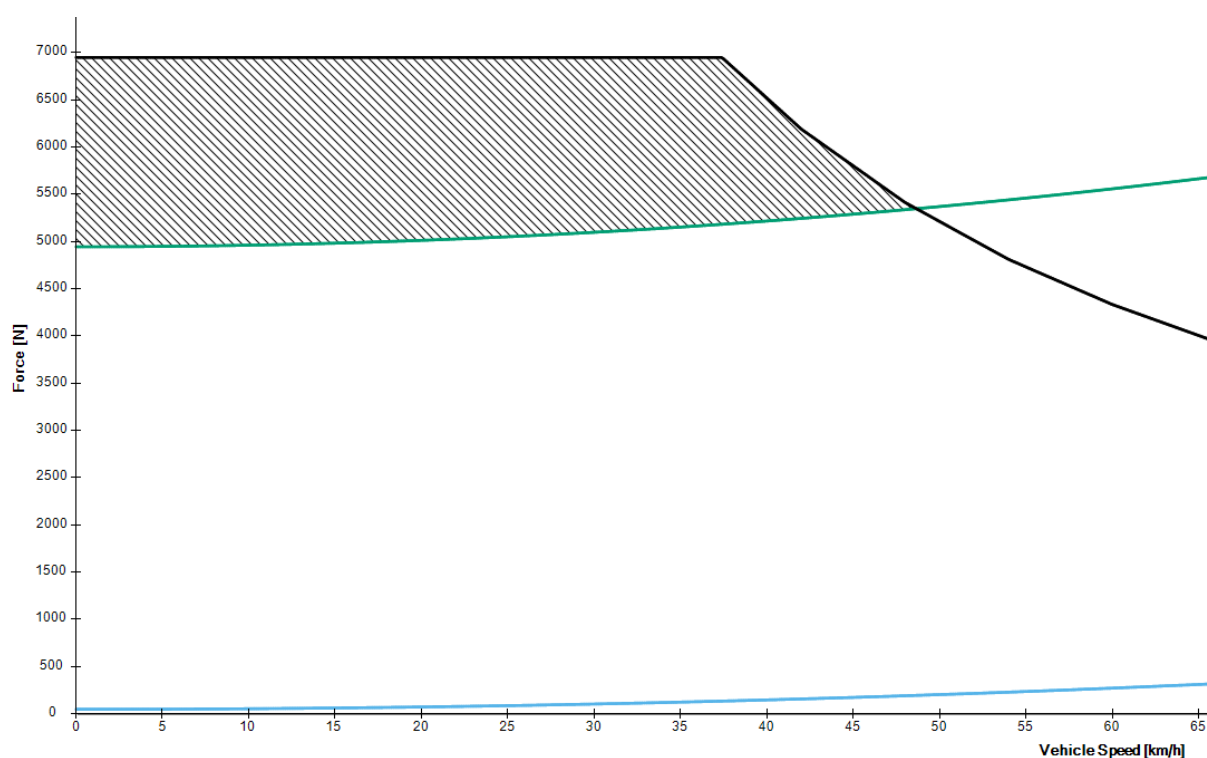
$$\frac{20000 \text{ RPM}}{1224 \text{ RPM}} \approx \mathbf{16,34} \quad (3)$$

En toppfart på 120 km/t kan oppnås med en girutveksling på 16,34. For å finne ut om dette er en topphastighet som passer bilen bra, blir girutvekslingen testet opp mot andre faktorer som påvirker bilen ved simulering i *OptimumLap*.

## 6.2.1 Friksjonskrefter mellom dekk og underlag

Hvor mye friksjonskrefter det oppstår mellom dekket og underlaget er en viktig faktor når det bestemmes girutveksling. Høyere girutvekslinger fører til høyere dreiemoment og mer krefter levert av drivverket til dekket. Hvis drivverkskreftene som levers til dekket overstiger kreftene som kan tas opp av friksjonen mellom dekket og underlaget vil hjulspinn oppstå.

*OptimumLap* beregner både drivverkskreftene og friksjonskreftene i hjulet. Figur 6.1 under viser et utklipp av grafen for kreftene som oppstår med en girutveksling på 16,34, hele grafen legges i vedlegg A.8.6



Figur 6.1 Grønn linje: graf over friksjonskrefter. Svart linje: kraft som blir levert av drivverket. Blå linje: luftmotstand.

Fra figur 6.1 ser en at drivverkskreftene er høyere enn friksjonskreftene som fører til at det oppstår hjulspinn. Det skraverete området viser hvor det vil oppstå hjulspinn, noe som fører til at drivverkets fulle potensial ikke blir utnyttet.

Ifra grafen så ser en at en opplever hjulspinn helt opp til en fart på 48 km/t. Her er krysningpunktet mellom friksjon og drivverkskreftene, og for høyere hastigheter vil det ikke oppstå hjulspinn.

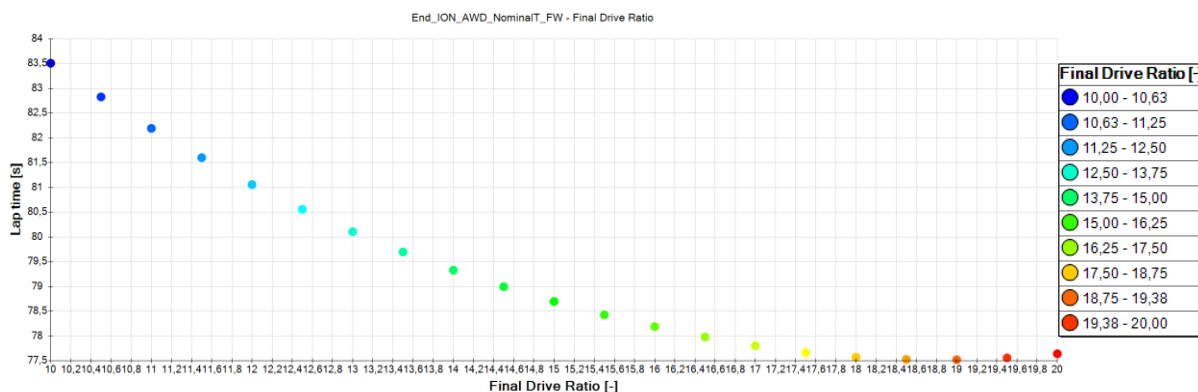
## 6.2.2 Rundetidsimulering i Optimumlap

I simuleringen brukes ulike parametere som hentes fra 2024 bilen til *ION Racing UiS, Saga*. Brukte parametere finnes i tabellen i vedlegg A.8.

Det blir utført fire batch-simuleringer, en for hver dynamisk øvelse. Parametere justeres i forhold til hvilken øvelse man simulerer på, slik at resultatet skal samsvare best mulig med virkeligheten.

Øvelsen *Acceleration* vil simuleres med åpen bakvinge, slik at luftmotstanden reduseres. Dette vil også føre til et redusert marktrykk.

For *Endurance*, vil det simuleres med nominelt dreiemoment fra motoren, ettersom man ikke vil klare å yte maksimal motoreffekt over en så lang tidsperiode.



Figur 6.2 Simulering av *Endurance*-øvelsen med nominell motoreffekt.

Resultatene oppgis i plott, med rundetid på y-aksen og girutveksling på x-aksen som vist i figur 6.2.

Videre kjøres det også simuleringer for de resterende dynamiske øvelsene, hvor bilens parametere settes opp på samme måte som i virkeligheten så godt dette lar seg gjøre. Plott for resterende simuleringer av øvelsene *Autocross*, *Acceleration* og *Skidpad*, finnes i vedlegg A.8.

Resultatene fra simuleringene samles i tabell 6.1. Her ser man at det er områder hvor girutvekslingen ikke påvirker resultatet, ettersom man i enkelte tilfeller begrenses av veigrepet vist i figur 6.1.

Tabell 6.1 Resultater fra simulering på girutveksling.

Øvelse	Brukt parameter	Utvekslingsområde
<i>Endurance</i>	Maksimalt dreiemoment	10 – 16,5
<i>Endurance</i>	Nominelt dreiemoment	17 – 20
<i>Autocross</i>	Maksimalt dreiemoment	10,5 – 17
<i>Acceleration</i>	Maksimalt dreiemoment. Åpen bakvinge.	12 – 15,5
<i>Skidpad</i>	Maksimalt dreiemoment	12,5 – 20

Simuleringsresultatene tyder på at en utveksling mellom 12,5 - 15,5 vil egne seg godt dersom man belager seg på maksimalt påført dreiemoment. For *Endurance*, ser man derimot at en høyere utveksling kan være mer egnet på grunn av dreiemomentbegrensningene.

En høy utveksling vil være gunstig for å redusere aksellerasjonstiden. Ved lavere utvekslinger kan man derimot korrigere for dette ved å påføre mer dreiemoment i korte perioder.

Lavere utvekslinger vil derimot være mer gunstig med tanke på design av girkassen, ettersom man kan gjøre systemet mer kompakt og dermed får mer frihet i forbindelse med design.

Basert på en samlet vurdering settes girutvekslingen til 14, som er en tilnærmet middelvei og vil kunne gi god designfleksibilitet, samtidig som man oppnår de rette kjøreegenskapene. Tabell 6.2 under viser rundetiden som er målt for en girutveksling på 14.

Tabell 6.2 Resultater fra simulering av rundetid med girutveksling på 14.

Øvelse	Brukt parameter	Rundetid i sekunder
<i>Endurance</i>	Maksimalt dreiemoment	75,2
<i>Endurance</i>	Nominelt dreiemoment	79,33
<i>Autocross</i>	Maksimalt dreiemoment	69,64
<i>Acceleration</i>	Maksimalt dreiemoment. Åpen bakvinge.	3,44
<i>Skidpad</i>	Maksimalt dreiemoment	18,73

## 6.3 Valg av konstruksjonsmaterialer til girkassen.

Det skal velges materialer for de ulike komponentene i girkassen. Heriblant tannhjulene, akslingene og hjulnavet. For å forenkle designprosessen, vil det velges ett materiale for tannhjulene, ett for akslingene og ett for hjulnavet.

### 6.3.1 Materialvalg tannhjul

Tannhjulene vil konstrueres i stål, og materialutvalget til *Uddeholm* brukes i utpekingsprosessen. *Uddeholm* leverer et bredt spekter av materialer som ofte brukes til produksjon av verktøy og produksjonsutstyr, og er derfor godt egnet til bruksområder hvor det kreves slitesterke materialer [28].

Ettersom man ønsker å unngå tannhjulsgroping, er det viktig å velge et materiale som har høy motstandsevne, eller hardhet [29]. Hardheten kan også økes ved herding etter produksjon.

Det er også viktig å ha høy flytegrense, slik at man ikke opplever plastisk deformasjon ved høy belastning [30]. Trykket som påføres tennene fører til bøyepenninger, og man kan da risikere at tennene bryter ved tannroten.

De tre materialene *Uddeholm Caldie*, *Uddeholm Elmax Superclean* og *Uddeholm Skolvar*, blir sammenliknet som tre alternative kandidater.

Tabell 6.3 Sammenlikning av tre alternative materialer fra *Uddeholm* sin materialkatalog.

Materiale	Tetthet: <i>kg/m<sup>3</sup></i>	E-Modul: <i>MPa</i>	Flytegrense: <i>MPa</i>	Strekfasthet: <i>MPa</i>	Hardhet: <i>HRC</i>
<i>Uddeholm Caldie</i>	7 820	213 000	1 900	2 500	61
<i>Uddeholm Elmax Superclean</i>	7 600	230 000	2 300	3 000	61
<i>Uddeholm Skolvar</i>	7 760	208 000	2 030	2 350	59

Basert på materialegenskapene nevnt i tabell 6.3, velges *Uddeholm Elmax Superclean* til bruk som tannhjulsmateriale.



### 6.3.2 Materialvalg akslinger

Ved valg av akselmateriale er det viktig at materialet har høy flytegrense og høy stivhet [17].

Materialene *Uddeholm Caldie* og *Uddeholm Unimax* er to gode kandidater her. Høyere stivhet flytegrense kan oppnås ved etterbehandling av materialene [28].

Tabell 6.4 Sammenlikning av de to materialalternativene for akslinger.

Material	Tetthet: $kg/m^3$	E-Modul: $MPa$	Flytegrense: $MPa$	Strekfasthet: $MPa$	Hardhet: <i>HRC</i>
<i>Uddeholm Caldie</i>	7 820	213 000	1 900	2 500	61
<i>Uddeholm Unimax</i>	7 790	213 000	1 800	2 280	58

*Uddeholm Caldie* velges ut basert på egenskapene gjengitt i tabell 6.4. Materialet har høy stivhet og høy flytegrense, og passer derfor fint for bruksområdet.

### 6.3.3 Materialvalg hjulnav

Hjulnavet til *ION Racing UiS* er historisk sett konstruert med aluminium av typene *6082 T6* og *7075 T6*. Det er ønskelig å fortsette med en aluminiumslegering, da dette er en større del av hjulopphenget og vektbesparelsen i forhold til stål vil være høy.

Ut ifra materialeegenskapene sammenliknes aluminiumslegeringen *Uddeholm Alumec 89* med de tidligere legeringene brukt av *ION Racing UiS*.

Tabell 6.5 Sammenlikning av de to materialalternativene for akslinger.

Material	Tetthet: $kg/m^3$	E-Modul: $MPa$	Flytegrense : $MPa$	Strekfasthet: $MPa$	Hardhet: <i>HB</i>
<i>Alumec 89</i>	2 830	71 500	610	670	180
<i>6082 T6</i>	2 700	69 000	200	270	95
<i>7075 T6</i>	2 800	72 000	400	470	150

Basert på sammenlikningen i tabell 6.5, velges *Alumec 89* som konstruksjonsmateriale for hjulnavet.

## 6.4 Levetid for girsystem

I motsetning til vanlige personbiler, behøver ikke girkassen som skal brukes av *ION Racing UiS* å ha lang levetid.

I løpet av en konkurranse, kjøres bilen kun en distanse på omtrent 30 km totalt. Dersom man regner med en snittfart på 60 km/t, resulterer dette i en brukstid på kun 30 minutter. I tillegg, vil bilen også testes i forkant og etterkant av konkurransen. Basert på tidligere testperioder, vil brukstiden her dreie seg om et fåtall timer.

Det konkluderes derfor med at en levetid på 50 timer er tilstrekkelig for en sesong med kjøring.

*KISSsoft* kan benyttes for levetidssimuleringer. Programmet baserer seg på verst tenkelige scenario og kjører girsystemet med konstant full last. Dette fører til at man i realiteten vil kunne oppleve en mye lengre levetid, ettersom det ikke er realistisk å utsette systemet for slike påkjenninger over så lang tid.

Levetiden beregnes med en rotasjonshastighet på 6235 RPM, et dreiemoment på 29,1 Nm og en girutveksling på 14. Fra dette, kan hjulets rotasjonshastighet beregnes med formel 3.

$$\frac{6235 \text{ RPM}}{14} = \mathbf{445,4 \text{ RPM}} \quad (3)$$

Videre brukes formel 3 for å beregne kjøredistansen.

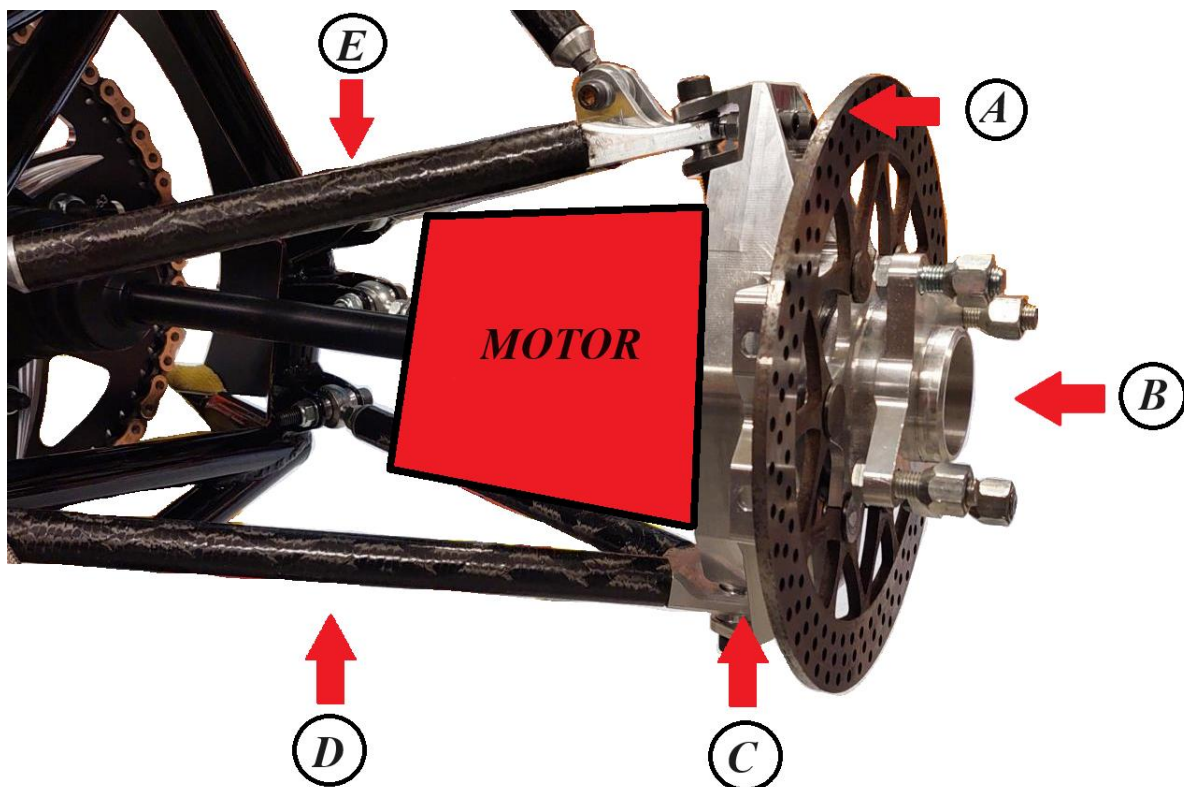
$$\frac{445,4 \text{ RPM} \cdot 2\pi \cdot 0,26 \text{ m} \cdot 3,6}{60} = \mathbf{43,7 \text{ km/t}} \quad (3)$$

$$43,7 \text{ km/t} \cdot 50 \text{ t} = \mathbf{2183 \text{ km}}$$

Ved 50 timers levetid, vil man kunne kjøre en distanse på rundt 2183 km, noe som er tilstrekkelig for bruksområdet til *ION Racing UiS*.

## 6.5 Plassbegrensninger for girkasse

Ettersom girkassen skal innlemmes i hjuloppheng, har man et begrenset arbeidsområde å forholde seg til. Som vist i figur 6.3, består hjuloppheng av mange ulike komponenter og det er derfor ønskelig å lage girkassen så liten som mulig. På den måten vil den kunne implementeres uten store inngrep i de andre systemene.



Figur 6.3 Sketsj av hvordan motoren og girkassen kan innlemmes i dagens hjuloppheng, hvor girkassen vil komme mellom motoren og hjulnavet. A: Øvre festepunkt på hjulspindel. B: Hjulnav. C: Nedre festepunkt på hjulspindelen. D: Nedre bærearmer. E: Øvre bærearmer.

Plasseringen av girkassen fører til at den blir stående innenfor hjullagrene i hjulspindelen. Hjullagrene er valgt ut av *SKF* sin katalog, og det er bestemt ta i bruk to vinkelkontaktkulelagre av typen *SKF 71816 CD/P4* per hjulspindel [23]. Lagrene har en indre diameter på 80 mm, dette blir ytre diameter for komponentene som skal plasseres innenfor hjullagrene. Valget av hjullagrene er basert på vektbesparelse da det skal tas i bruk åtte lager i systemet. Lager som har en indre diameter over 80 mm stiger kraftig i vekt. Dette er fordi minstebredden på lageret øker fra 10 mm til 13 mm.

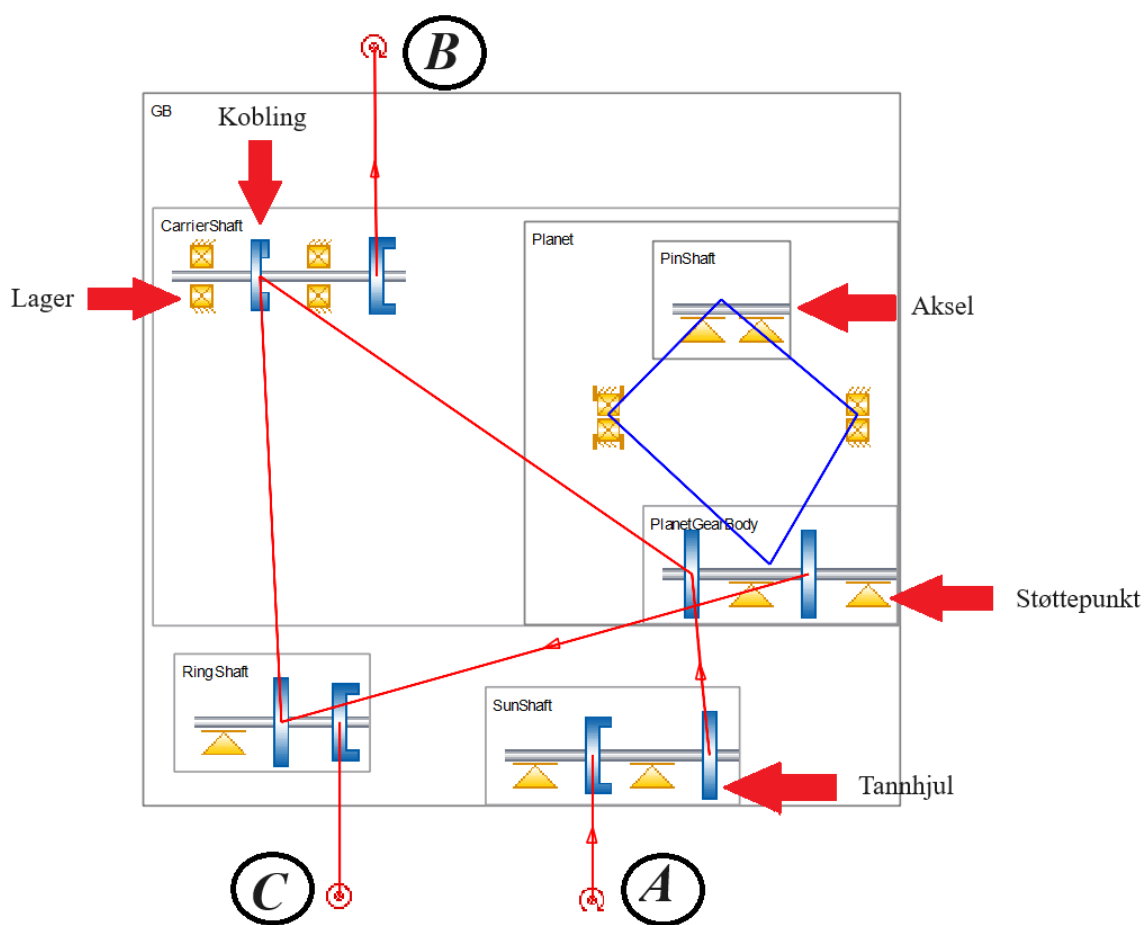
Tabell 6.6 Vektforskjellen mellom de ulike lagertypene. Lagervalget fører til en vektbesparelse på minst 0,912 kg.

Lager	Indre diameter mm	Vekt per lager kg	Samlet lager vekt kg
SKF 71816 CD/P4	80	0,152	1,216
SKF 71817 CD/P4	85	0,266	2,128
SKF 71818 CD/P4	90	0,279	2,232

## 7 Design av girkasse

### 7.1 Systemdesign i KISSsoft/ KISSsys

KISSsys tillater for oppsett og visualisering av girsystemer [11]. Programmet er satt sammen av flere ulike elementer, hvor man blant annet har et designtre, et koblingsdiagram og et 3D-vindu med en modell av girsystemet. Figur 7.1 illustrerer ferdig oppsatt kinematikkskjema.



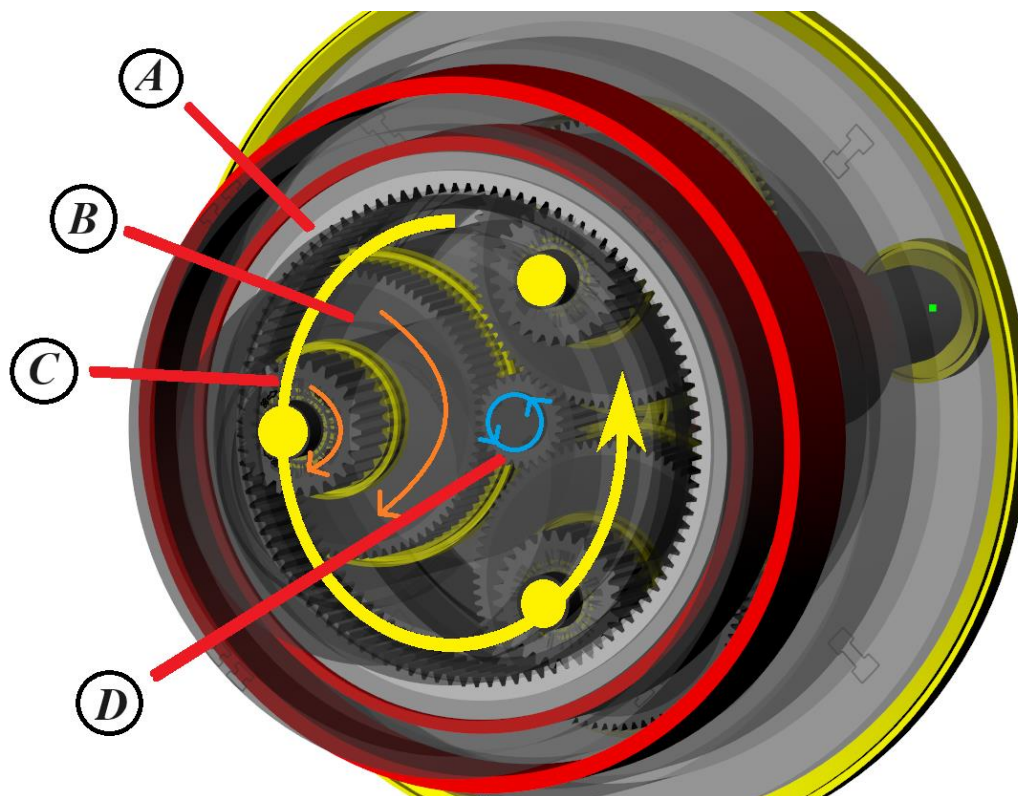
Figur 7.1 Kinematikkskjema i KISSsys. Punkt A illustrerer kraftinnngang. Punkt B illustrerer kraftutgang. Punkt C illustrerer en bevegelsesbegrensning. Røde linjer illustrerer hvordan kraften overføres mellom de ulike tannhjulene. Blå linjer viser kobling mellom planetenes akslinger og opplagringspunkter.

### 7.1.1 Oppsett av modelltre og kinematikk i KISSsys

For å sette opp girsystemet i KISSsys er det en rekke ting man må ta hensyn til. Programmet tilbyr normalt sett flere ulike arbeidsmaler som man kan modifisere for å tilpasse eget system. Heriblant planetgir. I dette tilfellet, kan man ikke bruke disse, ettersom det ikke finnes en mal for sammensatte planetgir. Derfor må systemet settes opp fra grunnen av, ettersom man ikke vil få riktige resultater ellers.

Systemet består av flere ulike elementer som må kobles sammen. Solgiret sitter på motorakslingen og gir kraft inn i systemet. Dette kobles deretter på det første av to planetsteg, hvor hvert steg består av tre planeter som går i bane om solgiret. Planetstegene ligger på samme aksel, og man får en kraftoverføring fra første planetsteg til det andre gjennom denne. Planetene holdes på plass av en planetbærer som støtter opp om akslingene. Det andre planetsteget kobles deretter inn på et ringgir som ligger fastlåst ytterst i systemet.

De tre planetene vil dermed bevege seg om solgiret, mens ringgiret vil stå i ro, slik at rotasjonsmomentet overføres fra de tre planetakslingene og over i hjulnavet.



Figur 7.2 3D Modell av ferdig sammensatt planetgir i KISSsys. A: ringgir. B: planet 1. C: planet 2. D: solgir. Blå pil: rotasjonsretning kraftinngang solgir. Oransje piler: rotasjonsretning planet 1 og planet 2. Gul pil og gule punkter: Rotasjonsretning og kraftutgang.

## 7.2 Dimensjonering av tannhjul

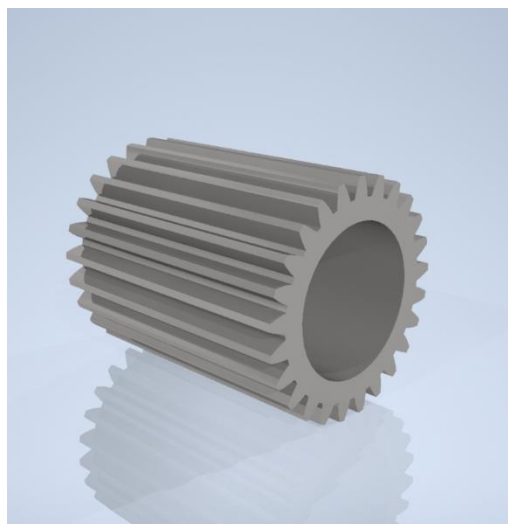
Når tannhjulene dimensjoneres, må det tas hensyn til komponentene rundt. Dette medfører enkelte begrensninger. Systemet deles opp i to steg, hvor første steg er forholdet mellom solgiret og planet 1, og det andre steget er forholdet mellom planet 2 og ringgiret. Tannhjulene dimensjoneres i henholdt til *ISO 53:1998 Profil A* [31].

### 7.2.1 Dimensjonering av solgir

For å ha størst mulig utveksling bør solgiret holdes så lite som mulig, mens det fortsatt holdes av plass til akslingen. Derfor blir minstemålet for kantsirkelen satt til 10 mm for å gi plass til kraftoverføring og aksling. Et tannhjul med 25 tenner og modul på 0,6 resulterer i en kantsirkel på 10,5 mm, innenfor kravet.

Tabell 7.1 spesifikasjoner for solgiret

Solgir	Verdi	Enhet
Modul	0,6	N/A
Kontaktvinkel	20	grader
Antall tenner	25	N/A
Bredde	20	mm
Toppersirkel	16,2	mm
Delesirkel	15	mm
Fotsirkel	13,5	mm
Kantsirkel	10,5	mm
Y	0,3415	N/A

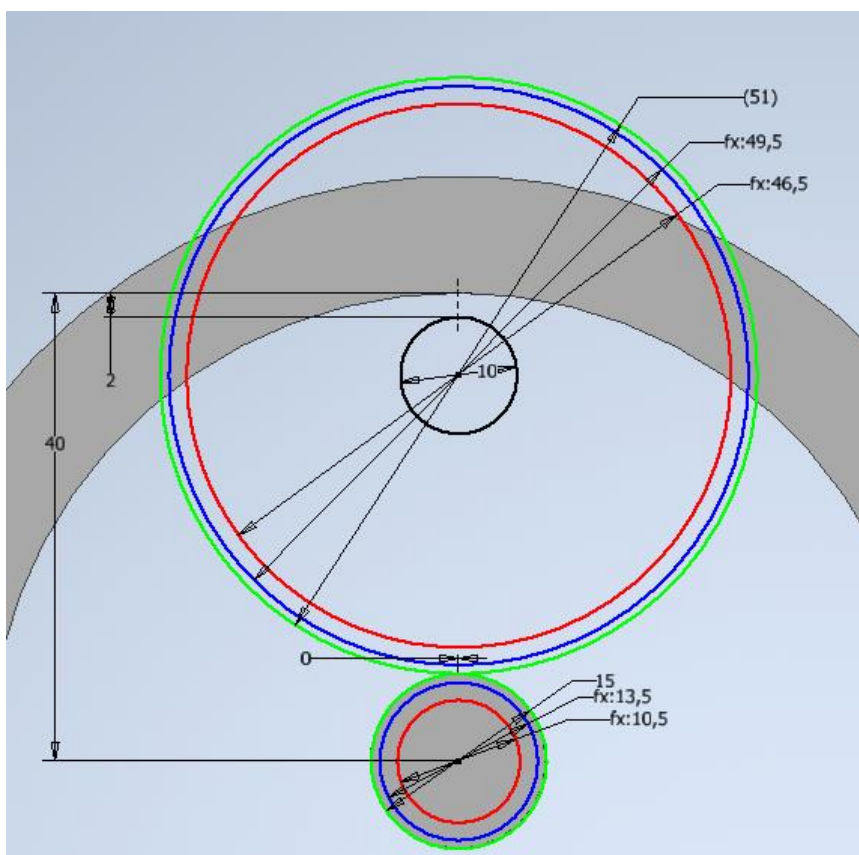


Figur 7.3 DAK modell av solgiret. Modellert i Autodesk Inventor.

## 7.2.2 Dimensjonering av planet 1

Ved design av planet 1 er det ikke tannhjulgeometrien som begrenser størrelsen, men senteravstanden mellom planet 1 og solgiret. Planet 1 er den eneste komponenten som kan gå over den radiale begrensningen på 80 mm som vist i figur 7.4. Dette er fordi det er mulig for å lage en åpning i hjulspindelen hvor tannhjølet kan stikke ut. Så lenge tannhjølet passer inn åpningen på 80 mm, vil monteringen ikke være et problem.

På grunn av dette, er det senteravstanden som er den begrensende faktoren. Videre må det settes av plass til aksling og til gods mellom aksling og hjullager. Det blir satt av 5 mm i radius for planetakslingen, og 2 mm gods på hjulnavet. Største senteravstand blir derfor 33 mm vist i figur 7.4. Største delesirkel på planet 1 kan dermed regnes ut.



Figur 7.4 Oppsett for hvordan man kan sette opp de ulike planetsirkelene i Autodesk Inventor



*Største senteravstand – Radius delesirkel = Radius største delesirkel planet 1*

$$33\text{mm} - 7,5\text{mm} = \mathbf{25,5\text{mm}}$$

Planet 1 kan da settes opp med en maksimal delesirkelradius på 25,5 mm. Tannhjulet får 85 tenner med modul 0,6 som en delesirkel på 51 mm. Det settes av 2 mm med gods til hjulnavet.

*Tabell 7.2 spesifikasjoner for planet 1*

Planetgir 1	Verdi
Modul	0,6
Kontaktvinkel	20 °
Antall tenner	85
Bredde	20 mm
Toppsirkel	52,2 mm
Delesirkel	51 mm
Fotsirkel	49,5 mm
Kantsirkel	46,5 mm
Y	0,4398



*Figur 7.5 DAK modell av planet 1. Modellert i Autodesk Inventor.*

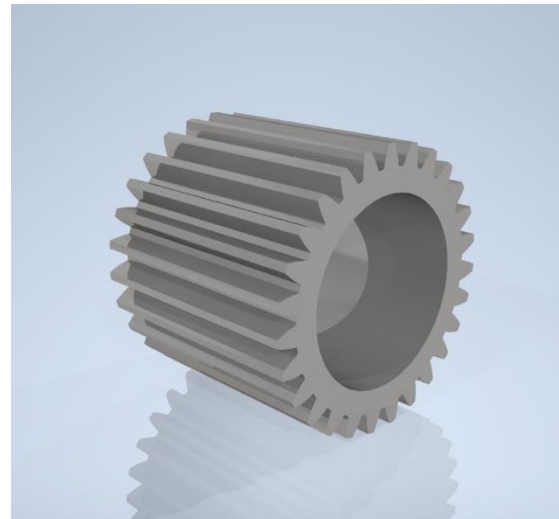
### 7.2.3 Dimensjonering av planet 2

I steg 2 er det ønskelig med høyere modul enn i steg 1. Høyere modul fører til at tannbøyingen fordeles på et større areal, noe som er ønskelig ettersom dreiemomentet vil være høyere sammenliknet med steg 1. Dette skjer som et resultat av utvekslingen i det første steget.

Planet 2 begrenses av akslingens størrelse og lageret som står mellom tannhjulet og akslingen. Derfor må planet 2 ha en minste kantsirkel på 14 mm. Delesirkelen settes til 21,6 mm og tannhjulet får 27 tenner med en modul på 0,8. Kantsirkelen ender på 15,6 mm, innenfor minstebegrensning på 14 mm.

Tabell 7.3 spesifikasjoner for planet 2

Planetgir 1	Verdi
Modul	0,8
Kontaktvinkel	20 °
Gir tenner	27
Bredde	20 mm
Toppsirkel	23,2 mm
Delesirkel	21,6 mm
Fotsirkel	19,6 mm
Kantsirkel	15,6 mm
Y	0,3495



Figur 7.6 DAK modell av planet 2. Modellert i Autodesk Inventor.

## 7.2.4 Dimensjonering av ringgir

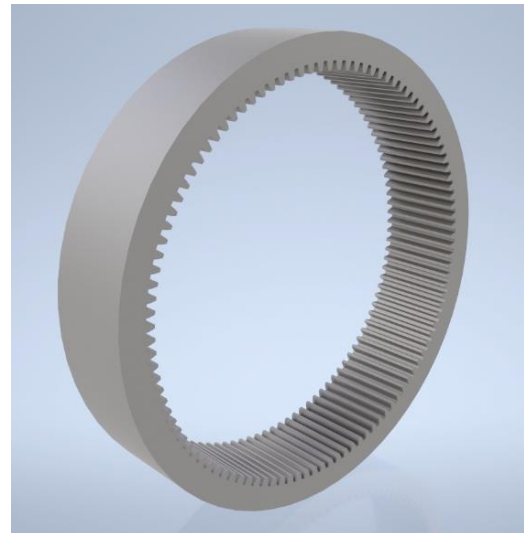
Ringgiret blir den siste delen av girsystemet, og er begrenset av dimensjonene på planet 2 og hjulspindelen. Ringgiret må ha en ytre diameter på 100 mm, som er lik ytre diameter på hjullageret.

Kantsirkelen kan ikke bli mindre enn 94 mm, da det må kunne implementeres en form for låsemekanisme til å holde ringgiret statisk mot hjulspindelen.

Dimensjoneringen til planet 2 gir ringgiret en delesirkel på 87,2 mm. Med en modul på 0,8 får ringgiret 109 tenner og en kantsirkel på 93,2 mm.

Tabell 7.4 spesifikasjoner for ringgir

Planetgir 1	Verdi
Modul	0,8
Kontaktvinkel	20 °
Gir tenner	109
Bredde	20 mm
Toppsirkel	85,6 mm
Delesirkel	87,2 mm
Fotsirkel	89,2 mm
Rim sirkel	93,2 mm
Y	0,449



Figur 7.7 DAK modell av ringgiret. Modellert i Autodesk Inventor.

## 7.2.5 Girutveksling for valgt girsystem

Nå som tannhjulene i girkassen er designet, kan den reelle girutvekslingen beregnes ved formel 12.

$$\left(1 + \frac{109}{27} \cdot \frac{85}{25}\right) \approx \mathbf{14,73} \quad (12)$$

Systemets reelle girutveksling er lik 14,73. Dette er noe høyere enn målet på 14, men kan aksepteres da rundetidssimuleringene viser at differansen utgjør liten forskjell.

Toppfart for bilen kan videre beregnes ved formel 3. Maksimal inngående rotasjonshastighet fra motoren er 20000 RPM.

$$\frac{20000 \text{ RPM}}{14,73} \approx \mathbf{1358 \text{ RPM}} \quad (3)$$

Rotasjonshastigheten til hjulet blir maksimalt 1358 RPM. Formel 2 brukes til å beregne topphastighet.

$$\frac{1358 \text{ RPM} \cdot 2\pi \cdot 0,26 \text{ m} \cdot 3,6}{60} \approx \mathbf{133 \text{ km/t}} \quad (2)$$

Ved bruk av dette girsystemet vil bilen ha en topphastighet på 133 km/t.

### 7.3 Styrkeberegninger girsystem

Førsteutkast av design på tannhjulene som skal brukes i girkassen er nå fastsatt. Videre er det nødvendig å kjenne til kreftene som de ulike tannhjulene utsettes for, heriblant kontaktrykk og tannbøyning.

Utførte beregninger brukes til å kontrollere utregningene til *KISSsoft*, i tillegg til å finne ut hvorvidt girsystemet kan dimensjoneres etter angitt design. Som tidligere nevnt, vil *Uddeholm Elmax Superclean* benyttes som tannhjulsmateriale.

Tabell 7.5 Materialelegenskaper til stålet *Uddeholm Elmax Superclean*

<i>Uddeholm Elmax Superclean</i>	Verdi
E-modul	230 000 MPa
Poissontall	0,3
Hardhet	642 HB
Flytegrense	2 300 MPa

### 7.3.1 Dreiemoment og kontaktkraft i tannhjul

Dreiemomentet  $\tau$  og tangentiell kontaktkraft  $F_t$  som påføres tannhjulene kan beregnes ved formel 4.

$$1293 \text{ N} \cdot 0,0255 \text{ m} \approx \mathbf{33 \text{ Nm}} \quad (4)$$

Kontaktkraften  $F$  og den radiale komponenten  $F_r$  kan beregnes ved trigonometriske identiteter.

Tabell 7.6 Resultat av håndberegninger for dreiemoment, kontaktkraft, samt de tangentielle og radiale kraftkomponentene.

Håndberegninger	Dreiemoment	Kontaktkraft $F$	Tangentiell $F_t$	Radial $F_r$
Solgir	29,1 Nm	1376 N	1293 N	471 N
Planet 1	33 Nm	1376 N	1293 N	471 N
Planet 2	33 Nm	3252 N	3056 N	1112 N
Ringgir	400 Nm	3252 N	3056 N	1112 N

Tabell 7.7 Resultat fra KISSsoft for dreiemoment, kontaktkraft, samt de tangentielle og radiale kraftkomponentene.

KISSsoft	Dreiemoment	Kontaktkraft $F$	Tangentiell $F_t$	Radial $F_r$
Solgir	29,1 Nm	1376 N	1293 N	471 N
Planet 1	33 Nm	1376 N	1293 N	471 N
Planet 2	33 Nm	3249,7 N	3053,7 N	1111,5 N
Ringgir	399 Nm	3249,7 N	3053,7 N	1111,5 N

### 7.3.2 Kontaktrykk i tannhjul

Beregning av tillatt kontaktrykk gjøres ved formel 20.

$$642 \text{ HB} \cdot 1,75 = \mathbf{1123,5 \text{ MPa}} \quad (20)$$

Kontaktrykket som oppleves kan beregnes ved formel 19

$$\sqrt{\frac{1293 \text{ N} \left( \frac{2}{15 \text{ mm} \cdot \sin 20^\circ} + \frac{2}{51 \text{ mm} \cdot \sin 20^\circ} \right)}{\pi \cdot 20 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ \cdot \left( \frac{1 - 0,3^2}{230000 \text{ MPa}} + \frac{1 - 0,3^2}{230000 \text{ MPa}} \right)}} \approx \mathbf{1180 \text{ MPa}} \quad (19)$$

Tabell 7.8 Resultat fra håndberegninger av opplevd kontaktrykk og tillat kontaktrykk.

Håndberegninger	Tangentiell kontaktrykk	Tillat kontaktrykk
Sol gir	1180 MPa	1123,5 MPa
Planetgir 1	1180 MPa	1123,5 MPa
Planetgir 2	1490 MPa	1123,5 MPa
Ringgir	1490 MPa	1123,5 MPa

Tabell 7.9 Opplevd kontaktrykk og tillat kontaktrykk hentet fra KISSsoft.

KISSsoft	kontaktrykk	Tillat kontaktrykk
Sol gir	1516,4 MPa	1597,3 MPa
Planetgir 1	1509,9 MPa	1920,2 MPa
Planetgir 2	1247,2 MPa	1935 MPa
Ringgir	1204,1 MPa	1980,9 MPa

### 7.3.3 Tannbøyning i tannhjul

Tannbøyningen oppstår som et resultat av kontaktkraften og kan beregnes ved formel 22.

$$\frac{1293 \text{ N}}{0,6 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 0,3415} \approx \mathbf{316 \text{ MPa}} \quad (22)$$

Tabell 7.10 Håndberegninger av maksimal tannbøyning som oppstår på de ulike tannhjulene.

Håndberegninger	Tannbøyning
Solgir	316 MPa
Planet 1	245 MPa
Planet 2	546 MPa
Ringgir	425 MPa

Tabell 7.11 Beregninger av maksimal tannbøyning som oppstår på de ulike tannhjulene hentet fra KISSsoft.

KISSsoft	Tannrotspenning	Tannrotstyrke	Tillatt tannrotspenning
Solgir	616,3 MPa	1020 MPa	728,6 MPa
Planet 1	657,6 MPa	1018,3 MPa	727,3 MPa
Planet 2	744,2 MPa	1047,5 MPa	748,2 MPa
Ringgir	670,7 MPa	1034,4 MPa	738,9 MPa



### 7.3.4 Sikkerhetsfaktorer for tannhjul

Basert på kreftene systemet opplever, kan sikkerhetsfaktorene beregnes. Gjennom sammenligning av kontaktkrefter ser en at håndberegningene og *KISSsoft* stemmer relativt godt overens. Ettersom *KISSsoft* tar hensyn til flere faktorer i utregningene, hentes sikkerhetsfaktorene ut fra programmet. Programmet simulerer under verst tenkelige forhold.

Tabell 7.12 Sikkerhetsfaktorer vedrørende kontaktrykk og tannrotspenning.

Sikkerhetsfaktor	Kontaktrykk	Tannrotspenning
Solgir	1,06	1,19
Planet 1	1,27	1,11
Planet 2	1,61	1,01
Ringgir	1,65	1,1

### 7.3.5 Levetid tannhjul

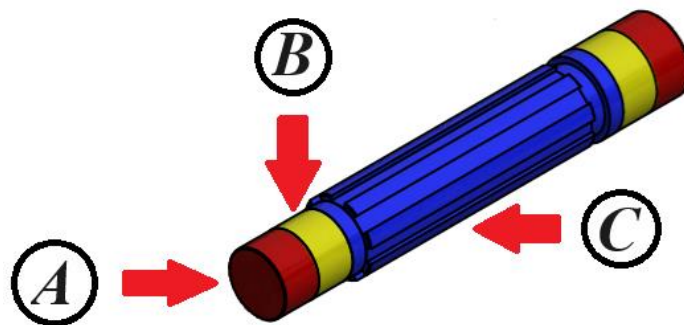
Levetiden kan beregnes i *KISSsoft*, og ønsket levetid defineres til 50 timer. *KISSsoft* baserer levetidsberegningen i forhold til tannhjulenes sikkerhetsfaktorer, og ettersom disse overstiger minsteverdien på 1, oppgir programmet tilnærmet uendelig levetid på tannhjulene.

Dette betyr at man vil klare å oppnå den angitte levetiden på 50 driftstimer. Det anbefales også at systemet vedlikeholdes med et intervall på maksimalt 50 timer.

## 7.4 Design og dimensjonering av akslinger

### 7.4.1 Design og dimensjonering av Motoraksel

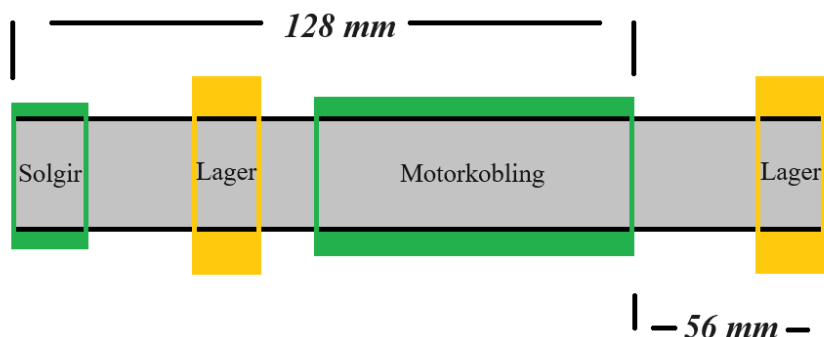
Motorprodusenten, *Fischer Elektromotoren*, har utgitt et utgangdesign for hvordan motorakslingen skal se ut. Dette fører til at man har en del begrensninger å forholde seg til i designprosessen.



Figur 7.8 Utgangspunkt for design av motoraksling levert fra motorfabrikanten. «Fischer». A: rød overflate er et designvariabelt område som utvikles slik som ønsket for gitt system. B: gul overflate er et etterprosesserbart område som kan modifiseres i etterkant av motorproduksjon. C: blå overflate er fastsatte mål som ikke må endres. Motorkobling.

Som vist i figur 7.8, må de røde områdene på motorakslingen designes etter behov. Det må tilpasses slik at det er rom til opplagring, tetninger og innfesting av solgir. Motorakslingen må derfor forlenges i begge retninger.

For å finne ut hvor store akslinger som kreves i systemet, er det en rekke faktorer som må tas i betraktning. Først og fremst er man avhengig av kreftene som går gjennom systemet. I denne sammenheng, kan dette hentes ved å regne ut påført moment som følge av tannhjulene som står innpå akslingen, i tillegg til motorinnfestingen.



Figur 7.9 Skisse av nødvendige modifiseringer på motorakslingen. Krefter påføres over en maksimal distanse på 128mm. Total lengde: 184mm.

Ut ifra designvalg må den totale lengen av akslingen være 184 mm. Som vist i figur 7.9, går kreftene over en maksimal distanse på 128 mm, ettersom de resterende 56 mm på utsiden av motoren, ikke overfører moment, men kun støtter opp systemet i et lager.

Ettersom kraftoverføringen fra solgiret og over i planetene deles på 3, hvor solgiret er i sentrum, vil eventuelle bøyemomenter kansellere hverandre ut. Bøyemoment kan derfor neglisjeres for beregning av diameter på motorakslingen.

Ut ifra materialvalgene gjort i kapittel 6.3.2, brukes *Uddeholm Caldie* som akslingsstål.

Tabell 7.13 Materialelegenskaper og beregningsvariabler

$F_t$	$l$	$r$	$n_f$	$R_e$
1293 N	128 mm	7,5 mm	1	1900 MPa

Torsjonsmoment kan dermed beregnes ut ifra formel 26.

$$M_v = F_t \cdot r \rightarrow 1293N \cdot 7,5mm = \mathbf{9697,5 Nmm} \quad (26)$$

Ettersom bøyemoment og bøyespennning neglisjeres, kan minste tillatte akslingsdiameter  $d$  regnes ut ved formel 31 og ekvivalent spenning  $\sigma_e$  kan beregnes ved formel 33.

$$\sigma_e = \frac{R_e}{n_f} \rightarrow \frac{1900}{1} = \mathbf{1900 Mpa} \quad (33)$$

$$d = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot (9697,5)^2 \cdot 256}{\pi \cdot (1900)^2}} = \mathbf{4,3 mm} \quad (31)$$

Videre, kan skjærspenningen  $\tau_v$  regnes ut ved bruk av formel 25. Hvor tverrsnittsmoduleen  $w_v$  kan beregnes ved formel 28.

$$\tau_v = \frac{M_v}{w_v} \rightarrow \frac{9697,5}{\frac{\pi \cdot (4,3)^3}{16}} = \mathbf{621 N/mm^2} \quad (25)$$

Motorakslingen kan dimensjoneres til å ha en minste diameter på 4,30 mm dersom man setter laveste aksepterbare sikkerhetsfaktor til å være 1.

Akselens minste diameter settes til 8 mm.

*Tabell 7.14 Momenter og spenninger som maksimalt kan påføres akslingen. Minste akseldiameter som kreves ved en sikkerhetsfaktor på 1.*

Torsjonsmoment	Skjærspenning	Ekvivalent Spenning	Minste akseldiameter
<b>9697,5 Nmm</b>	<b>621 N/mm<sup>2</sup></b>	<b>1900Mpa</b>	<b>4,3mm</b>



*Figur 7.10 Ferdig motoraksel designet i Autodesk Inventor.*

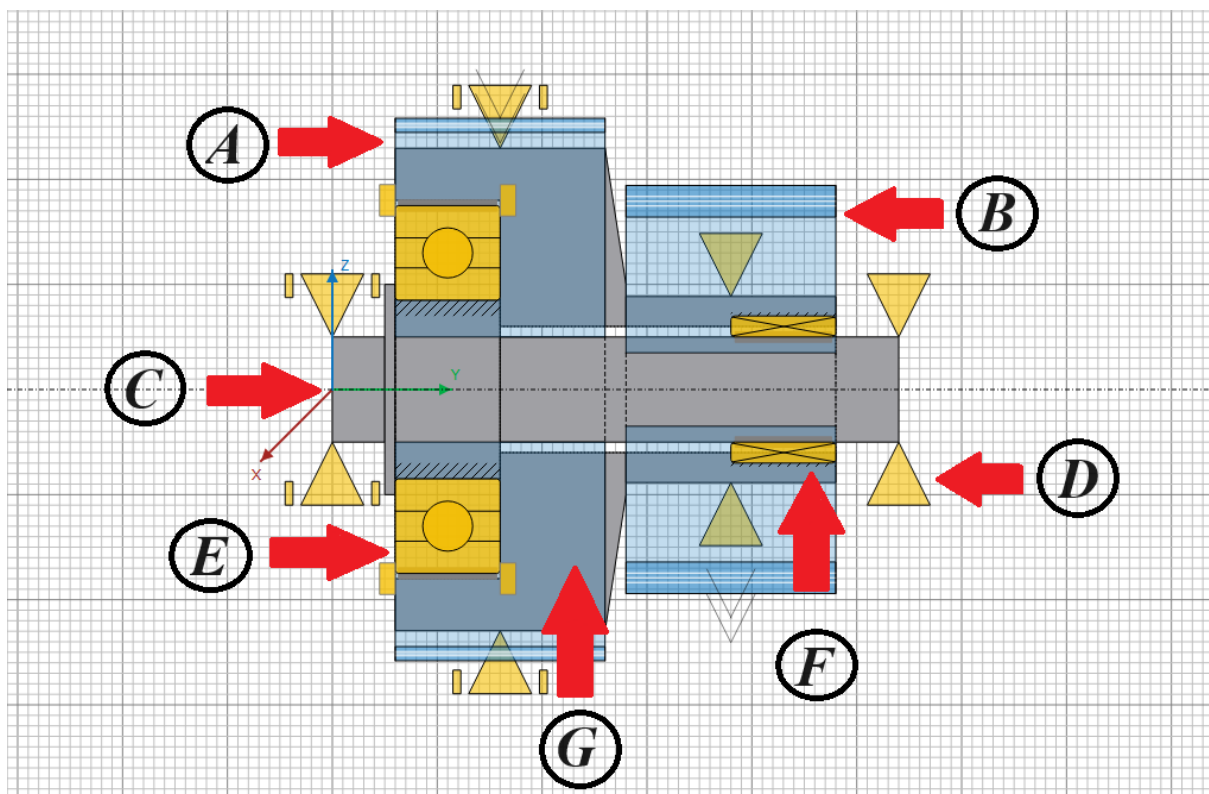
## 7.4.2 Design og dimensjonering av planetaksler

Ettersom det skal konstrueres et sammensatt planetgir, må det dimensjoneres et akseldesign til å støtte opp begge planetene. Ut ifra tannhjulsdesignet og parametere satt tidligere i oppgaven, blir det avgjort at en lengde på 54 mm vil være nok til å få plass til alle ønskede elementer.

Systemet er sammensatt av en planetaksel, som står fastmontert i planetbæreren og girkassehuset. Utenpå denne, er det påmontert en hylse, som tannhjulene monteres på og settes fast i ved bruk av kraftoverføringer. Hylsen er opplagret ved bruk av et lager ved planet 1, og et nålelager ved planet 2.

Designet fungere slik at de to tannhjulene roterer med lik rotasjonshastighet, ettersom de vil bli sammenkoblet.

Kreftene som overføres fra motoren vil til slutt gå ut via planetakselen, og over i hjulnavet som illustrert i figur 7.1. Systemet vil ha totalt tre slike aksler, som fordeler kreftene likt seg imellom.



Figur 7.11 Oppsett av planetaksel med lager, tannhjul og støttepunkter i KISSsys. Ruter utgjør 1 mm. A: planet 1. B: planet 2. C: planetaksel. D: støttepunkt. E: lager. F: nålelager. G: hylseaksel. Tannhjul og hylseaksel designes som en del, men må separeres under oppsett i KISSsys. Tannhjulene vises ei heller med riktig interndiameter her. Dette korrigeres for senere i prosessen.

For å finne minste tillatte akseldiameter og lager som kreves, må beregningene deles slik at man først regner ut hvilke krefter som overføres fra tannhjulene og over i lagrene via den ytre planetakselen. Deretter må man beregne hvordan kreftene som går inn i lagrene overføres til den indre planetakselen.

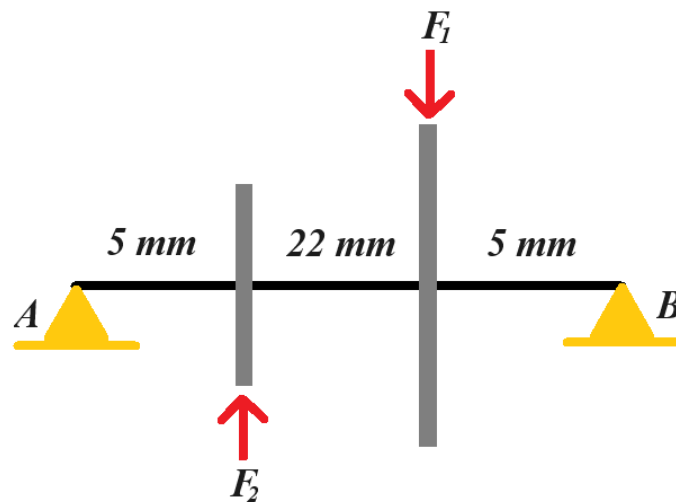
Planeter og koblinger som utgjør den ytre delen, konstrueres i materialet *Uddeholm Elmax Superclean*.

Tabell 7.15 Parametere for utregning

$r$ planet 1	$r$ planet 2	$l$	$n_f$	$R_e$	$\alpha$
25,5 mm	10,8 mm	32 mm	1	2300 MPa	20°

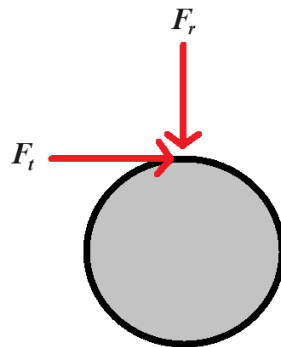
I dette tilfellet, kan ikke bøyemomentet neglisjeres, og man må derfor dekomponere kreftene som påføres planetene og over i akselen.

Kreftene kan dekomponeres vist i figur 7.12, hvor det står to planeter på akselen, og kreftene  $F_1$  og  $F_2$  påføres henholdsvis planet 1 og planet 2.



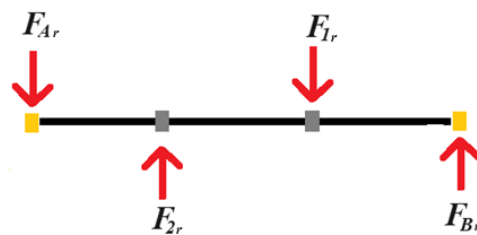
Figur 7.12 Hvordan kreftene vil påvirke planetakselen. Gule trekantede illustrerer støttepunkter hvor akselen er bundet opp. Grå streker: planet 1 og 2. Krefter påført.

For henholdsvis  $F_1$  og  $F_2$ , må kreftene dekomponeres i tangentiell retning  $F_t$  og radial retning  $F_r$ .

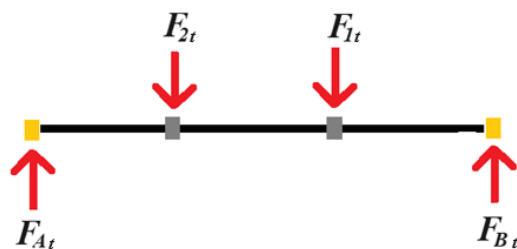


Figur 7.12 Dekomponering av kreftene som virker på akselen.

For å beregne maksimalt bøyemoment og skjærmoment som påføres akselen, kan global likevekt antas. I dette systemet, kan de henholdsvis radiale og tangentielle kreftene dekomponeres som vist i figur 7.14 og 7.15.



Figur 7.13 Forenklet kraftdiagram som viser hvordan kreftene fra tannhjulene og støttestpunktene virker radially på planetakselen. Grå firkanter: planeter. Gule firkanter: støttestpunkt



Figur 7.14 Forenklet kraftdiagram som viser hvordan kreftene fra tannhjulene og støttestpunktene virker tangentielt på planetakselen. Grå firkanter: planeter. Gule firkanter: støttestpunkt

Ved å sette inn for radiale og tangentielle krefter gitt i tabell 7.16, vil man finne de ukjente kreftene som virker i  $F_A$  og  $F_B$ .

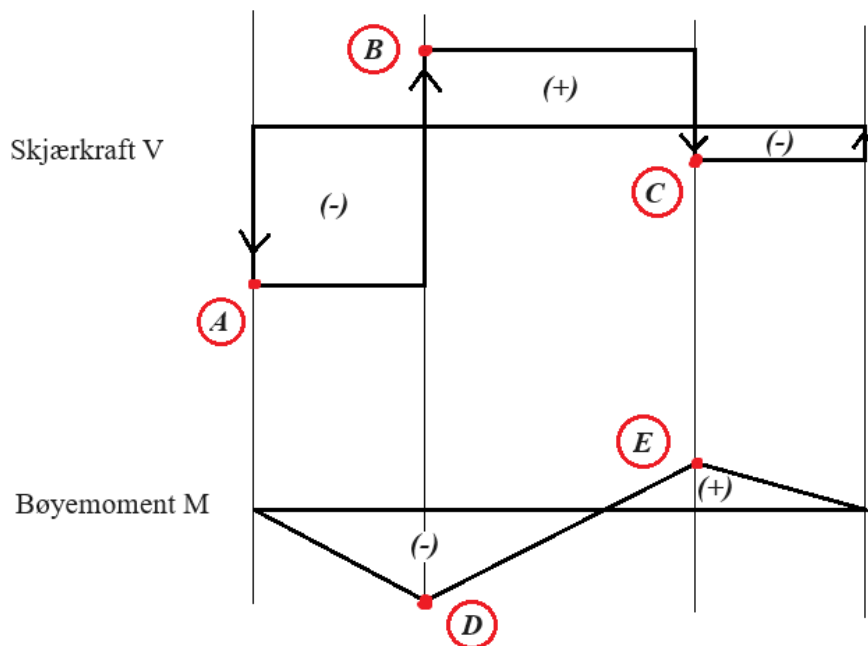
Tabell 7.16 Krefter som virker radially på den utvendige planetakselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

$F_A$ Radialt	$F_2$ Radialt	$F_1$ Radialt	$F_B$ Radialt
-865 N	1112 N	-471 N	224 N

Tabell 7.17 Krefter som virker tangentielt på den utvendige planetakselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

$F_A$ Tangentielt	$F_2$ Tangentielt	$F_1$ Tangentielt	$F_B$ Tangentielt
2781 N	-3056 N	-1293 N	1568 N

Når akselens påførte krefter er kjent, kan maksimale skjærkrefter og bøyemomenter beregnes ved bruk av skjær-/ momentdiagram som vist i figur 7.17.



Figur 7.17 Skjær-/momentdiagram for de radiale kreftene på planetakselen. Tilsvarende metode benyttes for de tangentielle kreftene. Oppsettet blir likt for den indre planetakselen, men her vil man få andre verdier. Punktene A, B, C, D og E illustrerer verdi av kraft-/moment på et gitt punkt/område.



Skjærkraft i gitt område av akselen, kan beregnes grafisk ut fra verdiene oppnådd i punktene A, B, og C.

Tabell 7.18 Skjærkrefter som virker i de respektive punktene A, B, og C. Fortegn indikerer virkningsretning.

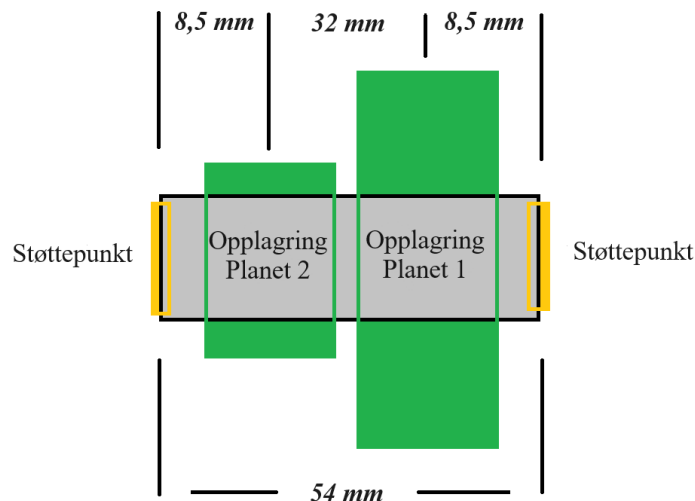
	A	B	C
Radial retning	-865 N	247 N	-224 N
Tangentiell retning	2781N	-275 N	-1568 N

Videre kan man beregne bøyemomentene som virker på akselen.

Tabell 7.19 Bøyemomentene som virker på akselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

	D	E
$M_b$ radial	-4325 Nmm	1102 Nmm
$M_b$ tangentiell	13905 Nmm	7855 Nmm

De dekomponerte kreftene som påvirker den ytre planetakselen brukes til å beregne hvordan kreftene gjennom lagrene påvirker den indre planetakselen. Påført kraft  $F_A$  virker på opplagringen til planet 2, og  $F_B$  på opplagringen til planet 1.



Figur 7.18 Foreslått posisjonering av planet tannhjul på planetakselen. Støttepunktene markert i figuren blir fastmontert i bilens hjulnav og planetbærer, slik at man kan la kraftgjennomgangen gå gjennom denne. 8,5 mm er avstanden fra senterpunktet på tannhullet, til senterpunktet på støttepunktet, som her vil bli midten av lageret. Total lengde av akselen er 54mm. Grønne bokser illustrerer opplagring av tannhjul. Grå boks illustrerer akselen.

I likhet med motorakslingen, vil *Uddeholm Caldie* brukes som materiale. Parametere for utregning av minste nødvendige diameter vises i tabell 7.20.

Tabell 7.20 Parametere for utregning av minste nødvendige akseldiameter.

$r$ planet 1	$r$ planet 2	$l$	$n_f$	$R_e$ MPa	$\alpha$
25,5 mm	10,8 mm	54 mm	1	1900 MPa	20°

Tabell 7.21 Krefte  $F_A$  og  $F_B$  som virker inn på akselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

	$F_A$	$F_B$
Radialt	865 N	-224 N
Tangentielt	-2781 N	-1568 N

Kreftene kan beregnes på samme måte som for den ytre planetakselen, hvor kreftene som går i den indre akselen blir motkrefter til den ytre.

Tabell 7.22 Krefter om virker radially på den indre planetakselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

$F_C$ Radialt	$F_A$ Radialt	$F_B$ Radialt	$F_D$ Radialt
-676 N	865 N	-224 N	35 N

Tabell 7.23 Krefter som virker tangentielt på den indre planetakselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

$F_C$ Tangentielt	$F_A$ Tangentielt	$F_B$ Tangentielt	$F_D$ Tangentielt
2571 N	-2781 N	-1568 N	1778 N

Tabell 7.24 Skjærkrefter som virker planetakselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

	A	B	C
Radial retning	-676 N	189 N	-35 N
Tangentiell retning	2571 N	-210 N	-1778 N

Tabell 7.25 Bøyemomentene som virker på akselen. Fortegn indikerer virkningsretning.

	D	E
$M_b \text{ radial}$	-5746 Nmm	302 Nmm
$M_b \text{ tangentiell}$	21854 Nmm	15134 Nmm

Summen av bøyemomentene kan dermed beregnes.

$$M_b = M_b \text{ radial} + M_b \text{ tangentiell} \rightarrow 5746 \text{ Nmm} + 21854 \text{ Nmm} = \mathbf{27600 \text{ Nmm}}$$

Minste tillatte akseldiameter ved en sikkerhetsfaktor på 1 kan dermed beregnes ved formel 30.

$$d^3 \geq \frac{32 \cdot n_f}{\pi \cdot R_e} \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} M_v^2} \rightarrow \frac{32 \cdot 1}{\pi \cdot 1900} \sqrt{27600^2 + \frac{3}{4} 33000^2} \rightarrow d^3 = 213 \quad (30)$$

$$\rightarrow d = \mathbf{5,97 \text{ mm}}$$

Minste tillatte akseldiameter er 5,97 mm. På grunn av lagrene som skal settes inn på akselen, settes minste diameter til 10 mm.



Figur 7.19 DAK render av ferdig designet planetaxsel.

### 7.4.3 Sikkerhetsfaktorer for akslinger

Sikkerhetsfaktorene på motorakslingene beregnes ut fra minste satte diameter på 10 mm.

Motorakselens sikkerhetsfaktor beregnes ved formel 31 og planetakselens sikkerhetsfaktor beregnes ved formel 30.

*Tabell 7.26 Sikkerhetsfaktorer med en akseldiameter på 8mm for motoren, og 10mm for planeakselen.*

	Sikkerhetsfaktor
Motoraksel	1,85
Planetaksel	4,69

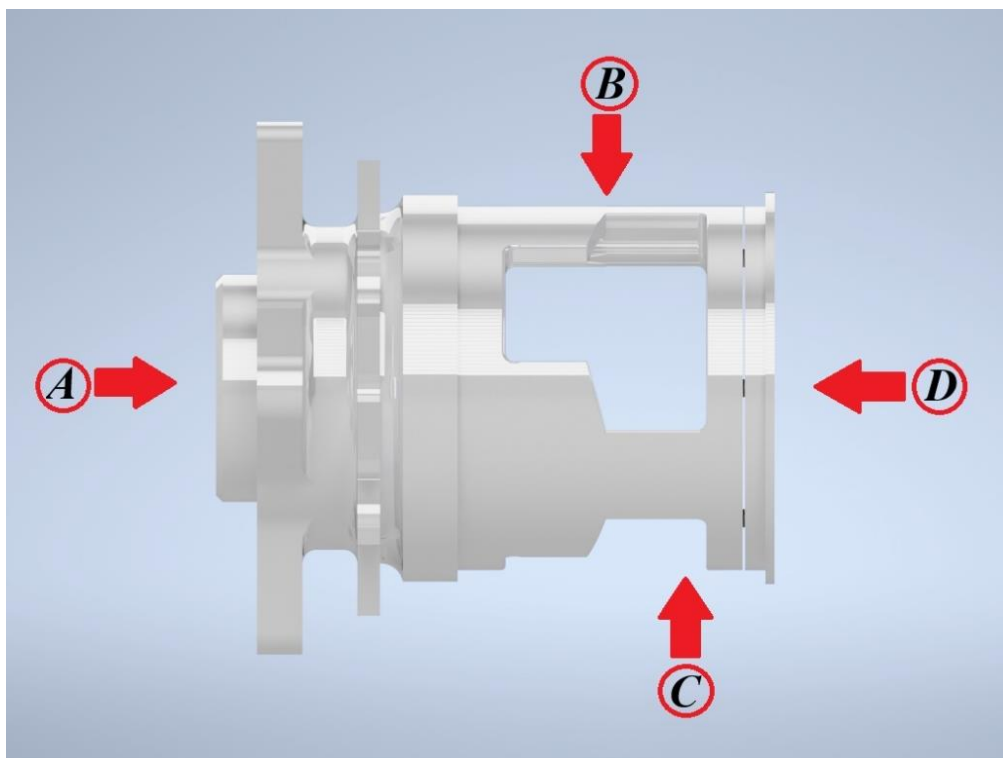
## 7.5 Dimensjonering av hjulnav

Hjulnavet blir girkassens planetbærer. Navet tar opp rotasjonskreftene fra planetene gjennom planetakslingen, og overfører disse til hjulet. Videre består hjulnavet av 3 deler, hvor planetgirene og planetakslingene vil monteres på innsiden. Disse må kunne demonteres for vedlikehold.

På ytre side av hjulnavet blir fester for hjul og brems lagd opp. Denne delen av hjulnavet er hentet fra 2020 designet til *ION Racing UiS*. Det tas hensyn til festenes funksjonalitet slik at girkassen ikke kommer i konflikt ved montering og bruk av brems eller hjul.

Innenfor festene, designes hjulnavet etter behov for girkasse og opplagring. Hjulnavet splittes mellom planet 1 og planet 2, hvor de to delene monteres med tre stykk M6 x 35 mm bolter.

Videre designes navet rundt planetene og hjullagrene etter behov. Hjullagrene må påføres forspenning ved montering. For at dette skal bli mulig, blir bakre del av hjulnavet boltet på av 6 stykk M6 x 8 mm bolter. Disse strammes opp ved montering og utsetter hjullagrene for forspenning.



Figur 7.20 DAK modell av hjulnav designet etter girkassen. A: Innfesting for hjul. B: deling mellom planet 1 og planet 2. C: Åpning slik at planet 1 kan monteres. D: Adapterplate som forspennes inn mot hjullager.

### 7.5.1 Simuleringer på hjulnavet

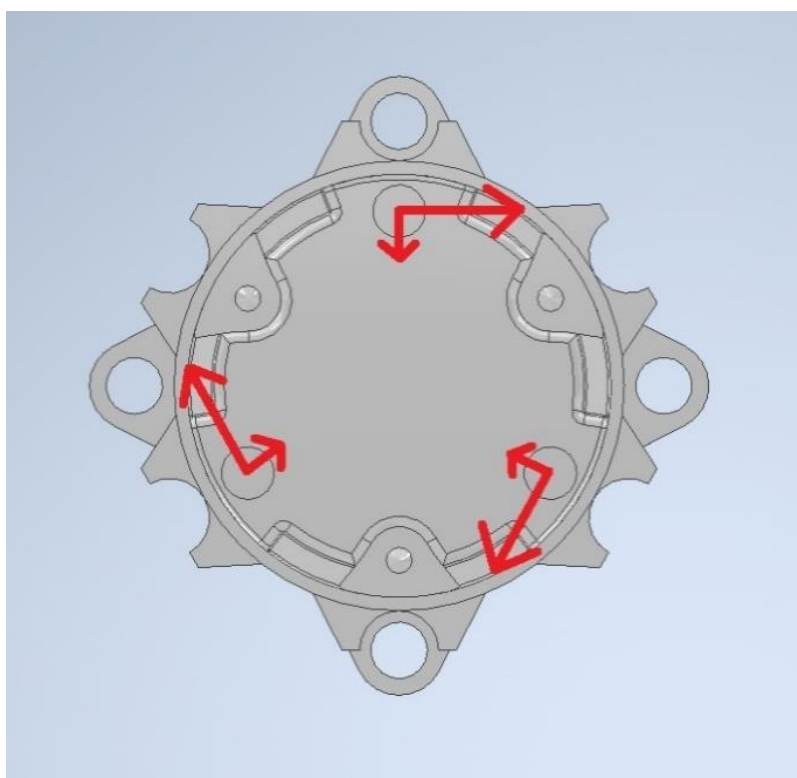
Designet for hjulnavet må tåle kreftene som blir påført av girkassen. For å finne spenning i hjulnavet blir det benyttet en *static structural* simulering i *Ansys Mechanical*.

Rotasjonskreftene påførtes hjulnavet gjennom de tre planetakslingene. Disse står fastmontert mellom ytre og indre del av hjulnavet, hvor planetakselen fordeler kreftene på 5 mm dype hull med radius på 10 mm i hver ende av planetakselen.

Tabell 7.27 Kreftene som påføres hjulnavet fra girkassen.

Krefter i hjulnav	Radiale krefter	Tangentiale krefter
Ytre hjulnav	-676 N	2571 N
Indre hjulnav	35 N	1778 N

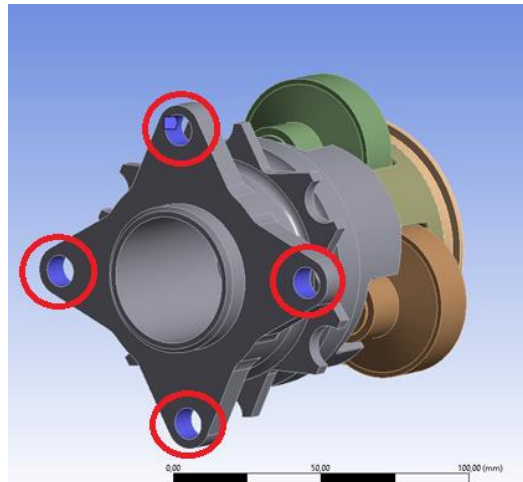
Kreftene påføres modellen i hullflaten hvor planetakslingene monteres på navet som vist i figur 7.21.



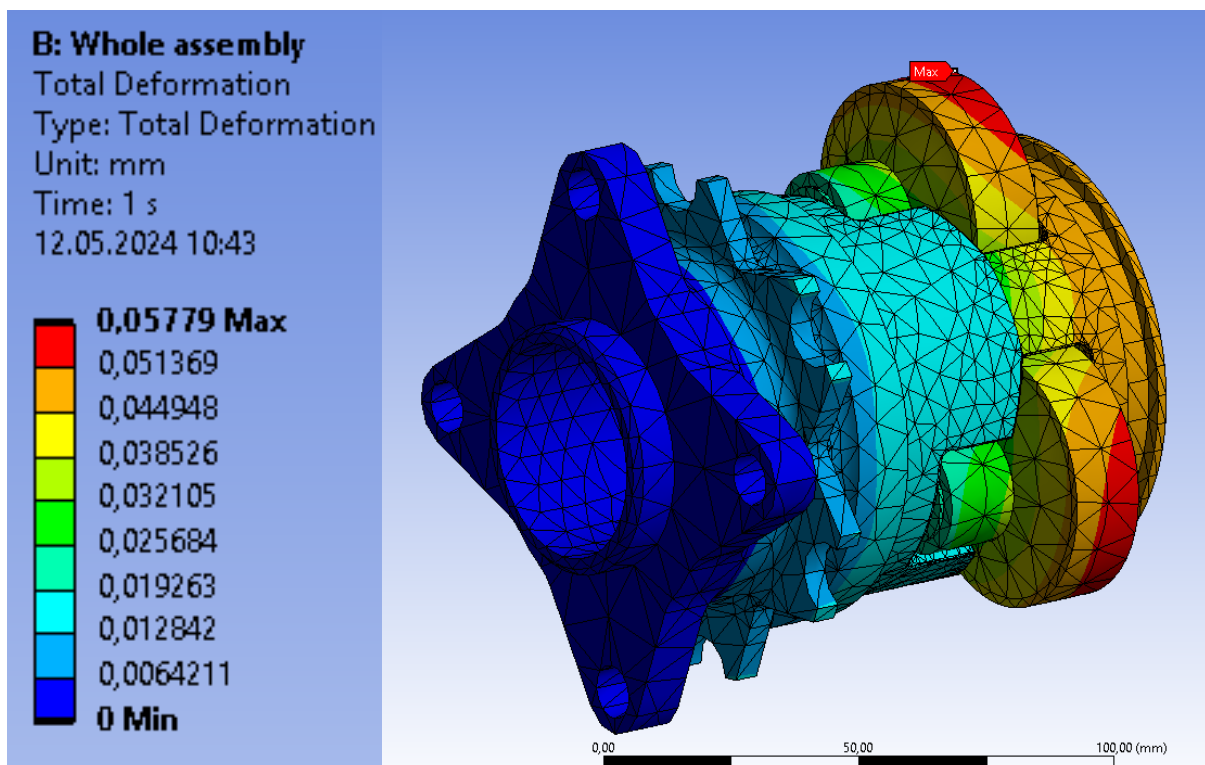
Figur 7.21 Fordeling av krefter fra girkassen og over i det ytre hjulnavet.

Hjulnavet med bolter settes inn i *Ansys Mechanical*. Planetakslingene er i modellen representert med rette dimensjoner. For å forenkle simuleringen, er modellen av planetakslingen med tannhjul og lager konstruert som en solid komponent.

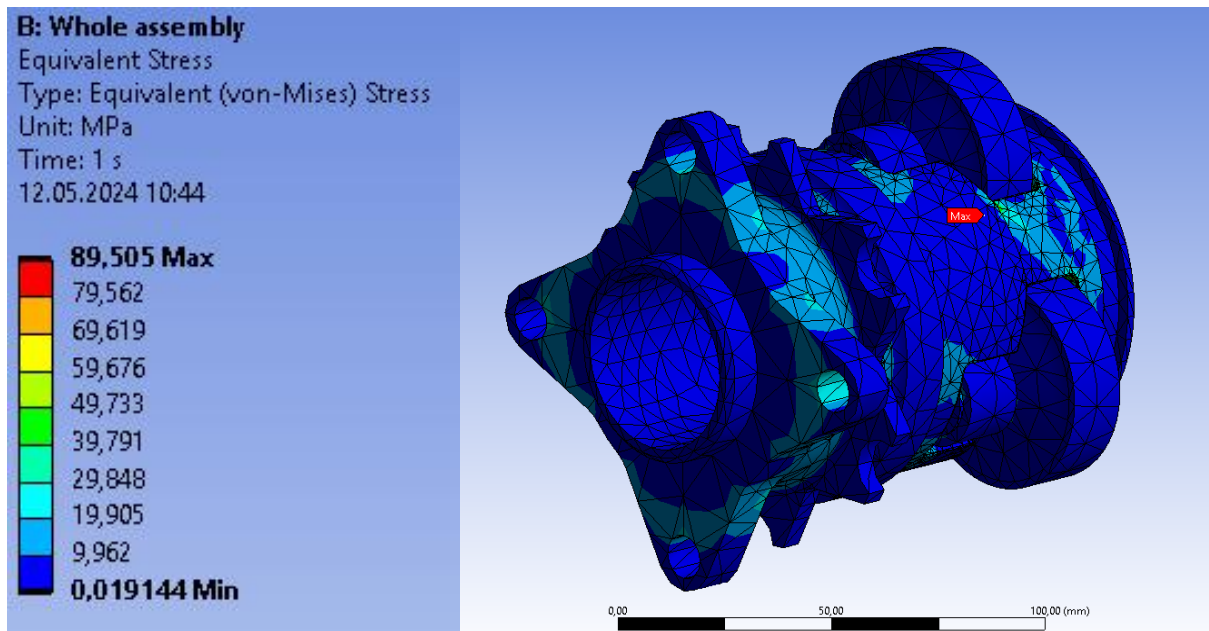
Modellen låses fast i festene til hjulet, og kreftene fra planetakslingene settes på modellen som vist i figur 7.22. Dette vil simulere den maksimale spenningen som kan oppstå fra kreftene i girkassen.



Figur 7.22 Oppsett av hjulnav og girsystem i *Ansys Mechanical*. Røde sirkler markerer hvor hjulmutteren står plassert. Overflater markert i blått er satt opp som statiske punkter i simuleringen.



Figur 7.23 Deformasjoner i hjulnavet etter påførte krefter i *Ansys Mechanical*.



Figur 7.24 Spenningskonsentrasjoner på hjulnavet etter påførte krefter i Ansys Mechanical.

Spenningskonsentrasjonene måles til høyst 89,505 MPa. Sikkerhetsfaktoren kan beregnes med formel 14:

$$\frac{610 \text{ MPa}}{89,505 \text{ MPa}} = 6,82 \quad (14)$$

Hjulnavet får da en sikkerhetsfaktor på 6,82.



## 7.6 Dimensjonering av lager

### 7.6.1 Opplagring av motoraksel

Motorakselen støttes opp av to lager på hver side av motoren som illustrert i figur 7.25. Ettersom akselen ikke utsettes for bøyemomenter, må lageret her velges ut med hensyn på rotasjonshastighet og akseldiameter.

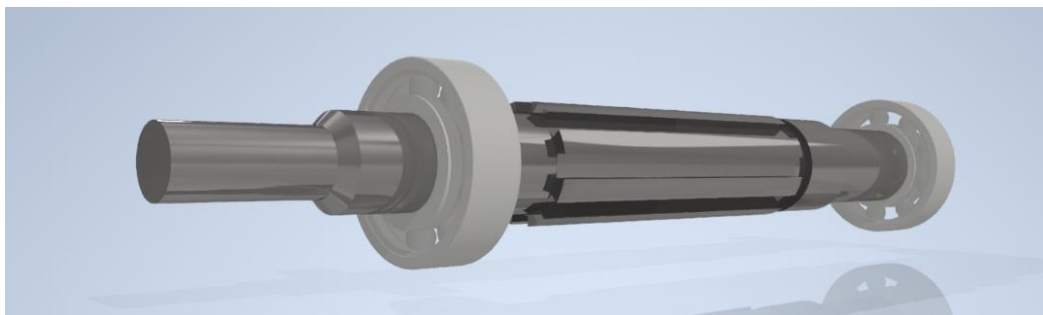


Figur 7.25 Motoraksel. Røde piler markerer tiltenkt lagerposisjon.

Kraften lagrene utsettes for tilsvarer vekten av akselen, som gjengis som en radial kraft  $F_r$ . Basert på materialdata hentet ut fra *Autodesk Inventor*, estimeres den totale akselvekten til 0,335 kg. Rotoren som festes på motorakselen har en estimert vekt på 1 kg, og akselens totalvekt blir da 1,35 kg. Vekten fordeles tilnærmet likt på det to lagrene, og fører til en påført kraft  $F_r$  på totalt 6.65 N per lager.

Ettersom *SKF 6002* har en statisk belastningsevne  $C_0$  på 2850 N, og dynamisk belastningsevne  $C$  på 5850 N, kan de påførte kreftene neglisjeres.

Lagrene velges derfor ut ifra akselens diameter, i tillegg til nødvendig rotasjonshastighet. Motorens maksimale omdreiningstall er 20000 RPM. *SKF 6002* har en definert hastighetsbegrensning på 32000 RPM. På bakgrunn av dette besluttet det å bruke *SKF 6002* som lager på motorakselingen.

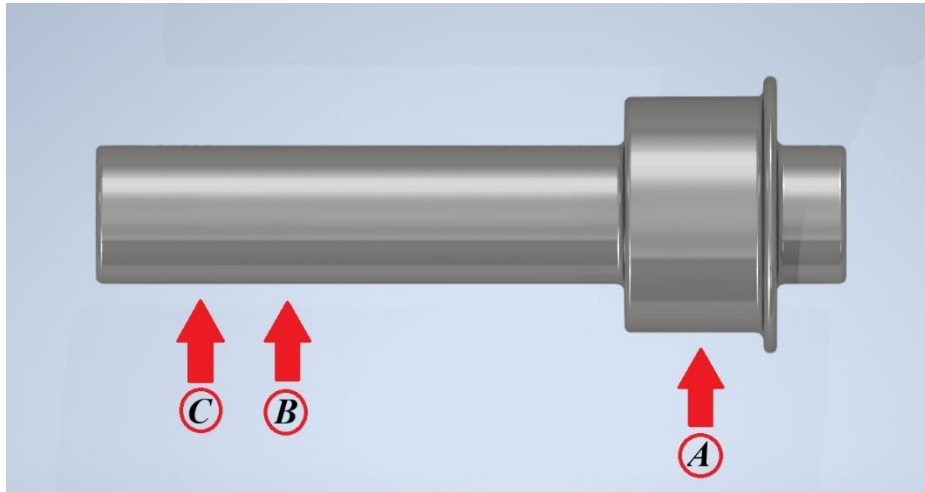


Figur 7.16 Valgte lager SKF 6002 plassert på motorakselingen.

## 7.6.2 Opplagring av planetaksel

Kreftene som går gjennom lagrene, kan finnes ved trigonometriske definisjoner, hvor kraften  $F$  utgjør hypotenusen av de to katetene  $F_r$  og  $F_t$ . Planetakselen påvirkes kun av radiale kreftene.

På planetakselen tas det i bruk et kulelager, et nålelager og en standard trykkskive.



Figur 7.27 A: posisjon kulelager. B: posisjon rullelager. C: posisjon trykkskive.

Ettersom det ikke går aksiale krefter i akslingen, vil det ikke være nødvendig å beregne sikkerhetsfaktoren mot last i trykkskiven. Derimot vil det bli gjort beregninger for hastighetene trykkskiven utsettes for.

Tabell 7.28 Kreftene rullelageret utsettes for på planetakselen.

SKF HK 1015, Planet 2	$F_r$	$F_t$	$F$
Radiale lager laster	865 N	2781 N	2912 N

Tabell 7.29 kreftene kulelageret utsettes for på planetakselen.

SKF 6003, Planet 1	$F_r$	$F_t$	$F$
Radiale lager laster	224 N	1568 N	1584 N

Da det ikke er aksiallast i planetakselen blir  $\frac{F_a}{F_r}$  blir lik null og metode 1 kan benyttes for beregningene. Formel 35 brukes for å finne dynamisk lagerlast  $P$ .

$$0 \leq e \rightarrow P = \mathbf{1584\ N} \quad (35)$$

For statisk lagerlast kan metode 2 benyttes, da det ikke er aksiallast i akselen. Formel 38 brukes for å finne  $P_0$ .

$$P_0 < F_r \rightarrow P_0 = \mathbf{1584\ N} \quad (38)$$

For nålelageret blir formel 40 brukt til å finne dynamisk og statisk lagerlast.

$$P = P_0 = \mathbf{2912\ N} \quad (40)$$

Tabell 7.30 Maksimale krefter lagrene kan utsettes for.

	SKF 6002	SKF HK 1015
Dynamiske lager laster $P$	1584 N	2912 N
Statiske lager laster $P_0$	1584 N	2912 N
Dynamisk belastningsevne $C$	5850 N	6600 N
Statiske belastningsevne $C_0$	2850 N	9000 N

Sikkerhetsfaktoren kan nå beregnes med formel 39.

Tabell 7.31 Lagrenes sikkerhetsfaktorer.

	SKF 6002	SKF HK 1015
Sikkerhets faktor mot lagerlast $s_0$	1,8	3,09
Anbefalt sikkerhetsfaktor	2	3

Det er viktig at lagrene ikke overstiger rotasjonshastigheten de er laget for. Planetakslingens rotasjonshastighet kan beregnes med formel 14.

$$-\frac{33\ \text{mm} \cdot 1358\ \text{RPM}}{10,8\ \text{mm}} = -\mathbf{4149\ RPM} \quad (14)$$

For trykkskiven er det nødvendig å ta hensyn til rotasjonen på både planetgirene og hjulspindelen. Ettersom trykkskiven står plassert mellom planet 2 og hjulspindelen, vil den utsettes for summen av de to rotasjonshastighetene.

$$1358 \text{ RPM} + 4149 \text{ RPM} = \mathbf{5507 \text{ RPM}}$$

Trykkskivens rotasjonshastighetsbegrensning måles i lineær hastighet, og må omgjøres ved formel 2. Hastighetsbegrensningen regnes ut for indre, midtre og ytre diameter.

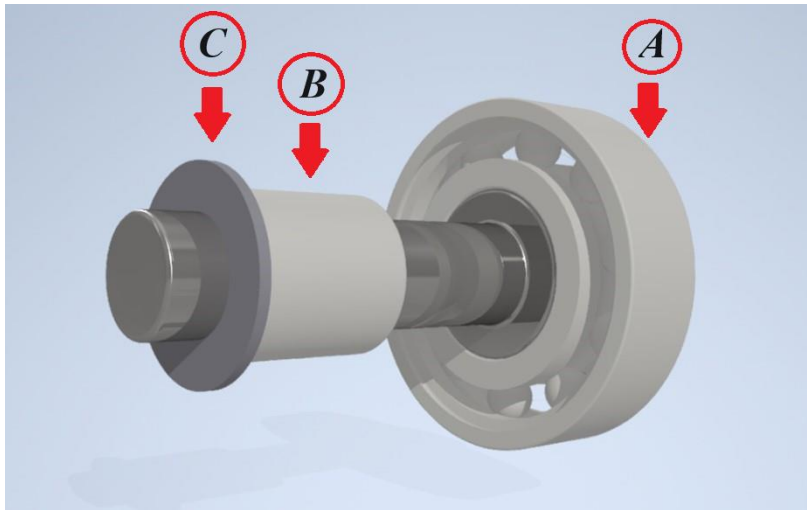
$$5507 \text{ RPM} \cdot \text{radius} \cdot \frac{2\pi}{60} = \text{lineær hastighet m/s} \quad (2)$$

Tabell 7.32 Trykkskivens rotasjonshastighetsbegrensninger.

Trykkskive	Lineær hastighet
Indre diameter (10 mm)	5,77 m/s
Midtre diameter (14 mm)	8,07 m/s
Ytre diameter (18 mm)	10,38 m/s

Tabell 7.33 Lagrenes hastighetsbegrensninger for planetakselen.

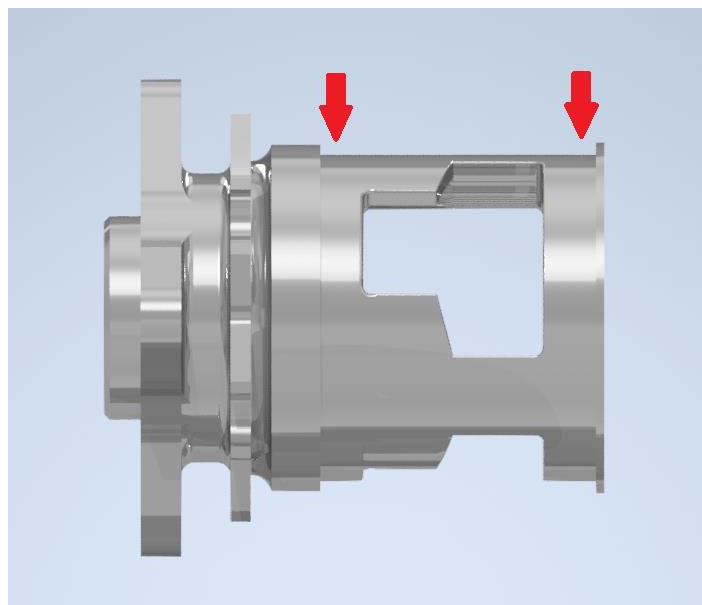
Lager	Hastighet	Maksimal hastighet
SKF 6002	4149 RPM	32 000 RPM
SKF HK 1015	4149 RPM	20 000 RPM
Trykkskive	10,38 m/s	10 m/s



Figur 7.18 Planetaksel i Autodesk Inventor med alle lagrene montert. A: SKF 6002. B: SKF HK 1015. C: Trykkskive

### 7.6.3 Opplagring av hjulnav

Hjulnavet må lagres opp av hullagrene inne i hjulspindelen. Fra de innledende systemdetaljene avgjort at det skal brukes to *SKF* lager av typen *SKF 71816 CD/P4*.



Figur 7.29 Plassering av de to hullagrene som skal monteres mellom hjulnavet og spindelen.

Forspenning må beregnes først, fra *SKF* standard velges forspenningsklasse B. Denne justeres for korreksjonsfaktorer og beregnes til 361 N [32].

Fra girkassen utsettes lagrene kun for rotasjon og radiallyast. Forspenningen vil være den eneste aksialkraften.

Tabell 7.34 Hjullagrenes laster.

Radiallyast	Aksiallyast
2133 N	361 N

Når det forekommer aksiallyast i lagrene, må faktoren  $e$  beregnes ved formel 42:

$$2 \cdot 17,4 \cdot \frac{361 \text{ N}}{18\,300 \text{ N}} = \mathbf{0,686} \quad (42)$$

Fra den beregnede verdien hentes følgende kalkuleringsfaktorene oppgitt i tabell 7.35 fra *SKF* [23].

Tabell 7.35 Kalkuleringsfaktorer hentet fra *SKF*.

$e$	$X_2$	$Y_1$	$Y_2$	$Y_0$
0,43	0,72	1,46	2,11	0,92

For å velge utregningsmetode va dynamisk last, må lastene settes opp mot  $e$  faktoren,

Resultatet viser at formel 43 skal benyttes.

$$\frac{361 \text{ N}}{2133 \text{ N}} = 0,169 \leq 0,43 \rightarrow 2133 \text{ N} + 1,46 \cdot 361 \text{ N} \approx \mathbf{2660 \text{ N}} \quad (43)$$

Statisk lagerlast beregnes med formel 45.

$$2133 \text{ N} + 0,92 \cdot 361 \text{ N} \approx \mathbf{2465 \text{ N}} \quad (45)$$

Belastningsevnen må ganges med faktorene hentet ut fra tabell 4.2 dynamisk belastningsevne blir da:

$$14\,600 \text{ N} \cdot 1,62 = \mathbf{23\,652 \text{ N}}$$

Statisk belastningsevne beregnes til:

$$18\,300\text{ N} \cdot 2 = 36\,600\text{ N}$$

Tabell 7.36 Lagerlaster og belastningsevner.

Lager	71816 CD/P4
Dynamiske lagerlaster $P$	2660 N
Statiske lagerlaster $P_0$	2465 N
Dynamisk belastningsevne $C$	23 652 N
Statiske belastningsevne $C_0$	36 600 N

Sikkerhetsfaktor mot statisk last beregnes ved formel 39 og samles i tabell 7.37.

Tabell 7.37 Sikkerhetsfaktor mot statisk lagerlast.

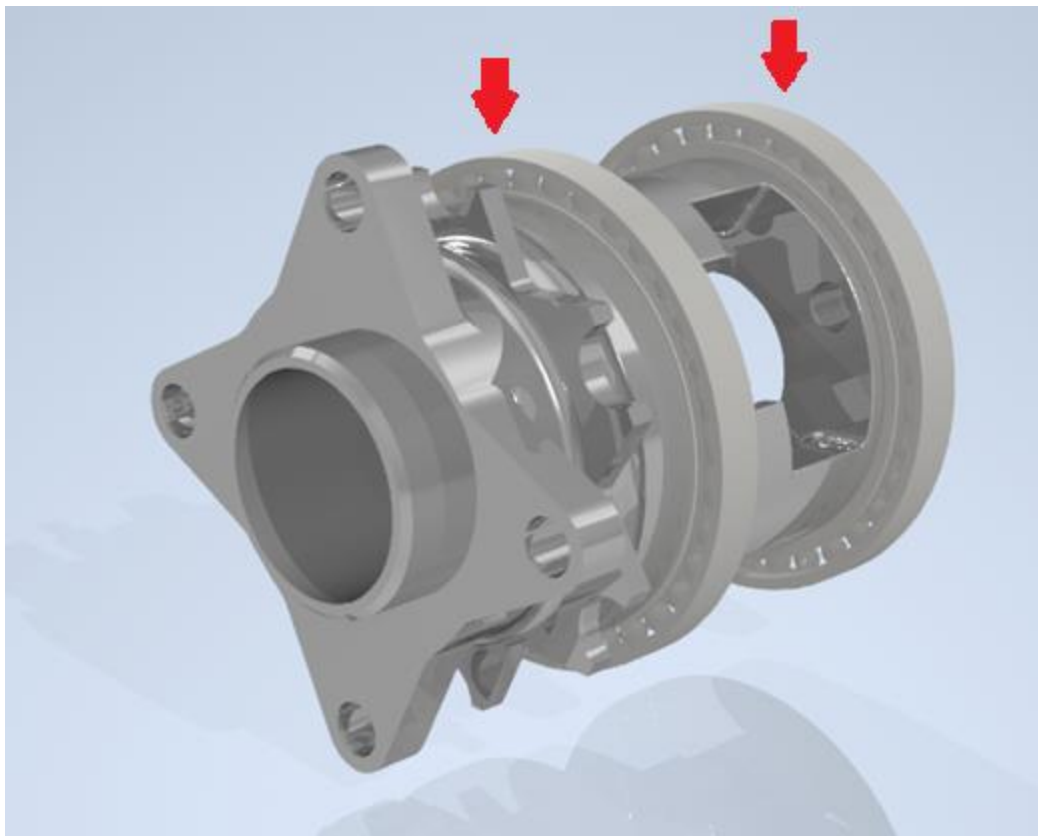
Lager	71816 CD/P4
Sikkerhetsfaktor mot lagerlast $s_0$	14,85
Anbefalt sikkerhetsfaktor	2

Maksimal rotasjonshastigheten for lagrene er hastigheten som hjulnavet opplever. Hastigheten er utgående rotasjonshastighet fra girkassen og kan finnes med formel 3.

$$\frac{20\,000\text{ RPM}}{14,73} = 1358\text{ RPM} \quad (3)$$

Tabell 7.38 Hastighet og maksimal hastighet i lagrene.

Lager	Hastighet	Maksimal hastighet
71816 CD/P4	1358 RPM	12000 RPM



Figur 7.30 DAK modell av hjulnav med monterte hjullager. Rød piler illustrerer plassering.



## 7.6.4 Levetid lager

Levetid beregnes for alle lagrene, bortsett fra på motorakslingen, da lagerkreftene her kan neglisjeres.

For å beregne levetiden, blir den dynamiske lasten, den dynamiske belastningsevnen og rotasjonshastigheten for lagrene samlet i tabell 7.39.

Tabell 7.39 Dynamisk lagerlast, belastningsevne og rotasjonshastighet.

Lager	Dynamisk lagerlast $P$	Dynamisk belastningsevne $C$	Rotasjonshastighet
SKF 6002	1584 N	5850 N	4149 RPM
SKF HK 1015	2912 N	6600 N	4149 RPM
SKF 71816 CD/P4	2660 N	23652 N	1358 RPM

Levetid med 90% pålitelighet beregnes i antall omdreininger  $L_{10}$  og timer  $L_{10h}$  ved formel 46 og formel 47. Resultatene samles i tabell 7.40.

Tabell 7.40 Samlede beregningsresultater for levetid.

Lager	Levetid i millioner omdreininger $L_{10}$	Levetid i timer $L_{10h}$
SKF 6002	50,37	202,3
SKF HK 1015	15,29	61,42
SKF 71816 CD/P4	703	2824

## 7.7 Dimensjonering av kraftoverføringer

Det er behov for kraftoverføringer ved tre av systemets akslinger. Overføring mellom motoraksling og solgir, mellom planet 1 og planet 2, og en låsemekanisme mellom ringgir og hjulspindel.

### 7.7.1 Dimensjonering av polygonkobling

Polygon P4C profilen blir tatt i bruk for kraftoverføring mellom planet 1 og planet 2. For å kunne beregne på polygonkoblinger, må det velges en størrelse fra standard. Dimensjoner for aksling og hylse må avgjøres, og kreftene som påføres overføringen må defineres. Det benyttes fortsatt *Uddeholm Elmax Superclean* som materiale.

Dreiemomentet som påvirker polygonet hentes fra kapittel 7.41.

Tabell 7.41 Dreiemoment som påvirker polygonet i overføringen.

Overføring	Dreiemoment
Planet 1 - Planet 2	33 Nm

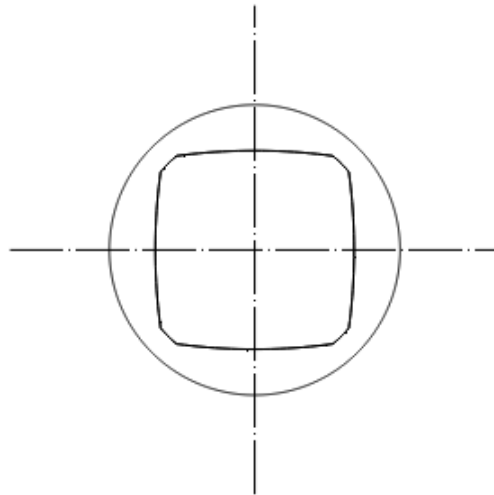
Dimensjonene for hylse og aksling defineres av tilgjengelig plass mellom planet 1 og planet 2.

Tabell 7.42 Avstander og dimensjoner vedrørende polygonoverføringen.

Dimensjoner på hylse og aksling	Verdi
Polygonlengde	11,5 mm
Innvendig akseldiameter	10,5 mm
Utvendig hylsediameter	19 mm

Polygondimensjonen hentes fra *DIN 32712-1:2009* standarden [26]. P4C-Profile 16 x 13/2 benyttes, og profilen defineres slik at det er størst mulig veggtykkelse på akselsiden av kraftoverføringen.

Styrkeberegninger for polygonet blir utført i *KISSsoft* og samles i tabell 7.43.



Figur 7.31 *DIN 32712-1:2009 P4C-Profile 16 x 13/2* polygonkobling.

Tabell 7.43 Avstander og dimensjoner vedrørende polygonoverføringen.

Resultat <i>KISSsoft</i>	Trykkspenning	Tillat trykkspenning	Sikkerhetsfaktor mot trykk
Aksling	54,29 MPa	3438,5 MPa	63,33
Hylse	54,29 MPa	3967,5 MPa	73,08

### 7.7.2 Dimensjonering av spline

Det er ikke mulig å bruke standardpolygon på kraftoverføringen mellom motorakslingen og solgiret, ettersom det ikke er nok plass under solgiret. Rettsidet spline blir derfor tatt i bruk ved denne kraftoverføringen. Dreiemomentet som overføres i er kjent fra tidligere utregninger i oppgaven. *Uddeholm Caldie* benyttes som materiale på akslingene.

Tabell 7.44 Dreiemoment som overføres i splinen.

Overføring	Dreiemoment
Motoraksling – sol gir	29,1 Nm

Hylsen er i denne overføringen solgiret, som igjen er størrelsesbegrenset på både innside og utside. Akslingen er ikke hul og har krav til minste utsidediameter.

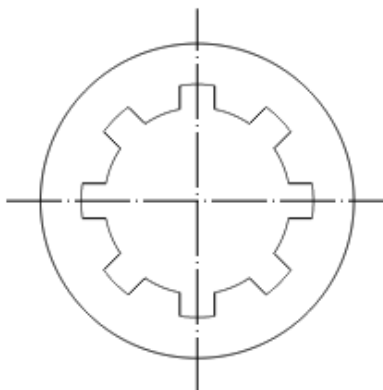
Tabell 7.45 Avstander og dimensjoner vedrørende splinen.

Dimensjoner på hylse og aksling	Verdi
Lengde på spline	20 mm
Innsidediameter aksling	0 mm
Minste utsidediameter aksling	4,3 mm
Utsidediameter hylse	13,5 mm
Største innsidediameter hylse	10,5 mm

Det er ingen standard spline som passer innenfor størrelsesrestriksjonene. Derfor blir det konstruert en egendesignet spline i *KISSsoft* med dimensjoner som nevnt i tabell 7.46.

Tabell 7.46 egendefinert spline modellert i *KISSsoft*.

Dimensjoner på spline	Verdi	Enhet
Utsidediameter	10	mm
Innsidediameter	8	mm
Sporbredde	1,5	mm
Antall spor	8	N/A



Figur 7.32 Egendefinert spline definert av angitte mål konstruert i *KISSsoft*.

Dimensjonering av splinen fører til at det er lagt av ekstra plass material i både akslingen og hylsen.

Tabell 7.47 Spenninger og sikkerhetsfaktorer for egendefinert spline.

Resultat <i>KISSsoft</i>	Trykkspenning	Tillat trykkspenning	Sikkerhetsfaktor
Aksling	78,27 MPa	2840,5 MPa	36,29 MPa
Hylse	78,27 MPa	3277,5 MPa	41,88 MPa

### 7.7.3 Dimensjonering av skjærpinner

Ringgiret i girkassen skal holdes statisk under kjøring. Det er derfor behov for en mekanisme som kan ta opp kreftene som oppstår i ringgiret, og holde det statisk mot hjulspindelen. Skjærpinner kan fungere som en god løsning.

Dreiemomentet som oppstår, er gitt i tidligere utregninger. Her utgir *KISSsoft* noe mindre påført kraft enn håndberegningene. Håndberegningene vil derfor brukes for å sikre en konservativ verdi.

Tabell 7.48 Momentet som påføres skjærpinnene.

Overføring	Dreiemoment
Ringgir - Hjulspindel	400 Nm

Tilgjengelig plass begrenses av ringgiret, hvor det er viktig at skjærpinnene ligger utenfor kantsirkelen på tannhjulet.

Tabell 7.49 Dimensjoner for ringgiret.

Dimensjoner på ringgir	Verdi
Ytre diameter ringgir	100 mm
Kantsirkel ringgir	93,2 mm
Tilgjengelig radius	3,4 mm

Tilgjengelig radius viser hvor mye plass det er mellom ytre diameter og kantsirkel. Denne muliggjør plassering av en skjærpinne med diameter på 2 mm. Skjærpinnene vil bli plassert i et sirkulært mønster med en diameter på 96,6 mm, slik at det gjenstår minst 0,7 mm med gods på hver side av skjærpinnene.

Videre må antall skjærpinner, hvor mye kraft hver skjærpinne utsettes for, og totalt påført kraft beregnes.

For å finne total kraft, brukes formel 4. Her brukes ringgirets dreiemoment og diameteren til skjærpinnene.

$$\frac{400 \text{ Nm}}{0,0966 \text{ m}} \approx 4140 \text{ N} \quad (4)$$

Hvor mye kraft hver skjærpinne absorberer må beregnes. Skjærpinnene konstrueres av *Uddeholm Alumec 89*, samme materiale som blir bruktes på hjulnav og hjulspindel.

Tabell 7.50 Skjærpinnenes materielle og mekaniske egenskaper.

Skjærpinnen	Verdi
Diameter	2 mm
Areal	6,28 mm <sup>2</sup>
Flytegrense Uddeholm Elmax Superclean	2 300 MPa
Flytegrense Uddeholm Alumec 89	610 MPa
Antall skjærpinner	6

Skjærspenning beregnes ved formel 50.

$$\frac{4140 \text{ N}}{6,28 \text{ mm}^2 \cdot 6} = \mathbf{110 \text{ MPa}} \quad (50)$$

Skjærkraften pinnene utsettes for er lavere enn materialets flytegrense. Sikkerhetsfaktor beregnes ved formel 15.

$$\frac{610 \text{ MPa}}{110 \text{ MPa}} \approx \mathbf{5,55} \quad (15)$$

For å finne lengden på skjærpinnene, må spenningene i hullet til skjærpinnen regnes ut. Det er ønskelig at skjærpinnen er den svakeste delen i systemet.

Ringgiret er konstruert av et mye sterkere materiale, mens hjulspindelen er av det samme materialet som skjærpinnene. Sikkerhetsfaktorene i hjulspindelen må derfor være høyere enn sikkerhetsfaktoren mot skjær i skjærpinnene.

Normalspenningen i hullene til skjærpinnen beregnes av formel 50. Lengden av hullet settes til 10 mm for både ringgir og hjulspindel.

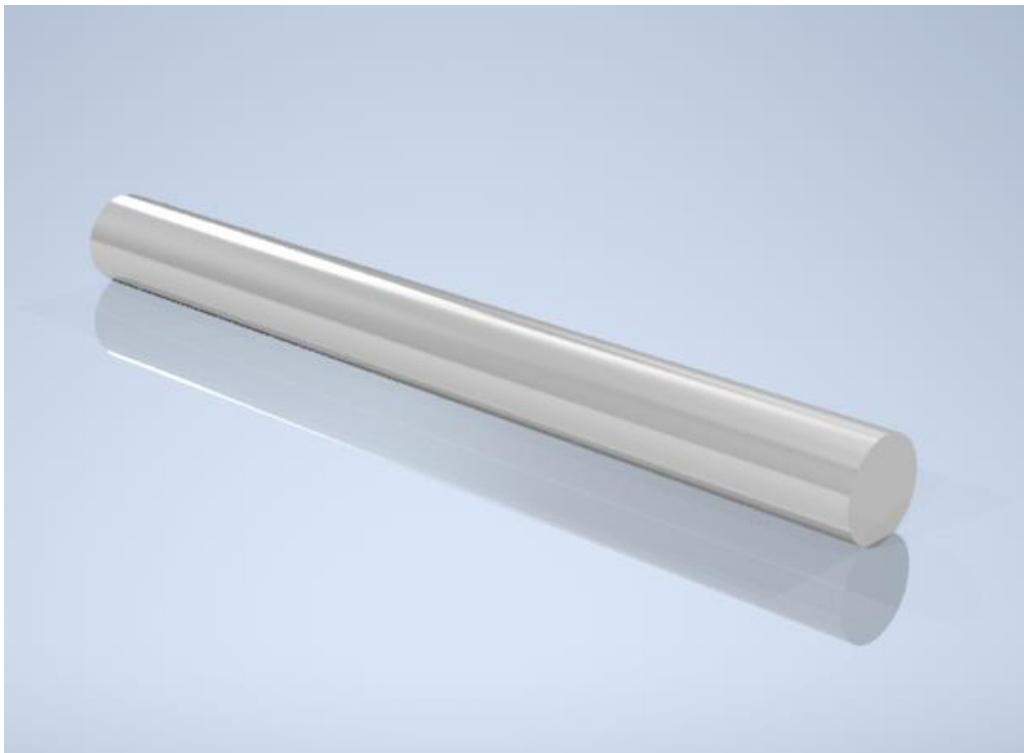
$$\frac{4140 \text{ N}}{\frac{\pi}{2} \cdot 2 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 6} \approx \mathbf{22 \text{ MPa}} \quad (50)$$

Sikkerhetsfaktor mot flyting i ringgir og hjulspindel er gitt av formel 15.

$$\frac{2300 \text{ MPa}}{22 \text{ MPa}} \approx \mathbf{105} \quad (15)$$

$$\frac{610 \text{ MPa}}{22 \text{ MPa}} \approx \mathbf{27,7} \quad (15)$$

Sikkerhetsfaktorene er innenfor kravene, og skjærpinne får en lengde på 20 mm.



*Figur 7.33 Ferdig designet skjærpinne modellert i Autodesk Inventor*



## 7.8 Tilpassing av tannhjulsgeometri

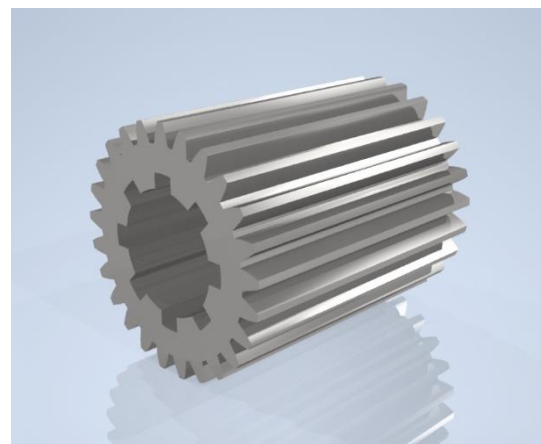
Akslinger, lager og kraftoverføringer er ferdig nå dimensjonert, tannhjulsgeometrien må derfor designes slik at det er plass til komponentene innenfor tannhjulene.

### 7.8.1 Tannhjulsgeometri solgir

Innenfor tennene til solgiret skal det plasseres en spline som kobler solgiret på motorakslingen. Dimensjonene for splinen er gitt i kapittel 7.7.2. Splinene blir plassert innenfor kantsirkelen til tannhullet.

Tabell 7.51 Egenskaper for solgiret

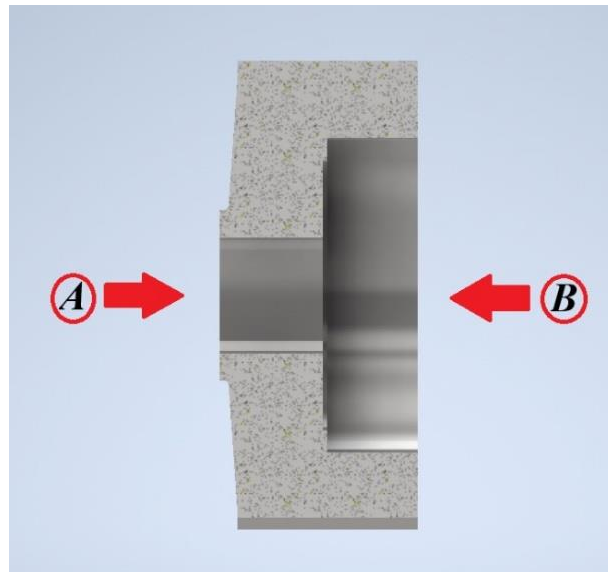
Solgir	Egenskaper
Materiale	Uddeholm Elmax superclean
Vekt	0.017 kg
Tanngometri	ISO 53:1998 Profil A



Figur 7.34 Ferdigdesignet solgir

## 7.8.2 Tannhjulsgeometri planet 1

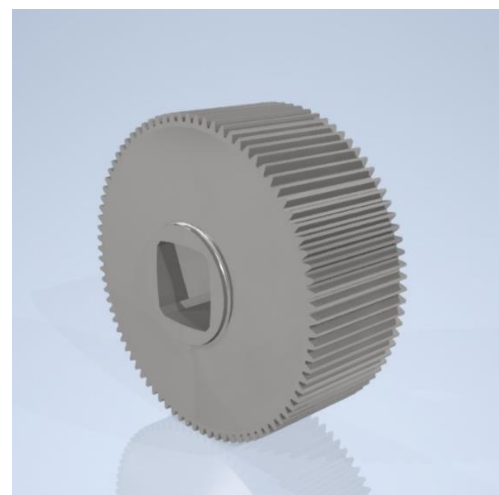
For planet 1 modifiseres innsiden av tannhjulet slik at planeakslina får plass. Tannhjulet skal også stå opplagra på et kulelager, og det skal være plass til navet til polygonkoblingen. For å få plass til alt utvides tannhjulet med 2 mm i bredde nedenfor tennene til tannhjulet.



Figur 7.35 Indre konturer av planet 1. A: polygonkobling. B: Lagerplassering.

Tabell 7.52 Egenskaper for planet 1.

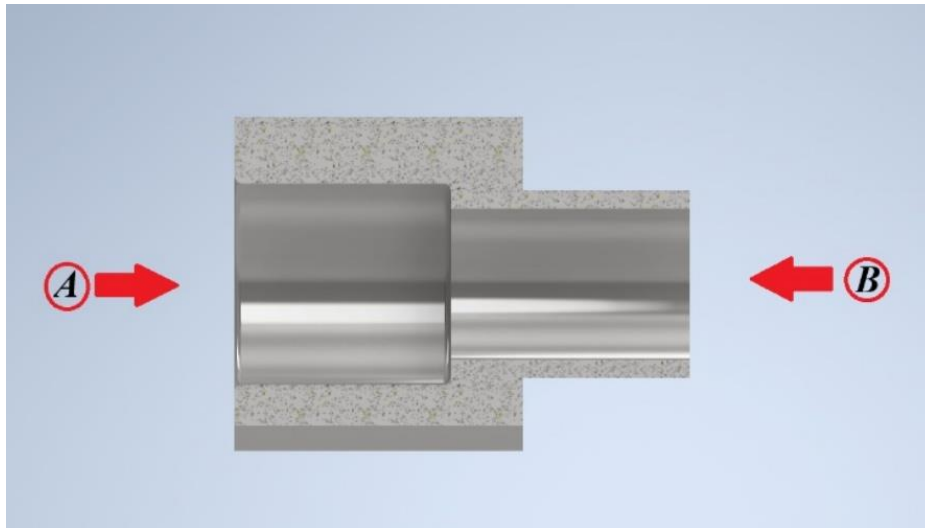
Planetgir 1	
Materiale	Uddeholm Elmax superclean
Vekt	0.233 kg
Tanngeometri	ISO 53:1998 Profil A



Figur 7.36 Planet 1 med polygonkobling

### 7.8.3 Tannhjulsgeometri planet 2

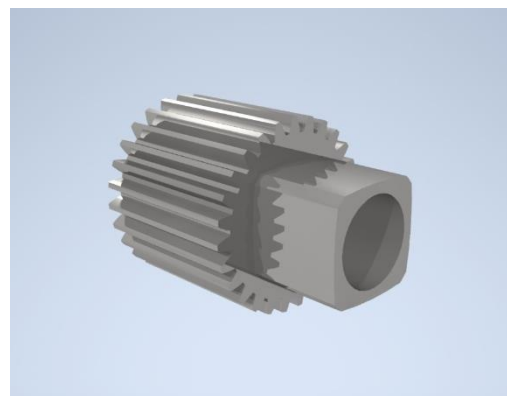
For planet 2 er det nødvendig å lage plass for rullelageret og polygonoverføringen. Rullelageret plasseres innenfor tannhjulets kantsirkel. Polygonakslingen til kraftoverføringen plasseres på den ene enden av tannhjulet og utvides til polygonet har ønsket lengde.



Figur 7.38 Indre konturer av planet 1. A: Lagerplassering. B: Polygonoverføring.

Tabell 7.53 egenskaper for planet 2.

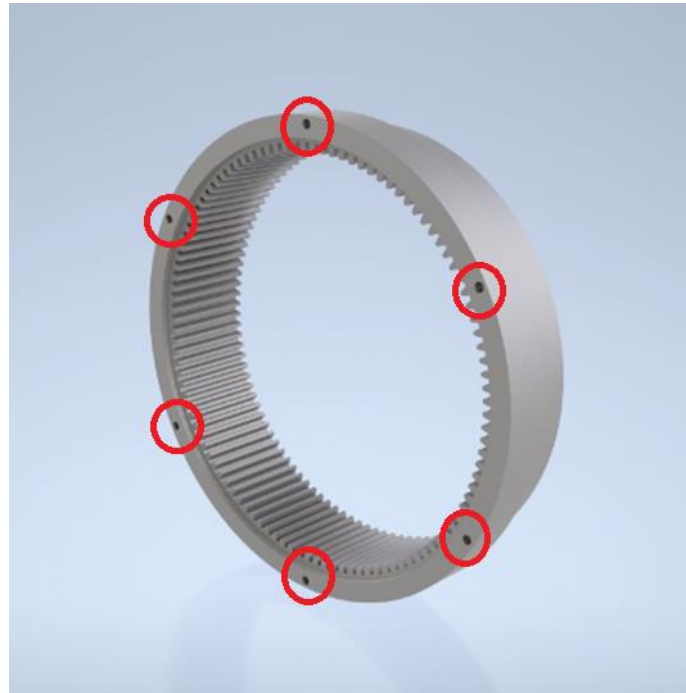
Planetgir 2	
Materiale	Uddeholm Elmax superclean
Vekt	0.041 kg
Tanngemetri	ISO 53:1998 Profil A



Figur 7.39 Planet 2 med polygonkobling

#### 7.8.4 Tannhjulsgeometri ringgir

Ringgiret tilpasses for vektbesparelse og innfesting i girkassehus. Det lages også hull til skjærpinnene som skal holde ringgiret statisk mot hjulspindelen under kjøring.



Figur 7.40 Ringgir med implementerte hull til skjærpinner. Rød sirkler markerer hull til skjærpinner.

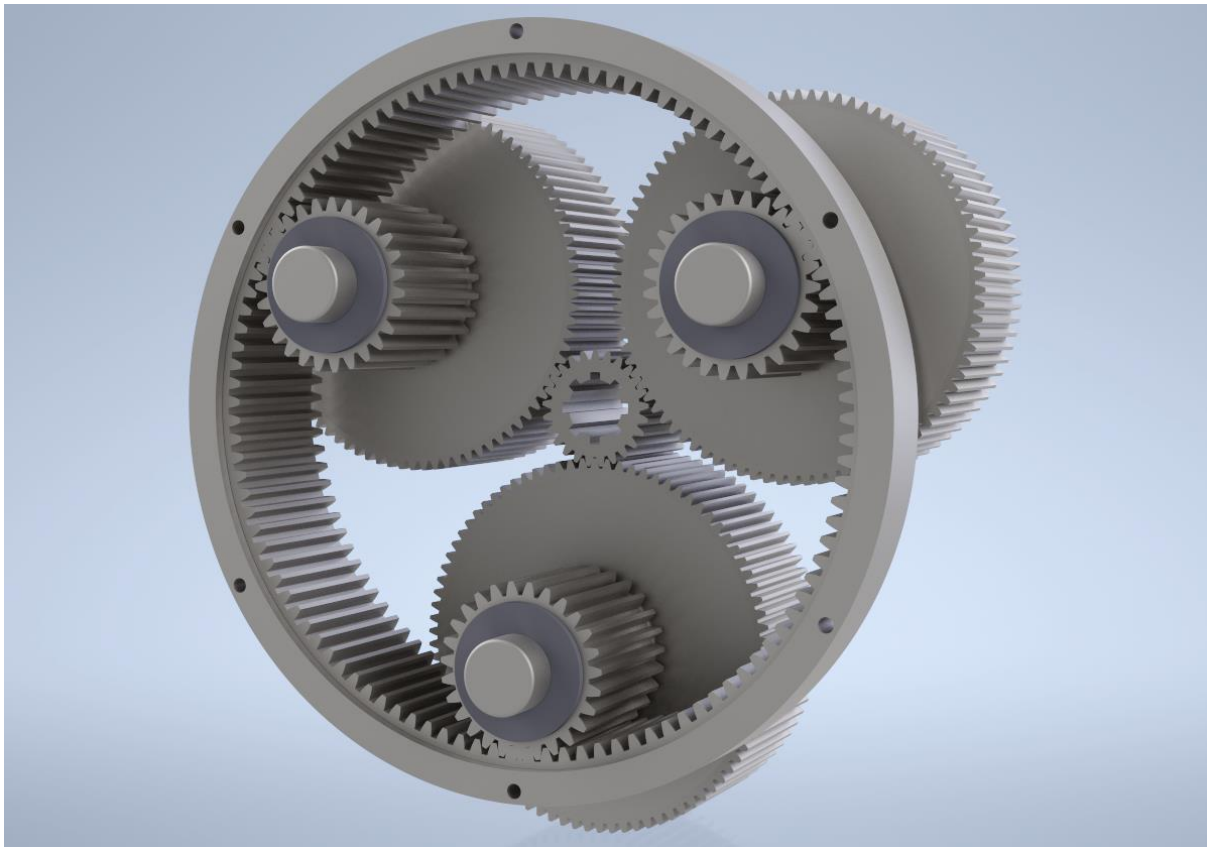
Tabell 7.54 Egenskaper for ringgiret.

Planetgir 1	
Materiale	Uddeholm Elmax superclean
Vekt	0.209 kg
Tanngeometri	ISO 53:1998 Profil A

### 7.8.5 Sammenstilling av tannhjulene

De ulike tannhjulene og planetene kan monteres sammen som vist i figur 7.41. Systemet har 3 planetsammenstillinger, som består av planet 1 og planet 2. Planet 1 er i inngrep på solgiret i midten av girkassa og planet 2 er i inngrep med ringgiret, som er plassert ytterst i girkassa.

Planetsammenstillingene er identiske, men for å få rett inngrep mellom tannhjulene, må to av sammenstillingene roteres 209 grader hver.



Figur 7.41 Sammensatt girsystem bestående av solgir, planeter og ringgir. Modellert i Autodesk Inventor.

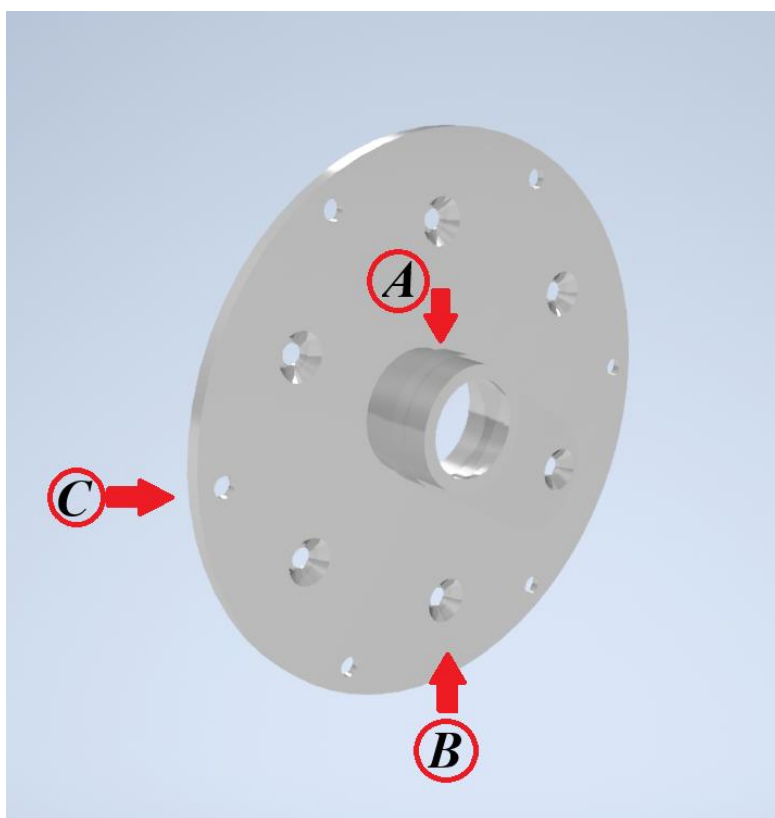
### 7.8.6 Motorhus og innfesting av motor

For innfesting av motoren, blir det designet en adapterplate som plasseres mellom motoren og girkassen.

Adapterplaten er en plassbesparende innfestningsmetode, og er basen for opplagring og tetting av motoraksling og girkasse. Videre designes denne også for å kunne løses av hjulspindelen, og vil monteres som en del av motorsammensetningen. Dette fører til at motoren kan lagres opp og tettes før montering på bilen.

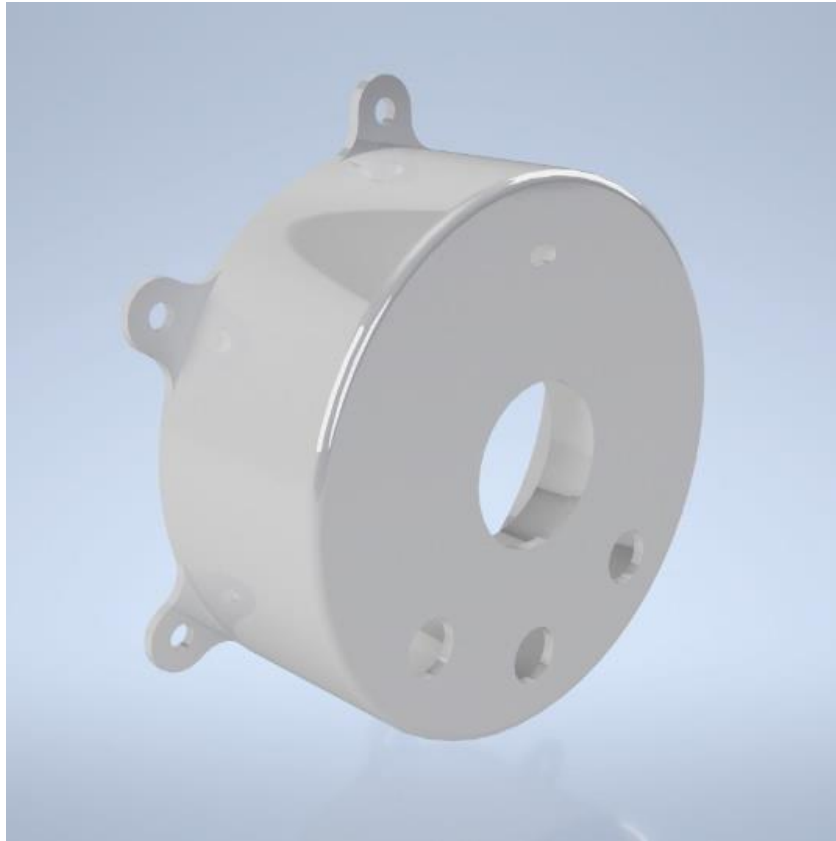
Materialet blir valgt til *Alumec 89*, ettersom det allerede blir tatt i bruk i girkassens andre komponenter og dermed kan forenkle produksjonsprosessen.

Adapterplaten fører også til et enkelt motorhusdesign, da det ikke er behov for en innfestingsmetode utenfor minste diameter på motor. Det kan i stedet bores opp hull og monteres bolter av dimensjonen M5x16 mm i etterkant av ferdigstilling hos *Fisher*.



Figur 7.42 DAK modell av adapterplate for innfesting av motor til girkassen. A: Opplagring og tetning av motoraksel. B: Bolthull til innfesting av adapterplate til motorhus. C: bolthull til innfesting av adapterplater til girkassehus

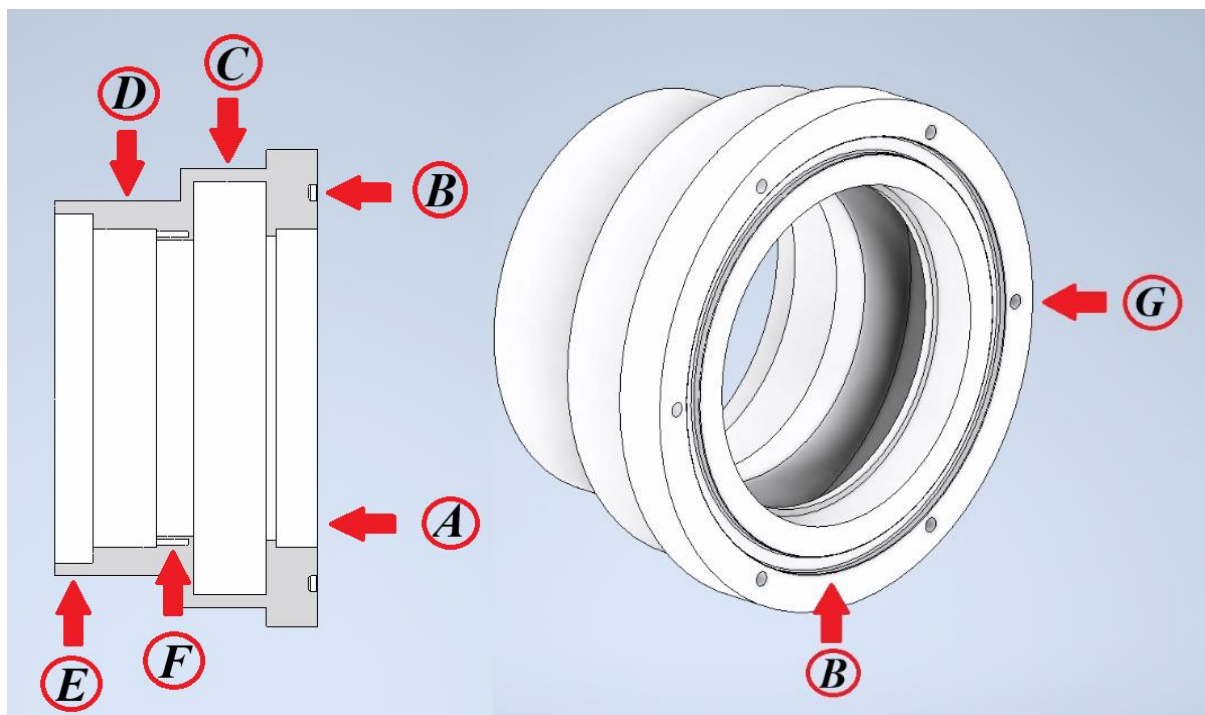
For bakre del av motoren designes det et lokk som innkapsler de elektriske festepunktene, og fungere som opplagringspunkt for motorakslingen. Lokket blir festet til motorhuset med seks stykk M6 x 12 mm bolter.



*Figur 7.43 Lokk for opplagring av motoraksling og innkapsling av elektrisk festepunktene*

## 7.10 Design av girkassehus

Girkassehuset vil måtte legges opp som en del av hjulspindelen. I denne oppgaven, har de indre dimensjonene av denne delen blitt designet, slik at de ytre dimensjonene på girkassen vil passe inn. Girkassehuset inkluderer dimensjonering av bolthull og grop til o-ring for å tette systemet ved implementering av et smøresystem. Øvrige ytre dimensjoner er designvariabler som ikke påvirker girkassen.



Figur 7.45 Girkassehusets egenskaper og funksjoner. A: posisjon for innerste hjullager. B: grop til o-ring. C: rom til utkutt i hjulspindel slik at planet 1 passer. D: Hjullager- og ringgirspor. E: Spor til ytre radiale tetting. F: Hull til skjærpinner. G: Hull til montering av adapterplate.



## 7.11 Styrkeberegninger bolter

Det er viktig å finne ut hvilke bolter som tåler kreftene i girsystemet. Utregninger på skjærkraft blir utført for alle bolter i systemet hvor det er relevant.

### 7.11.1 Bolter mellom indre og ytre hjulnav

Hjulnavet fungerer som planetbæreren i girkassen, og påfører kraften direkte inn i hjulet. Siden hjulnavet er todelt, er det viktig at boltene som brukes i sammensettingen tåler kreftene som går i hjulnavet.

Hjulnavet er festet sammen av tre stykk M6 x 35 mm bolter som er valgt i henhold til *DIN 912* standard. Boltene er av klasse 12,9 og har 1100 MPa i Flytegrense.

For å forenkle beregningen, vil planetakslingene bli sett bort fra, mens skjærkraften blir utregnet ut ifra dreiemomentet som virker på hjulnavet. Utregningen baserer seg på et scenario der boltene bærer hele dreiemomentet, og vil derfor resultere i de høyeste kreftene som boltene kan utsettes for.

Dreiemomentet som går gjennom hjulnavet, finnes ved å multiplisere dreiemomentet fra motoren med girutvekslingen.

$$29,1 \text{ Nm} \cdot 14,73 \approx \mathbf{428,6 \text{ Nm}} \quad (5)$$

Boltene er plassert i et sirkulært mønster med jevnt fordelt avstand, hvor radiusen på sirkelen er 33 mm. Kreftene som påvirker boltene, kan da regnes ut med formel 4.

$$\frac{428,6 \text{ Nm}}{0,033 \text{ m}} \approx \mathbf{12990 \text{ N}} \quad (4)$$

Skjærspenningen i boltene, kan nå regnes ut ved formel 50.

$$\frac{12990 \text{ N}}{\pi \cdot (3 \text{ mm})^2 \cdot 3} \approx \mathbf{153,1 \text{ MPa}} \quad (50)$$

Sikkerhetsfaktoren mot flyting finnes med bruk av formel 15.

$$\frac{1100 \text{ MPa}}{153,1 \text{ MPa}} \approx \mathbf{7,18} \quad (15)$$

### 7.11.2 Bolter mellom motor og adapterplate

Det vil oppstå et dreiemoment når motoren driver motorakslingen, som vil være likt dreiemomentet motoren påfører motorakslingen, men i motsatt retning.

Boltene må derfor tåle et dreiemoment på 29,1 Nm. Dette fordeles på seks bolter som er jevnt distribuert på en sirkel med radius på 52 mm.

Det brukes ubehandlede bolter med forsinking etter *DIN 7991* standard. Dimensjonen på boltene er M5 x 16 mm, og er av 10,9 klasse. Disse har en strekkfasthet på 940 MPa.

Kraften boltene utsettes for kan regnes ut med formel 4.

$$\frac{29,1 \text{ Nm}}{0,052 \text{ m}} \approx \mathbf{560 \text{ N}} \quad (4)$$

Videre kan skjærspenningen i boltene beregnes ved bruk av formel 50.

$$\frac{560 \text{ N}}{\pi \cdot (2,5 \text{ mm})^2 \cdot 6} \approx \mathbf{4,75 \text{ MPa}} \quad (50)$$

Ut ifra beregningene av skjærkraft, ser man at det spenningene som påvirker boltene er svært lavt.

Sikkerhetsfaktoren mot flyting kan beregnes ved formel 15.

$$\frac{940 \text{ MPa}}{4,75 \text{ MPa}} \approx \mathbf{198} \quad (15)$$

### 7.11.3 Bolter mellom adapterplate og hjulnav

Boltene som fester adapterplaten til hjulnavet, må tåle det samme dreiemomentet som produseres av motoren. Dreiemomentet fordeles her på seks M5 x 10 mm bolter som er jevnt plassert om en sirkel på 68 mm radius.

Boltene hentes ut fra *DIN 912* standarden, og er av kvalitetsklasse 12,9. Boltene har en flytegrense på 1100 MPa, og kraften som boltene utsettes for kan beregnes med formel 4.

$$\frac{29,1 \text{ Nm}}{0,068 \text{ m}} \approx \mathbf{428 \text{ N}} \quad (4)$$

Skjærspenningen på 428 N fordeles jevnt på alle de seks boltene og kan regnes med formel 50 for skjærkraft.

$$\frac{428 \text{ N}}{\pi \cdot (2,5 \text{ mm})^2 \cdot 6} \approx 3,63 \text{ MPa} \quad (50)$$

Sikkerhetsfaktor mot flyting kan beregnes ved formel 15.

$$\frac{940 \text{ MPa}}{3,63 \text{ MPa}} \approx 259 \quad (15)$$

## 7.12 Valg av smøresystem

Ettersom girkassehuset av natur designes som et lukket system, besluttes det å legge systemet i et oljebad.

Basert på girkassens parametere, som blant annet tannhjulsdimensjoner og rotasjonshastigheter, kan anbefalt smøring hentes ut fra *KISSsoft*.

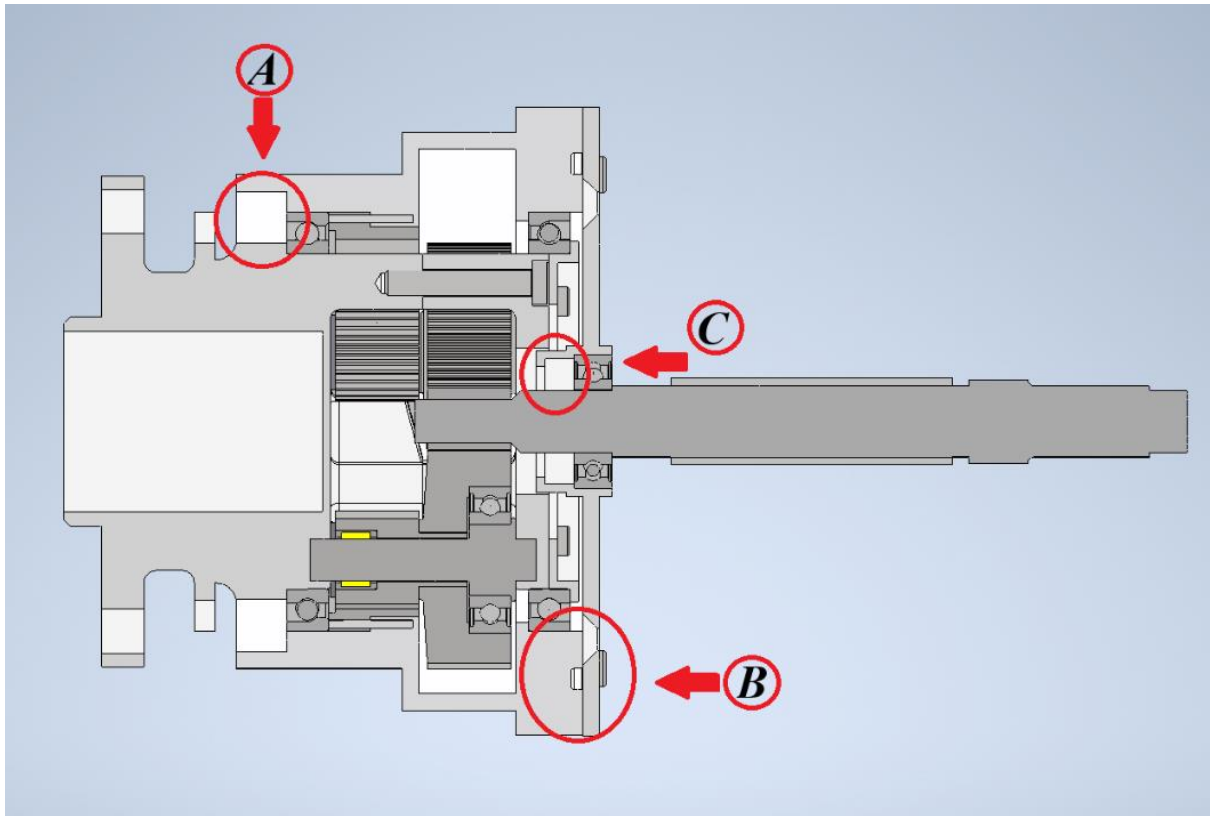
*KISSsoft* anbefaler i dette tilfellet bruken av girolje i henhold til *ISO-VG 220* standard.

## 7.13 Tetningsløsninger for girkassen

Girkassen skal smøres ved bruk av oljebad, og det er derfor behov for implementering av et tetningssystem.

Det er hovedsakelig 3 punkter som må tettes. Hjulnavet må tettes opp mot girkassehuset, motorakslene må tettes opp mot adapterplate, og adapterplaten må tettes mot girkassehuset.

Figur 7.46 viser innvendige konturer i girkassen og illustrerer de ulike punktene som krever tetning. Tetninger som blir brukt er hentet fra tetningsutvalget i Autodesk Inventor, baseres på *ISO* standard.



Figur 7.46 A: tetningsbehovet mellom hjulnavet og girkassehuset. B: tetningsbehovet mellom adapterplate og girkassehuset. C: tetningsbehov mellom motoraksel og adapterplate.

Som vist i figur 7.46, brukes det i punkt A en akseltetning som monteres rundt det roterende hjulnavet med en leppe som ligger i press mot navet. Tetningen er av standard ISO 6194/1 Type 4, og er illustrert i figur 7.47.

Tabell 7.55 Tetningens dimensjoner.

ISO 6194/1 Type 4	Dimensjoner
Ytre diameter	110 mm
Indre diameter	85 mm
bredde	12 mm



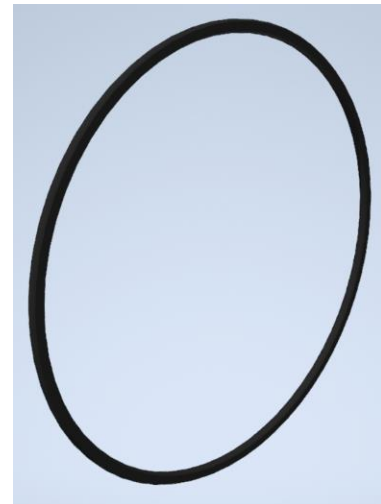
Figur 7.47 Akseltetning

I punkt B, illustrert i figur 7.48, brukes en o-ring for å tette mellom adapterplaten og girkassehuset. O-ringen monteres i en grop, hvor grop or o-ring er designet etter *ISO 3601-1* standard.

Boltene som fester motoren til adapterplaten, blir festet innenfor O-ringen. Det er derfor fare for at olje kan lekke ut via boltene. For å sikre at dette, benyttes pakningsstoff mellom motorhus og adapterplate.

Tabell 7.56 O-ring dimensjoner.

<i>ISO 3601-1</i>	Dimensjoner
Ytre diameter	125,1 mm
Indre diameter	118 mm
Diameter	3,55 mm
Dybde grop	2,75 mm
Indre diameter grop	118 mm
Ytre diameter grop	128 mm

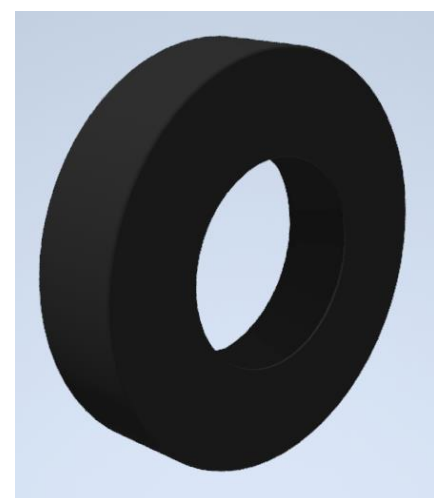


Figur 7.48 o-ring etter *ISO 3601-1* standard.

I punkt C, brukes en akseltetning som står inntil adapterplaten med den roterende motorakslingen på innsiden. Ettersom denne tetningen har samme behov og bruksområde som akseltetningen i punkt A, dimensjoneres denne etter samme standard.

Tabell 7.56 Akseltetning dimensjoner.

<i>ISO 6194/1 Type 4</i>	Dimensjoner
Ytre diameter	30 mm
Indre diameter	15 mm
bredde	7 mm

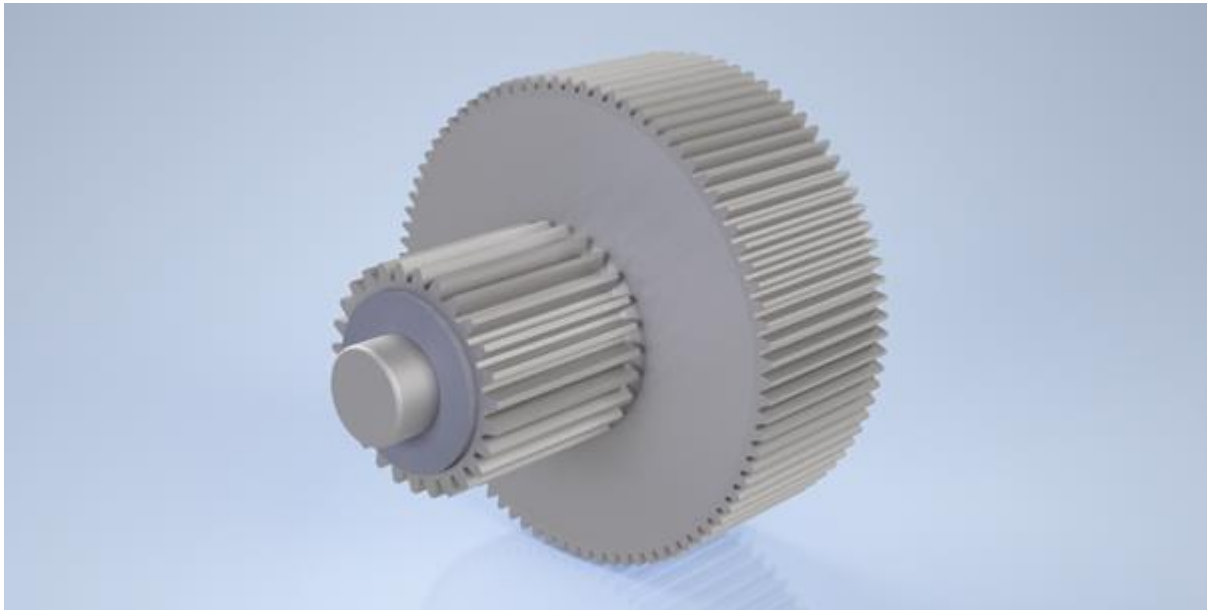


Figur 7.19 Akseltetning

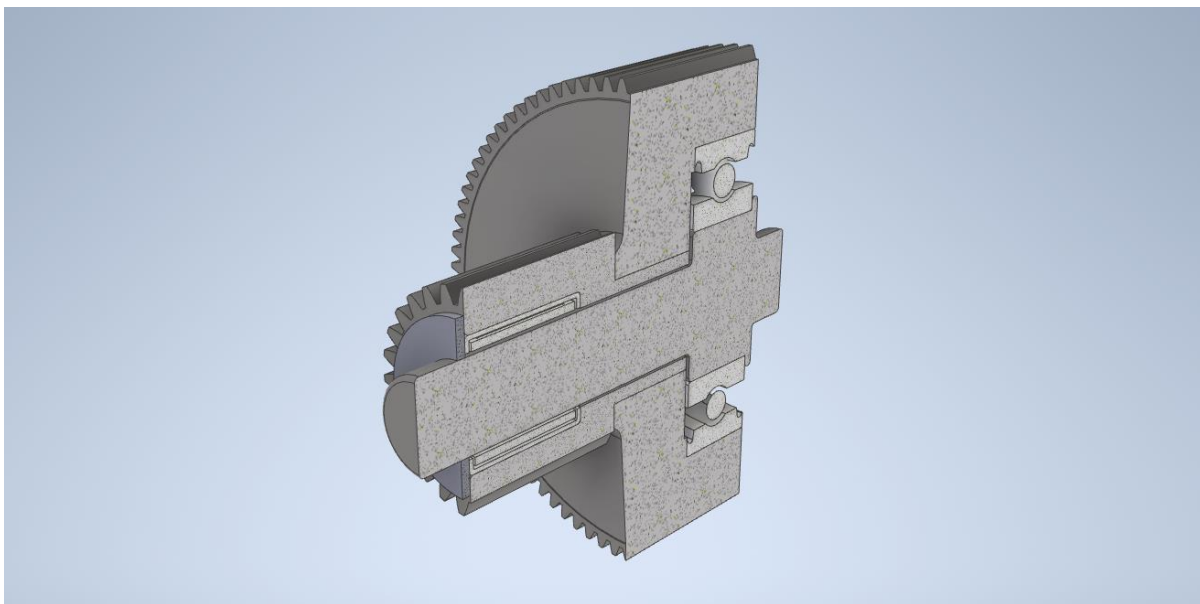
## 7.14 Oppsummering av design

Når alle komponentene i girkassen er ferdig designet og dimensjonert, kan de sammenstilles i *Autodesk Inventor*.

### 7.14.1 Montert planetaksel

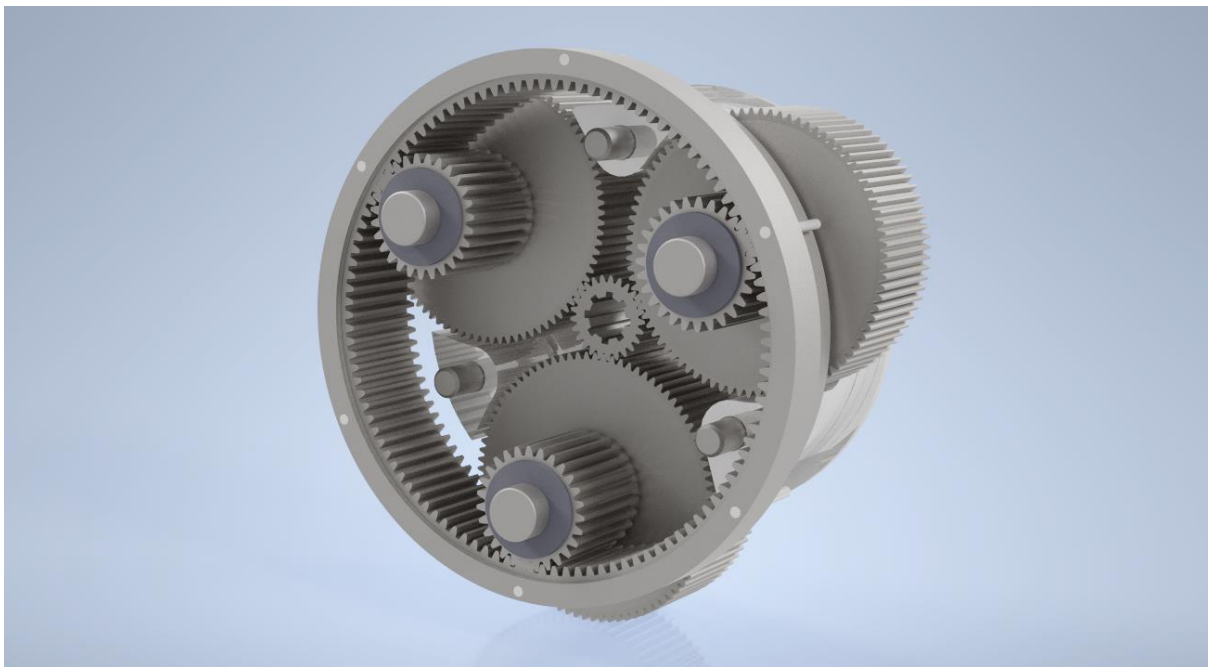


Figur 7.50 Sammenstilling av planetakselene i Autodesk Inventor.

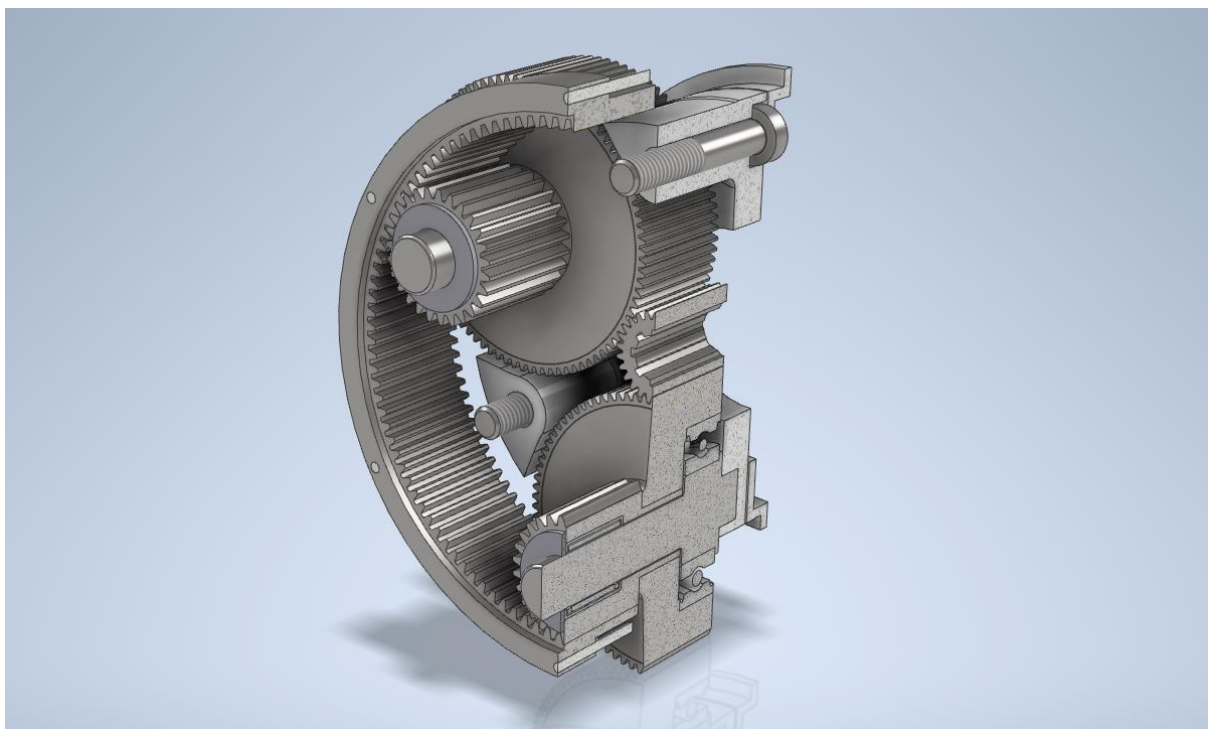


Figur 7.51 Tverrsnitt av planetakselens sammenstilling

## 7.14.2 Montert girkasse



Figur 7.52 Sammenstilling av girkassen i Autodesk Inventor.

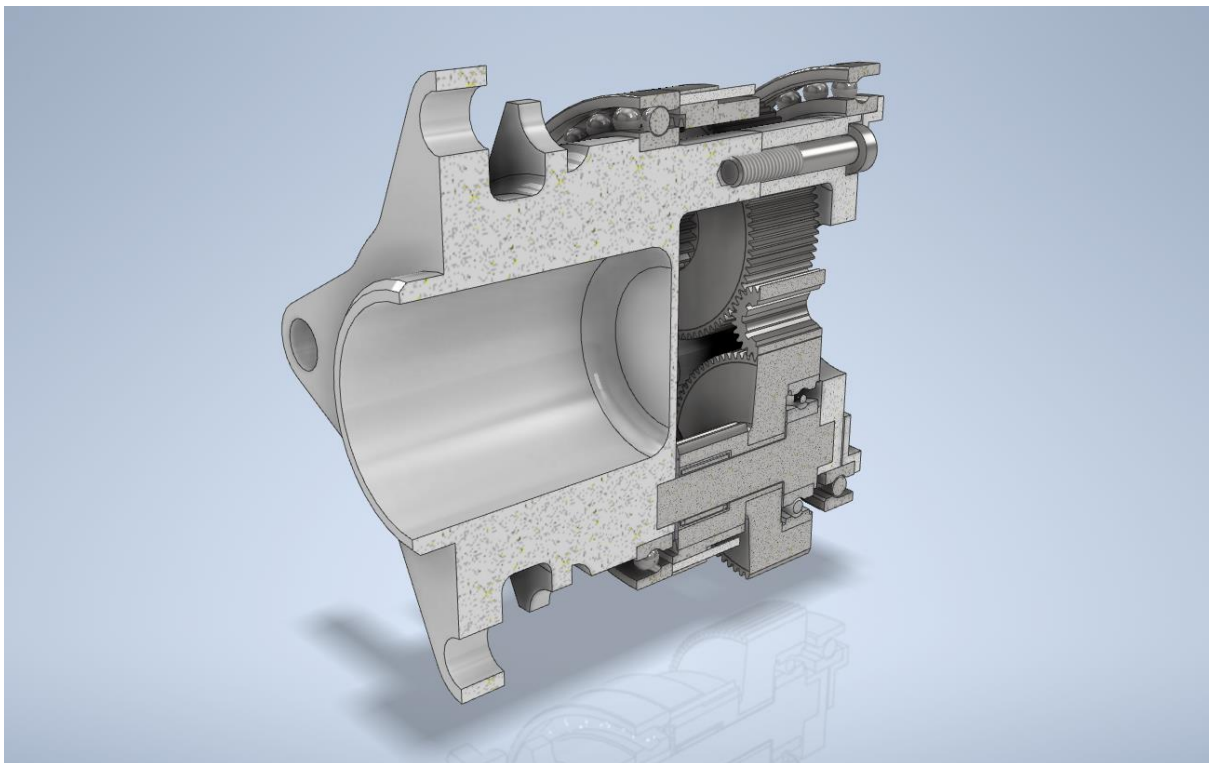


Figur 7.53 Tverrsnitt av girkassesammenstillingen i Autodesk Inventor.

### 7.14.3 Montert hjulnav



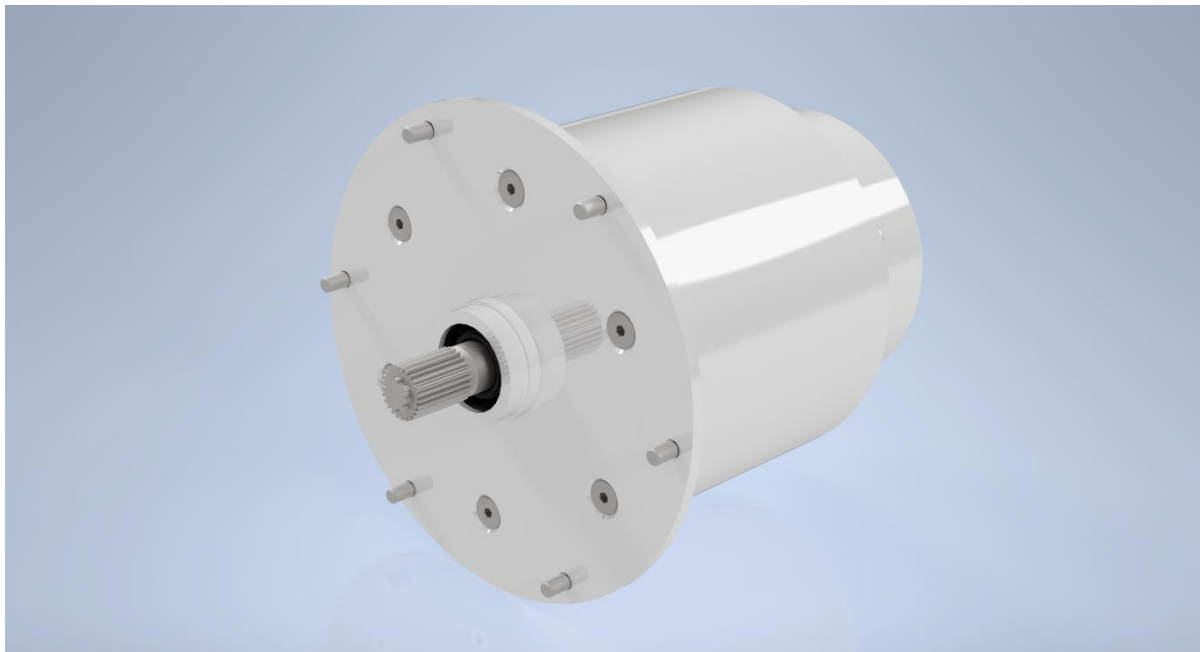
Figur 7.54 Montert hjulnav sammensatt i Autodesk Inventor.



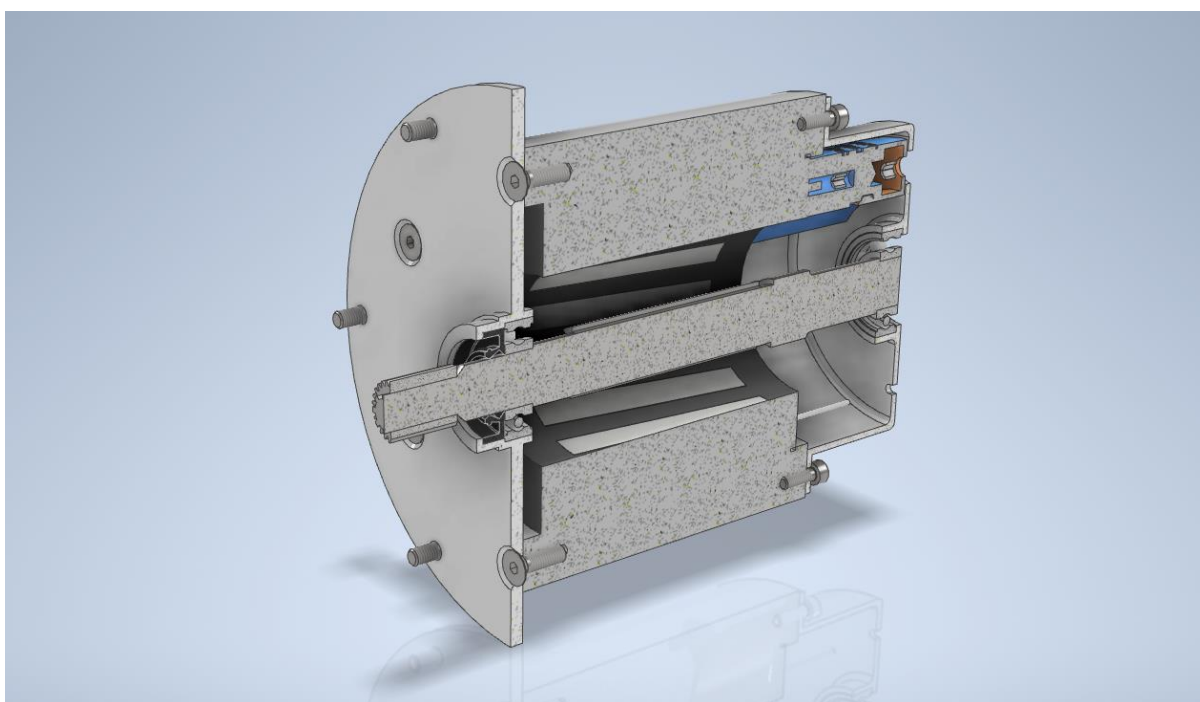
Figur 7.55 Tverrsnitt av montert hjulnav.



#### 7.14.4 Montert motorhus



Figur 7.56 Montert motorhus

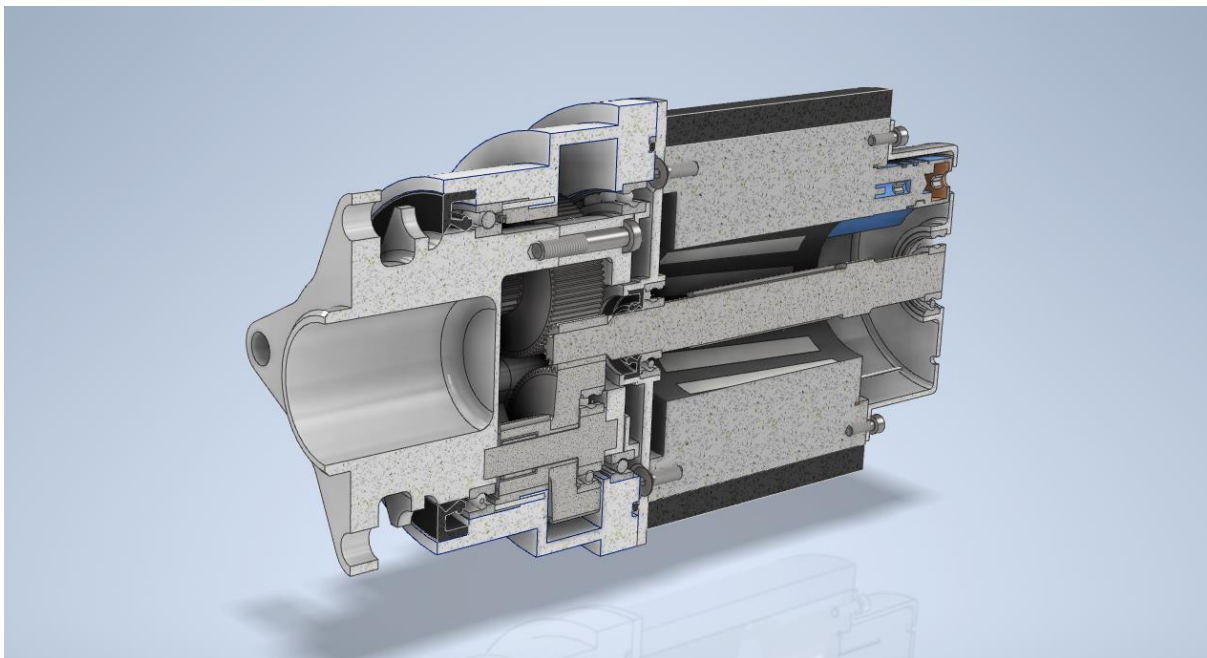


Figur 7.57 Tverrsnitt av motorhus. Motorens rotor inkluderes ikke i sammenstillingen

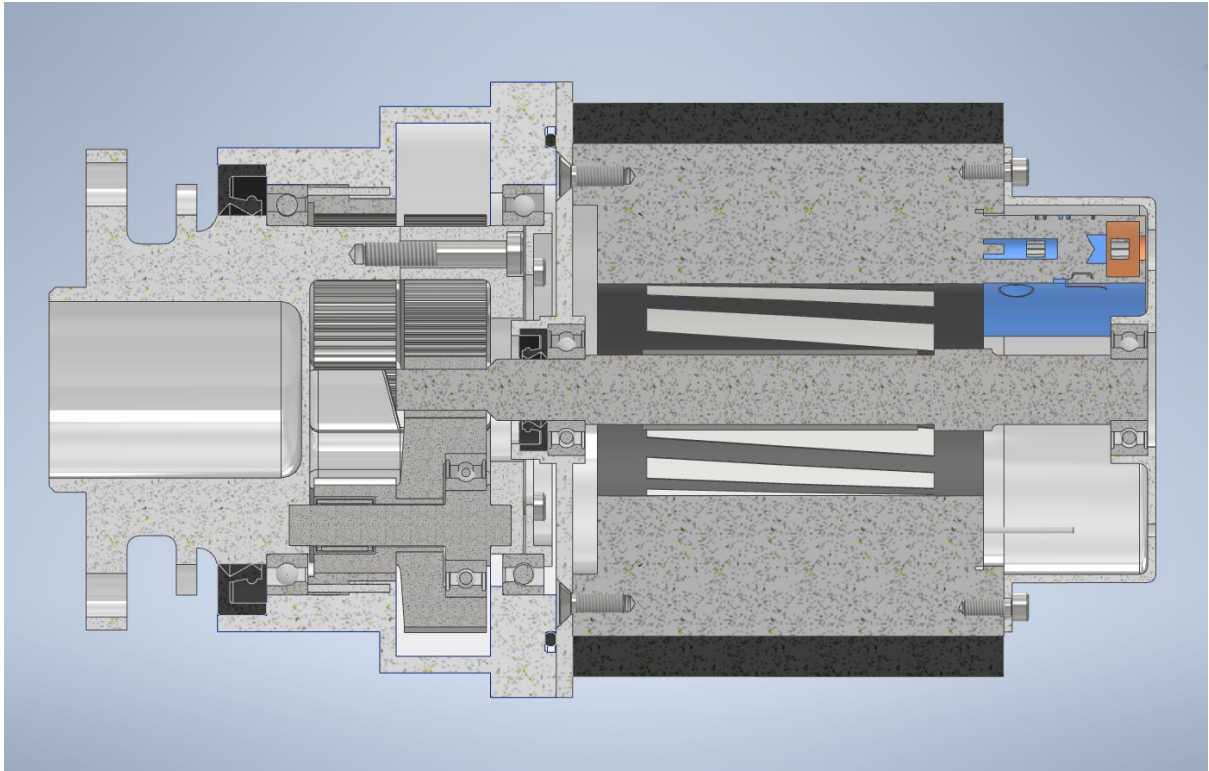
### 7.14.5 Komplet drivlinje



Figur 7.58 Ferdig sammensatt system i Autodesk Inventor, svart hylse med logo er forslag til kjøleblokk.



Figur 7.59 Tverrsnitt av ferdig sammensatt system.



Figur 7.60 Tverrsnitt av ferdig sammensatt system

### 7.14.6 Systemets spesifikasjoner

Systemets totalvekt og dreiemoment beregnes, og sammenlignes med *ION Racing UiS* sitt 2024 drivverks systemet.

Tabell 7.57 Systemets samlede masse.

Vekt på komponent i kg	Planetgir	Kjededrivverk ION24	Differanse
Tannhjul	4,192	0,55	3,642
Kjede	0	0,98	-0,98
Akslinger	1,804	2	- 0,196
Hjulnav	3,032	2,64	0,392
Hjullagre	1,216	1,616	-0.4
Lagrer	0,758	0,68	0,078
Motorhus	7,436	0,5	6,936
Motor	11,2	9	2,2
Bolter	0,360	1,1	-0,74
Pakning og o-ring	0,116	0	0,116
Differensial	0	2,6	-2,6
Brakett	0	1,7	-1,7
Total	30,114	23,366	6,748

Tabell 7.58 Dreiemoment på nytt og gammelt system.

	Planetgir	Kjededrivverk ION24	Differanse
Dreiemoment på hjul	1715 Nm	742 Nm	973 Nm

## 8 Diskusjon

I designprosessen har det blitt tatt hensyn til kreftene som påføres girkassen fra motoren. I realiteten, vil en også kunne oppleve at hjulopphenget kan tilføre krefter inn i systemet, ettersom det er i bevegelse under kjøring. Det kan derfor være hensiktsmessig å videre utlede hvorvidt disse kreftene vil påvirke girkassen.

Videre ser man at resultatene fra håndberegningene og *KISSsoft* varierer noe, og det kan tyde på at en videre analyse av tannhjulsgeometrien kan være hensiktsmessig. Programmet tar hensyn til en rekke faktorer som maskineringstoleranser og vibrasjoner som kan oppstå i systemet. Dette tas ikke høyde for i håndberegningene, og kan være en forklaring på variasjonene. Det vil derfor være viktig å sikre riktige toleranser ved en eventuell produksjonsprosess.

Innenfor girkassens angitt levetid på 50 timer, har beregningene vist at sikkerhetsfaktorer og komponentenes levetid er innenfor kravene.

Systemets totale vekt estimeres til 30,1 kg fordelt på fire hjul. Dette er en økning i vekt på om lag 6,7 kg sammenliknet med dagens system. Dette er et særdeles positivt resultat, ettersom systemet er mye mer komplekst og har flere komponenter. Det er også mulig å redusere denne vekten ytterligere gjennom videre utvikling.

Det ferdige systemet har en girutveksling på 14,73, som gir et dreiemoment på 1715 Nm i hjulene. Dette er en økning på 973 Nm sammenliknet med dagens system. Kreftene vil nå også fordeles på bilens fire hjul, som fører til at mer dreiemoment kan leveres til underlaget. Dette bidrar til å øke bilens prestasjoner i de dynamiske øvelsene på konkurransen.

Ettersom systemet er designet etter tilnærmet frie tøyler, kan det tenkes at det vil oppstå utfordringer i produksjon. Det kan derfor være hensiktsmessig å inngå et samarbeid med en eventuell produksjonspartner tidlig i videreutviklingsprosessen, slik at man kan identifisere eventuelle produksjonsutfordringer.

## 9 Konklusjon

Målet med prosjektet var å utvikle en planetgirkasse som kunne muliggjøre implementering av firehjulsdrift på en fremtidig *Formula Student* bil til produksjon av *ION Racing UiS*.

I forkant av arbeidet ble et bestemt hvilken motor som kunne benyttes, i tillegg til at det måtte brukes en type planetgirkasse for innfesting i bilens hjuloppheng. Gjennom utledninger ble det besluttet at et sammensatt planetgir hvor man fordeler kreftene over to steg vil kunne fungere.

Girkassen er designet og dimensjonert ut ifra kjente begrensninger, og man ser at systemet vil kunne produseres og implementeres i en fremtidig bil uten at det må gjøres store designendringer på bilens resterende systemer. Derimot, vil systemet kreve videre analyse og design før det kan implementeres.

Man ser at systemet vil bestå av mange og komplekse komponenter. Mange av delene er derimot designet ut fra eksisterende systemer slik at de vil kunne produseres på samme metode som tidligere. Det bør derfor inngås en dialog med eventuelle produsenter hvor girkassen fremvises, slik at man kan estimere produksjonskostnad.

Dersom systemet realiseres, vil det kunne åpne for mye ny læring i *ION Racing UiS*, og det håpes at designet kan komme til nytte for fremtidige medlemmer.

## 11 Bibliografi

- [1] Institution of Mechanical Engineers, «Formula Student,» 15 april 2024. [Internett]. Available: <https://www.imeche.org/events/formula-student>. [Funnet 15 april 2024].
- [2] Institution of Mechanical Engineers, «Formula Student Rules,» 27 november 2023. [Internett]. Available: <https://www.imeche.org/events/formula-student/team-information/rules>. [Funnet 15 april 2024].
- [3] Universal Technical Institute, «What is a transmission and how does it work?,» Universal Technical Institute, 2024. [Internett]. Available: <https://www.uti.edu/blog/automotive/transmission>. [Funnet 07 Januar 2024].
- [4] O. Skjeggedal, «Turtall,» Store Norske Leksikon, 11 juni 2019. [Internett]. Available: <https://snl.no/turtall>. [Funnet 17 februar 2024].
- [5] H. G. Lemu, «Dimensjonering av maskinelementer - Kompendium i fag MSK210 Maskinkonstruksjon,» Institutt for konstruksjonsteknikk og materialteknologi, Stavanger, 2020.
- [6] J. R. Kristiansen, «dreiemoment,» Store Norske Leksikon, 19 desember 2022. [Internett]. Available: <https://snl.no/dreiemoment>. [Funnet 17 februar 2024].
- [7] J. Skaar, «elektrisk spenning,» Store Norske Leksikon, 9 februar 2023. [Internett]. Available: [https://snl.no/elektrisk\\_spenning](https://snl.no/elektrisk_spenning). [Funnet 13 mai 2024].
- [8] J. Skaar, «Ohms lov,» Store Norske Leksikon, 23 juli 2021. [Internett]. Available: [https://snl.no/Ohms\\_lov](https://snl.no/Ohms_lov). [Funnet 13 mai 2024].
- [9] MathWorks, «What Is Field-Weakening Control?,» MathWorks, 13 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.mathworks.com/discovery/field-weakening-control.html>. [Funnet 13 mai 2024].
- [10] OptimumG, «optimumg.com,» OptimumG, 2 4 2024. [Internett]. Available: <https://optimumg.com/product/optimumlap/>. [Funnet 2 4 2024].
- [11] KISSsoft AG, «KISSsoft,» Gleason, 31 Januar 2024. [Internett]. Available: <https://www.kisssoft.com/en>. [Funnet 32 Januar 2024].
- [12] Autodesk, «Autodesk Inventor: 3D modeling software for designers and engineers,» Autodesk, 13 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview?term=1-YEAR&tab=subscription>. [Funnet 13 mai 2024].
- [13] Ansys, «Ansys Mechanical,» Ansys, 13 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical>. [Funnet 13 mai 2024].
- [14] K. A. Rosvold, «modul (teknikk),» Store Norske Leksikon, 11 september 2019. [Internett]. Available: [https://snl.no/modul\\_-\\_teknikk](https://snl.no/modul_-_teknikk). [Funnet 13 mai 2024].

- [15] The MathWorks, inc., «mathworks,» The MathWorks, inc., 2 April 2024. [Internett]. Available: <https://se.mathworks.com>. [Funnet 2 April 2024].
- [16] K. A. Roslovd, «sikkerhetsfaktor,» Store Norske Leksikon, 25 september 2019. [Internett]. Available: <https://snl.no/sikkerhetsfaktor>. [Funnet 11 mai 2024].
- [17] J. Collins, Mechanical design of machine elements and machines : a failure prevention perspective, New York: Wiley, 2003.
- [18] A. S. Høye, «tannhjul,» Store Norske Leksikon, 11 juli 2019. [Internett]. Available: <https://snl.no/tannhjul>. [Funnet 12 februar 2024].
- [19] M. Fernie, «The Advantages And Disadvantages Of Straight Cut Gears,» Car Throttle, 19 april 2016. [Internett]. Available: <https://www.carthrottle.com/news/advantages-and-disadvantages-straight-cut-gears>. [Funnet 06 mai 2024].
- [20] T. H. P. Ibrahim A. Sultan, Positive Displacement Machines, Elsevier Inc., 2020.
- [21] O. Skjeggedal, «lager (maskindel),» Store Norske Leksikon, 26 juni 2019. [Internett]. Available: [https://snl.no/lager\\_-\\_maskindel](https://snl.no/lager_-_maskindel). [Funnet 11 mai 2024].
- [22] SKF, «Deep groove ball bearings,» SKF, 11 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>. [Funnet 11 mai 2024].
- [23] SKF, «Rolling bearings,» i *Rolling bearings*, SKF Group, 2012, p. 1375.
- [24] SKF, Needle roller bearings, SKF Group, 2009.
- [25] D. Seger, «The benefits of splines,» GEARSolutions, 15 september 2020. [Internett]. Available: <https://gearsolutions.com/features/the-benefits-of-splines/>. [Funnet 13 mai 2024].
- [26] Stoffel Polygon Systems Inc., «What is a Polygon Profile?,» Stoffel Polygon Systems Inc., 11 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.stoffelpolygon.com/what-is-a-polygon/>. [Funnet 11 mai 2024].
- [27] Amarillo Gear Service, «Common Gearbox Lubrication Methods And Systems,» 15 november 2017. [Internett]. Available: <https://amarillogearservice.com/common-gearbox-lubrication-methods-systems/>. [Funnet 11 mai 2024].
- [28] Uddeholm, «Uddeholm,» Uddeholm, 12 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.uddeholm.com/norway/nb/>. [Funnet 11 mai 2024].
- [29] N. R. Nils Christensen, «hardhet,» Store Norske Leksikon, 22 januar 2023. [Internett]. Available: [https://snl.no/hardhet\\_-\\_metallurgi](https://snl.no/hardhet_-_metallurgi). [Funnet 12 mai 2024].
- [30] O. Lohne, «flytegrense,» Store Norske Leksikon, 16 juni 2020. [Internett]. Available: <https://snl.no/flytegrense>. [Funnet 12 mai 2024].
- [31] IOS, «Cylindrical gears for standard and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile,» *ISO 53:1998*, vol. 1998, nr. Second edition, p. 5, 1998.



- [32] SKF, «71816 CD/P4,» SKF, 14 mai 2024. [Internett]. Available: <https://www.skf.com/my/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-71816%20CD%20FP4>. [Funnet 14 mai 2024].
- [33] ION Racing UiS, *Logo*, Stavanger: ION Racing UiS, 2024.
- [34] MachineDesign, «Planetary Gears: The Basics,» MachineDesign, 28 Februar 2023. [Internett]. Available: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21834331/planetary-gears-the-basics>. [Funnet 08 Februar 2024].
- [35] RS Components AS, «Worm & Pinion Gears,» RS Components AS, 2024. [Internett]. Available: <https://no.rs-online.com/web/c/mechanical-power-transmission/gears-racks/worm-pinion-gears/>. [Funnet 12 Februar 2024].
- [36] L. H. Eriksen, «planetgir,» Store Norske Leksikon, 11 juli 2019. [Internett]. Available: <https://snl.no/planetgir>. [Funnet 12 februar 2024].
- [37] R. C. James Starley, «Chain Drive,» Britannica, 29 desember 2014. [Internett]. Available: <https://www.britannica.com/technology/chain-drive>. [Funnet 2024 mai 2014].

## A Vedlegg

### A1 Forstudierapport

# Forstudierapport

## 1 Introduksjon

### 1.1 Problemstilling

Design av planetgirksom for implementering av hjulmontert elmotor i en Formula Student-bil.

### 1.2 Oppgavedefinisjon

For at en Formula Student bil skal kjøre raskest mulig, er det viktig med lav vekt og effektiv kraftoverføring. ION Racing benytter seg i dag av én enkel elektromotor som driver bilens bakhjul. Motoren er plassert inne i bilens ramme og er ved bruk av et kjede koblet inn i et sperredifferensial som driver bilens to bakhjul. Systemet er tungt, lite effektivt og tar opp mye plass i bilen.

Det er derfor ønskelig med et firehjulsdriftsystem for å kunne bedre bilens dynamiske egenskaper.

Firehjulsdrift kan implementeres ved å plassere én motor i hvert hjulnav, for så å individuelt styre disse ved hjelp av elektronisk momentvektorering. Dette kan gjennomføres ved å innlemme et kraftoverføringssystem, i form av en planetgirksom, i hjulnavet, slik at hver motor gir direkte kraft til hvert hjul individuelt.

### 1.3 ION Racing UiS

ION Racing UiS er en frivillig og selvstendig drevet organisasjon ved Universitetet i Stavanger som ble etablert i 2012. Organisasjonen består primært av ingeniørstudenter fra ulike studieretninger og drives i dag som en småskala bedrift.

Organisasjonen designer og bygger hvert år en helelektrisk racerbil som deltar i verdens største ingeniørkonkurranse for studenter, Formula Student.

## 2 Mål for design av systemet

### 2.1 Godkjent i henhold til gjeldende Formula Student regelverk

For at systemet skal kunne implementeres i en fremtidig bil, er det nødt til å være designet i henhold til regelverket tilknyttet Formula-Student konkurransen. Dette omfatter blant annet sikkerhetsselementer og begrensninger av systemet.

### 2.2 Tilpasset i forhold til plassrestriksjoner i hjulopphenget

Ettersom systemet skal implementeres i hvert av bilens fire hjul, må det tas hensyn til bilens hjuloppheng i designprosessen. Derfor må det i samarbeid med hjuloppheng og upright-gruppen på ION Racing UiS avklares hvor stort volum man har til disposisjon for design av planetgir-kasse og motorinnfestning.

### 2.3 Tilstrekkelig nedgiring av motor

For at bilen skal oppnå ønskede dynamiske egenskaper, som aksellerasjonstid og toppfart, så er det nødvendig å gire ned motoren slik at man får utnyttet dens egenskaper fullt ut. Dette kan gjøres ved å sette opp rundetidssimuleringer og ved kalkulasjoner ut ifra momentdiagrammer fra motorprodusenten.

### 2.4 Vedlikeholdsvennlighet

Systemet må designes slik at det enkelt kan vedlikeholdes etter bruk ved gitte intervaller.

### 2.5 Dimensjonert med hensyn på krefter og gjeldende standarder

Systemet må dimensjoneres for å tåle krefter og slitasjemomenter som påvirker gir-kassen. Dette må gjøres i henhold til standarder. Systemet må designes slik at material, lager og akslinger tåler kreftene som de blir utsatt for.

### 2.6 Lav vekt

Det er ønskelig å holde den totale vekten av systemet så lav som mulig, ettersom høy vekt kan være en faktor som påvirker bilens kjøreegenskaper negativt.

### 2.7 Økonomi

Systemet må designes slik at det kan realiseres basert på ION Racings økonomi. Systemet må derfor være lett å produsere, i tillegg til at det kunne gjenbrukes over flere sesonger.

## 3 Oppgavebegrensninger

### 3.1 Deloppgaver

#### 3.1.1 Innledende systemdetaljer

Her må forutsetningene for systemdesign avklares. Dette omfatter å finne ut opplysninger som ønsket girutveksling, motorplassering og materialvalg. Her må det gjøres simuleringer og beregninger for å komme frem til en ønsket nedgiringsfaktor, i tillegg til at det må tas hensyn til plassbegrensningene i systemet.

#### 3.1.2 Design av tannhjul

Ut ifra de innledende systemdetaljene må tannhjul og innfestninger dimensjoneres for å tåle påførte krefter som vil gå gjennom systemet. Her må man se på hvordan ulike tannhjulsgemetrier påvirker systemet, i tillegg til å foreta et valg av planetgirtype. Dette innebærer også valg av hvor mange trinn man skal benytte i nedgiring av motoren.

#### 3.1.3 Aksling og opplagring

Når man har avklart hvordan tannhjulsgemetrien og kreftene i girkassen vil se ut, må man også dimensjonere akslinger, inklusiv splines, lager og planetbærer i forhold til disse.

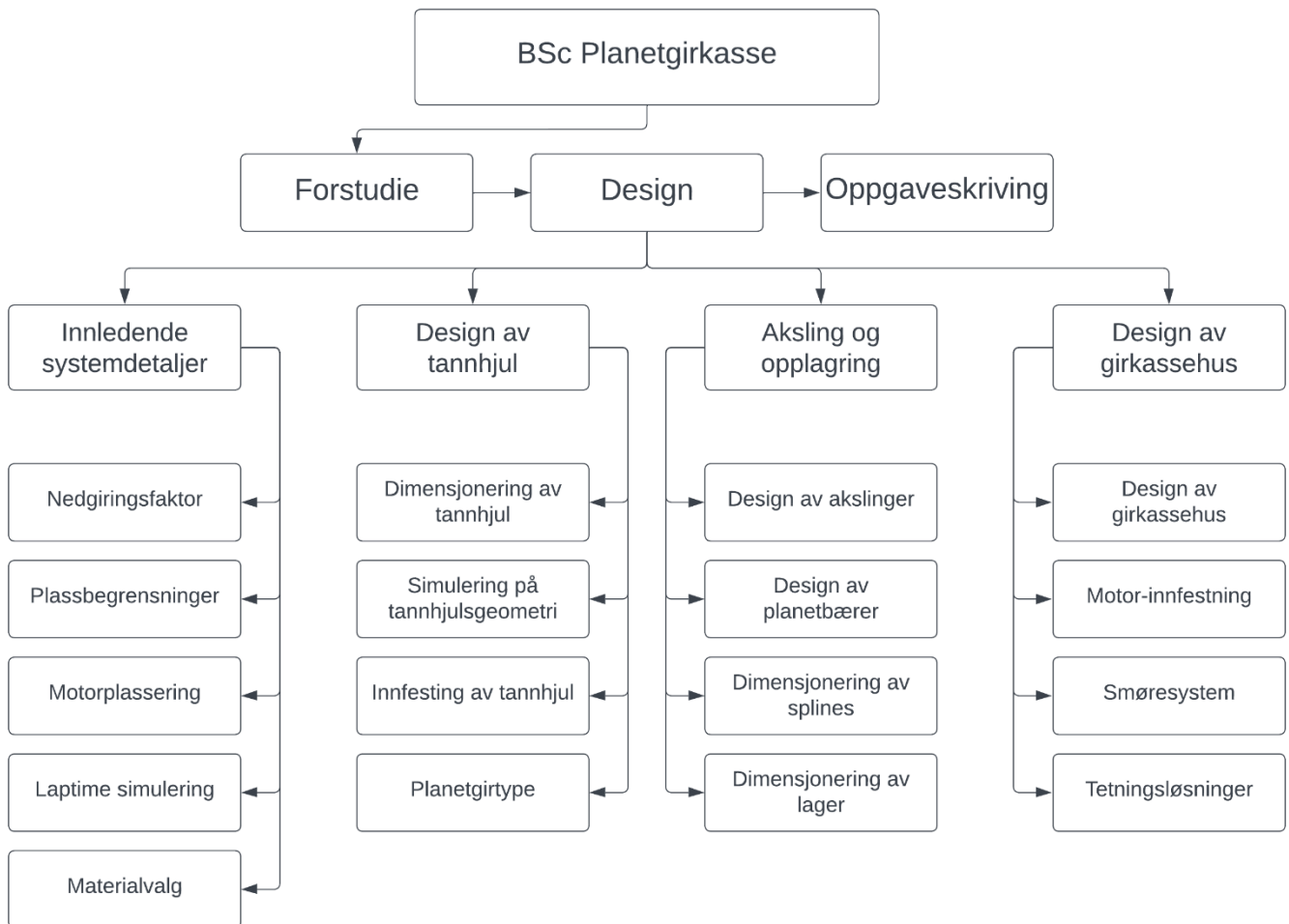
#### 3.1.4 Design av girkassehus

Når systemets indre er avklart, må girkassehuset designes sammen med motorinnfestning. Funksjonen av girkassehuset blir å holde systemet innkapslet slik at det er skånet fra eksterne faktorer som kan skade systemet, i tillegg til at det har som funksjon å holde smøresystemet tett. Smøresystemet må designes slik at det holder tannhjulslitasjen til et minimum uten at det går på bekostning av effektivitet. Videre må det også designes et tetningssystem.

### 3.2 Kjente variabler

Inputdata er fastsatt ut fra motorvalg av elektrogruppen på ION Racing UiS. Ut ifra dette har man kjente variabler som dreiemoment og RPM. Output data blir basert på årets bil ION24, dette innebærer vektvariabler og dekkvariabler.

### 3.3 Designtre



Figur 1 Designtre av deloppgaver for bacheloroppgave.

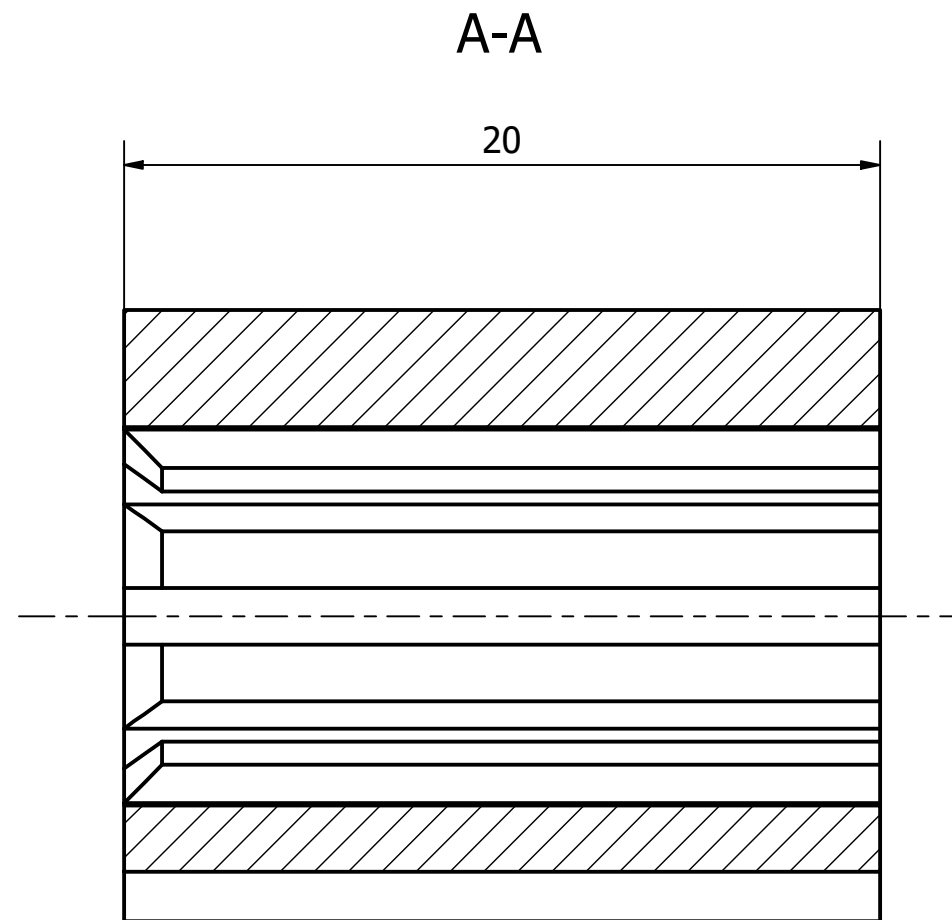
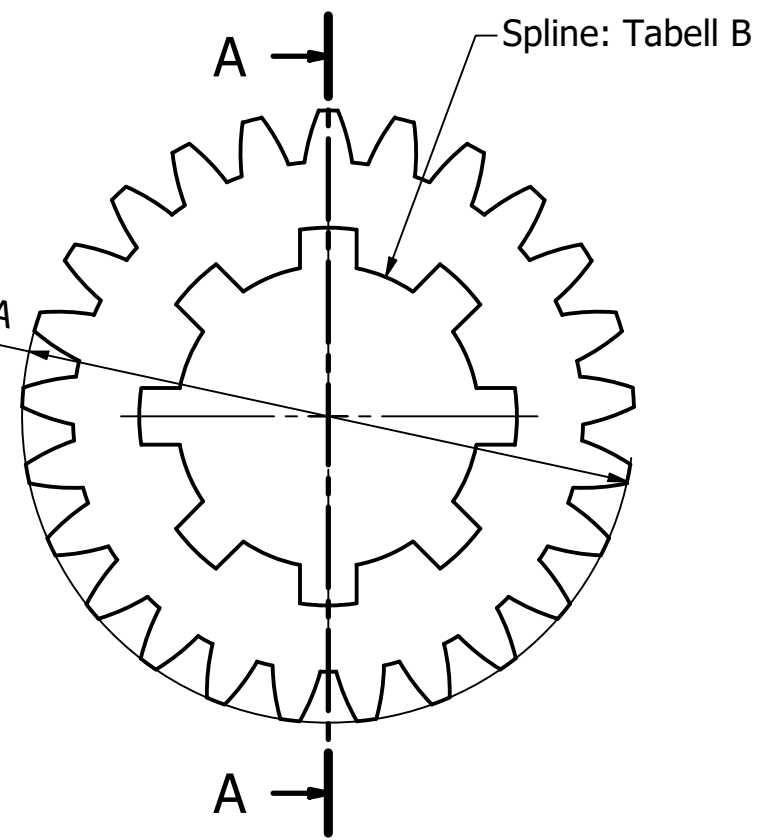
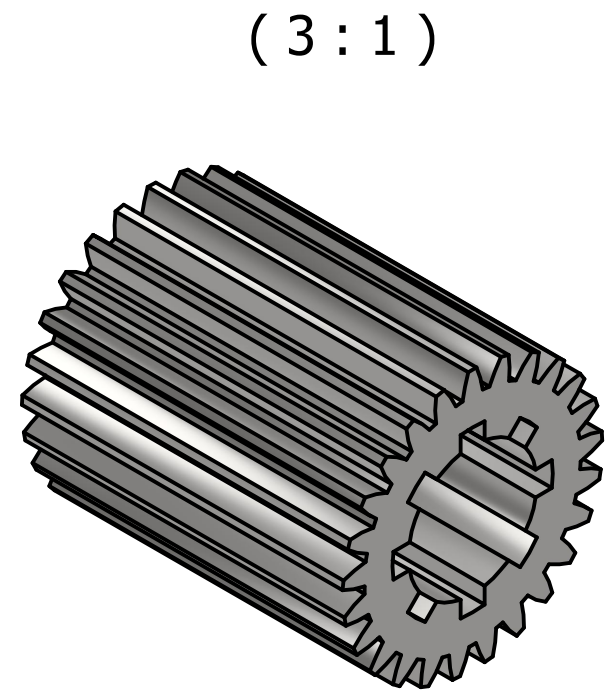
## 4 Tidsplan

Oppgaver / ukent	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Bachelor kick off	15.01.2024																	
Forstudie				05.02.2024														
Krøfter inn og ut av systemet				05.02.2024														
Systemdetaljer					12.02.2024													
Systemdesign						19.02.2024												
Utvikling av girkasse										18.03.2024								
Arbeidssteininger og smøring																		
Bachelor skrivning													08.04.2024					
Ferdigstilling av oppgave																05.05.2024		
Indleveringsfrist																	08.05.2024	15.05.2024

Figur 2 Tidsplan for oppgave

## A2 Arbeidstegninger





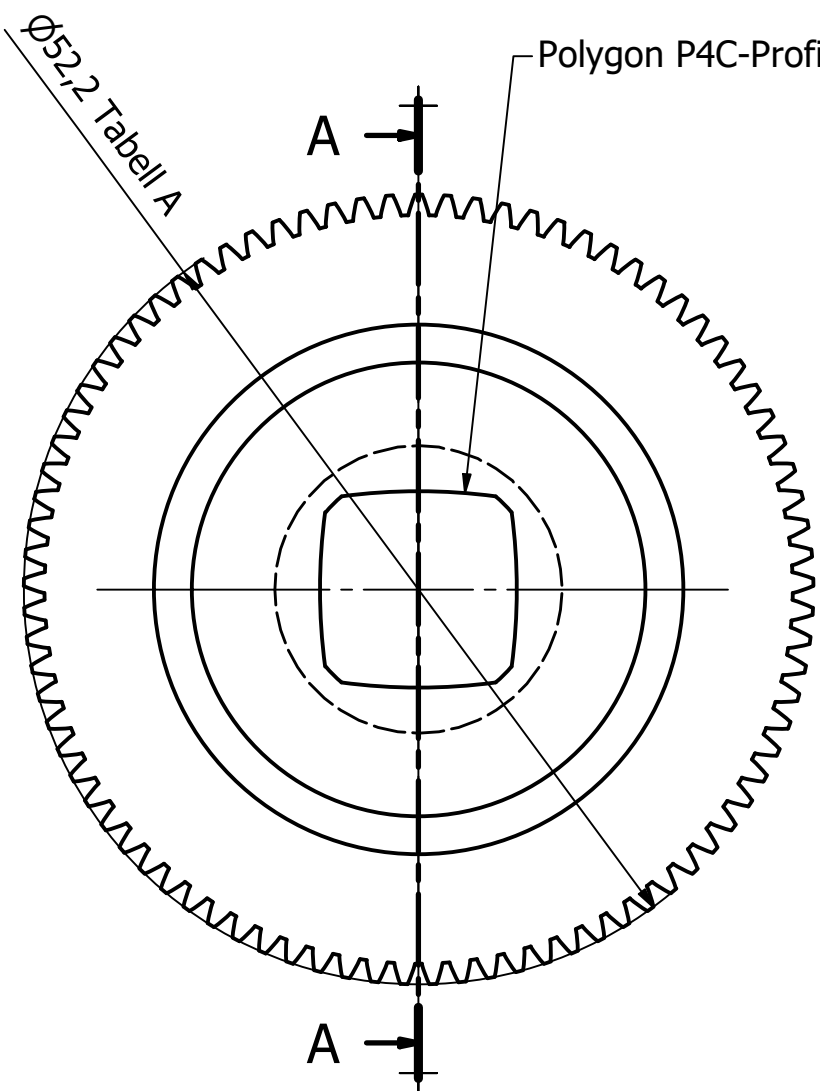
Tabell A: Tannhjul data

Tann profil	1,25 / 0,38 / 1,0 ISO 53:1998 Profil A
Modul	0,6
Antall tenner	25
Kontaktvinkel	20 grader
Toppsirkel	16,2 mm
Delesirkel	15 mm
Rotsirkel	13,5 mm
Bredde	20 mm

Tabell B: Spline data

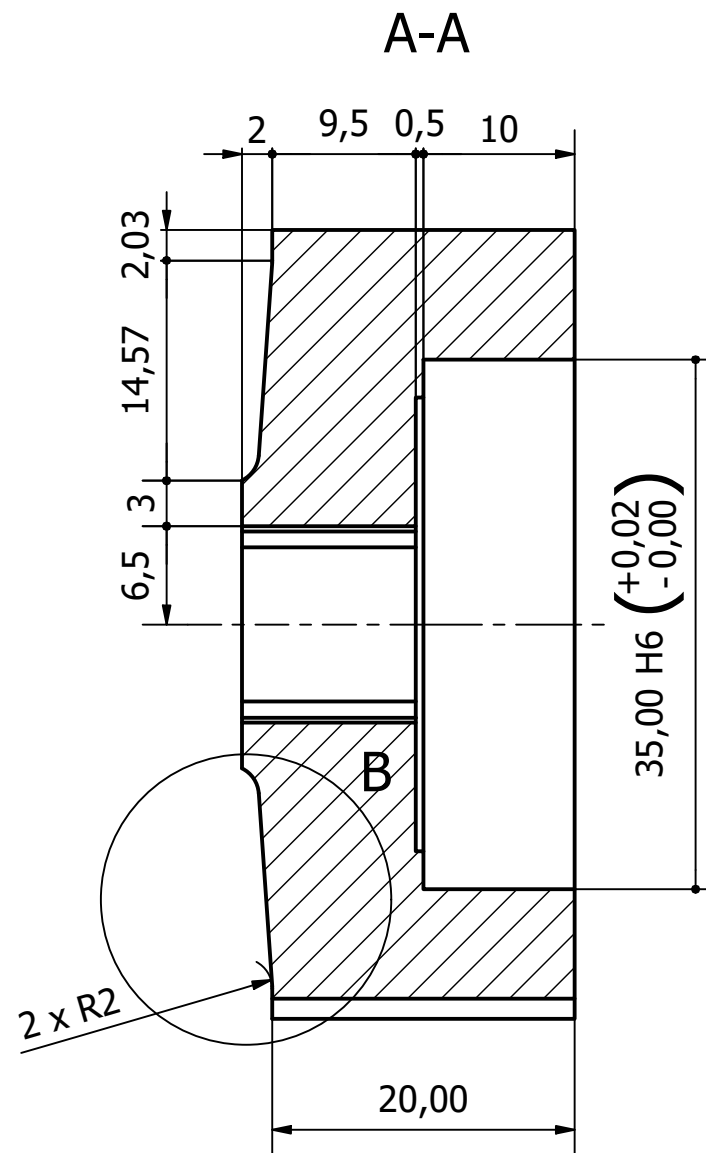
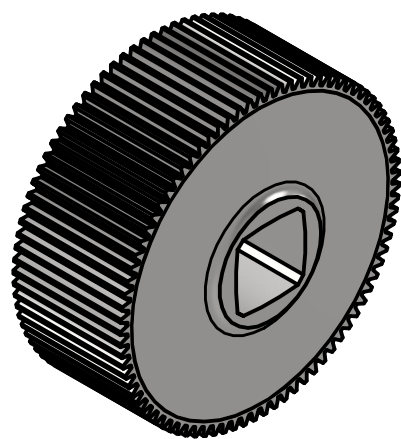
Spor profil	Rette parallelle
Antall spor	8
Tann bredde	1,5 mm
Ytre diameter	10 mm
Indre diameter	8 mm
Lengde	20 mm
Avfasing	45 grader

Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Elmax superclean			
Description: Solgir Antall: 4		Projection: 			
Scale: 5 : 1	Size: A3	Filename: Sun_M0,6_T25.idw	Rev:		
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 2252,748 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,017 kg	Sheet: 1/1

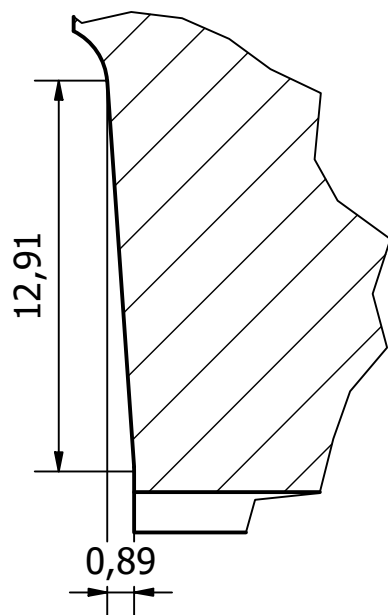


Polygon P4C-Profil: Tabell B

(1 : 1)





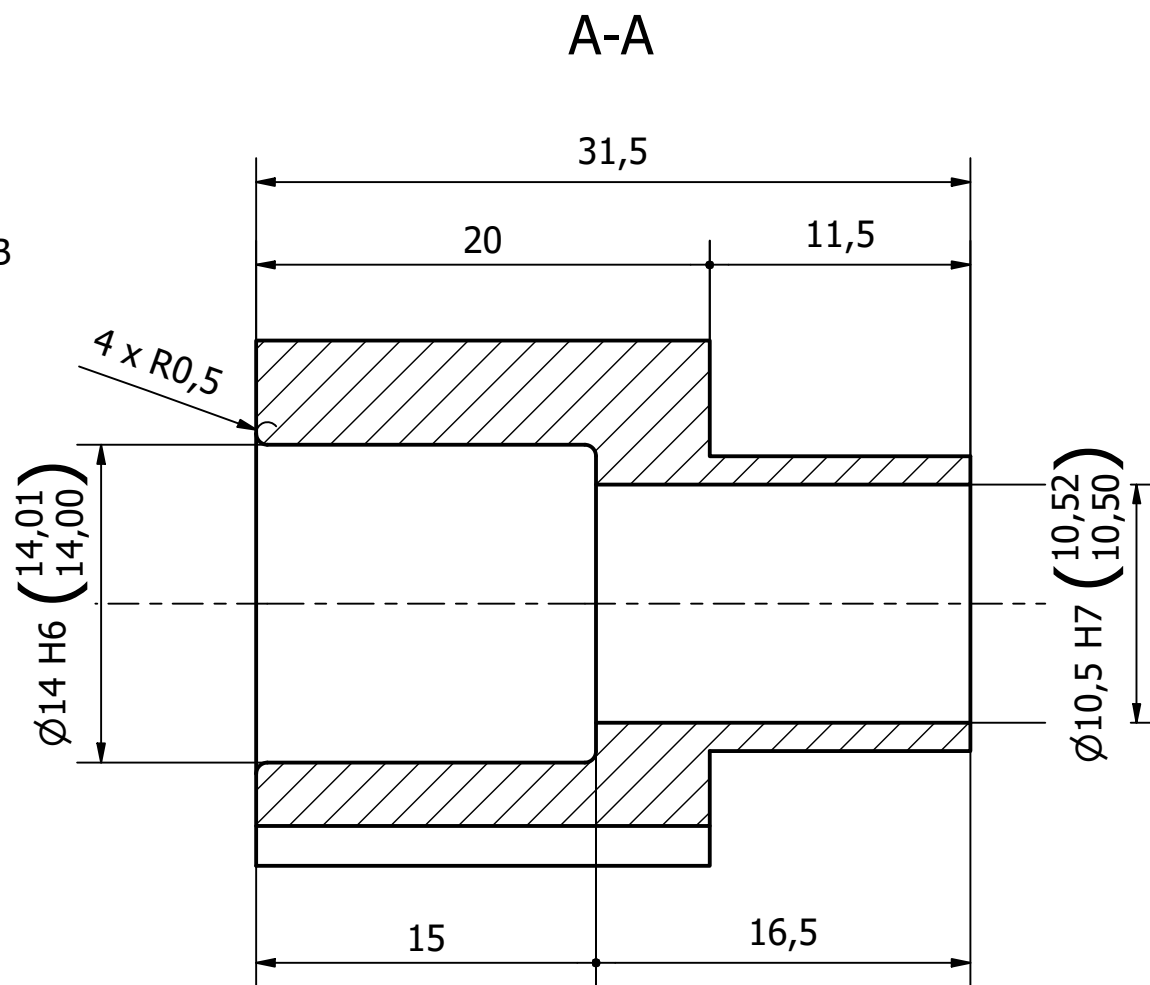
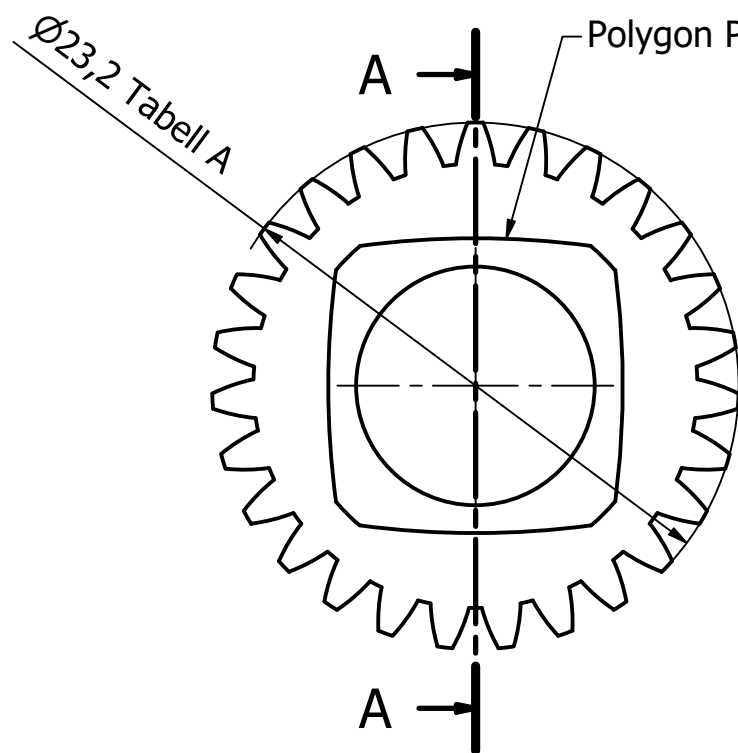
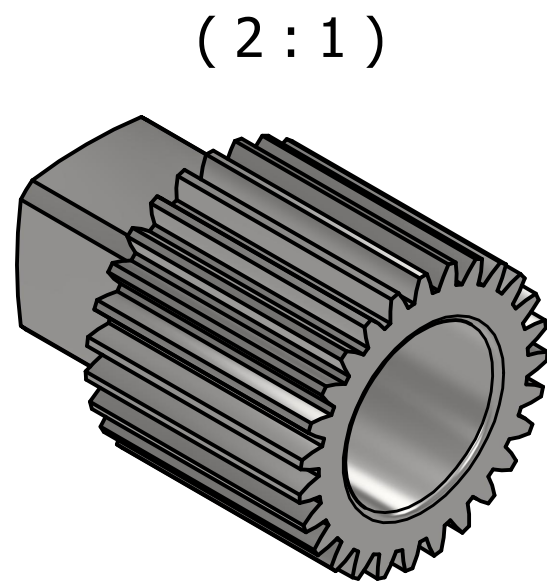
B (4 : 1)



Tabell A: Tannhjul data



Tann profil	1,25 / 0,38 / 1,0 ISO 53:1998 Profil A
Modul	0,6
Antall tenner	85
Kontaktvinkel	20 grader
Toppsirkel	52,2 mm
Delesirkel	51 m
Rotsirkel	49,5 mm
Bredde	20 mm
Tabell B: Polygon P4C-Profil	
Standard	DIN 32712-1:2009
Ytre diameter	16 mm
Indre diameter	13 mm
Eksentrisitet	0,75 mm
Lengde	11,5 mm

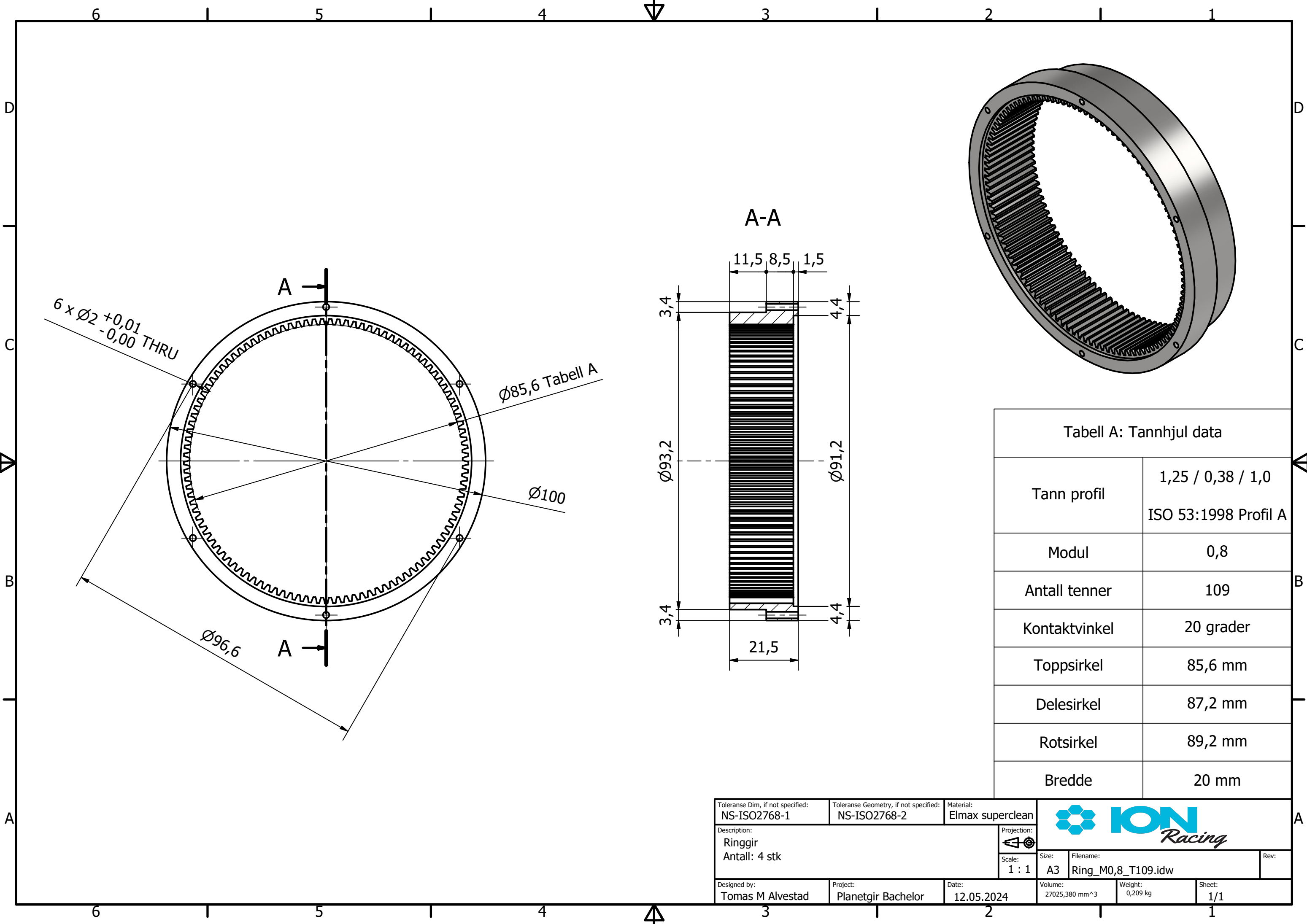
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Elmax superclean			
Description: Planetgir 1 Antall: 12 stk		Projection: 	Size: A3	Filename: Planet1_M0,6_T85.idw	Rev:
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 30162,877 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,233 kg	Sheet: 1/1



Tabell A: Tannhjul data

Tann profil	1,25 / 0,38 / 1,0 ISO 53:1998 Profil A
Modul	0,8
Antall tenner	27
Kontaktvinkel	20 grader
Toppsirkel	23,2 mm
Delesirkel	21,6 mm
Rotsirkel	19,6 mm
Bredde	20 mm
Tabell B: Polygon P4C-Profil	
Standard	DIN 32712-1:2009
Ytre diameter	16 mm
Indre diameter	13 mm
Eksentrisitet	0,75 mm
Lengde	11,5 mm

Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Elmax superclean			
Description: Planergir 2 Antall: 12 stk		Projection: 	Size: A3	Filename: Planet2_M0,8_T27.idw	Rev:
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Scale: 3 : 1	Volume: 5363,289 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,041 kg
			Sheet: 1/1		



6 x Ø2 +0,01  
-0,00 THRU

A

Ø85,6 Tabell A

Ø100

Ø96,6

A

A-A

11,5 8,5 1,5

3,4

4,4

Ø93,2

Ø91,2

3,4

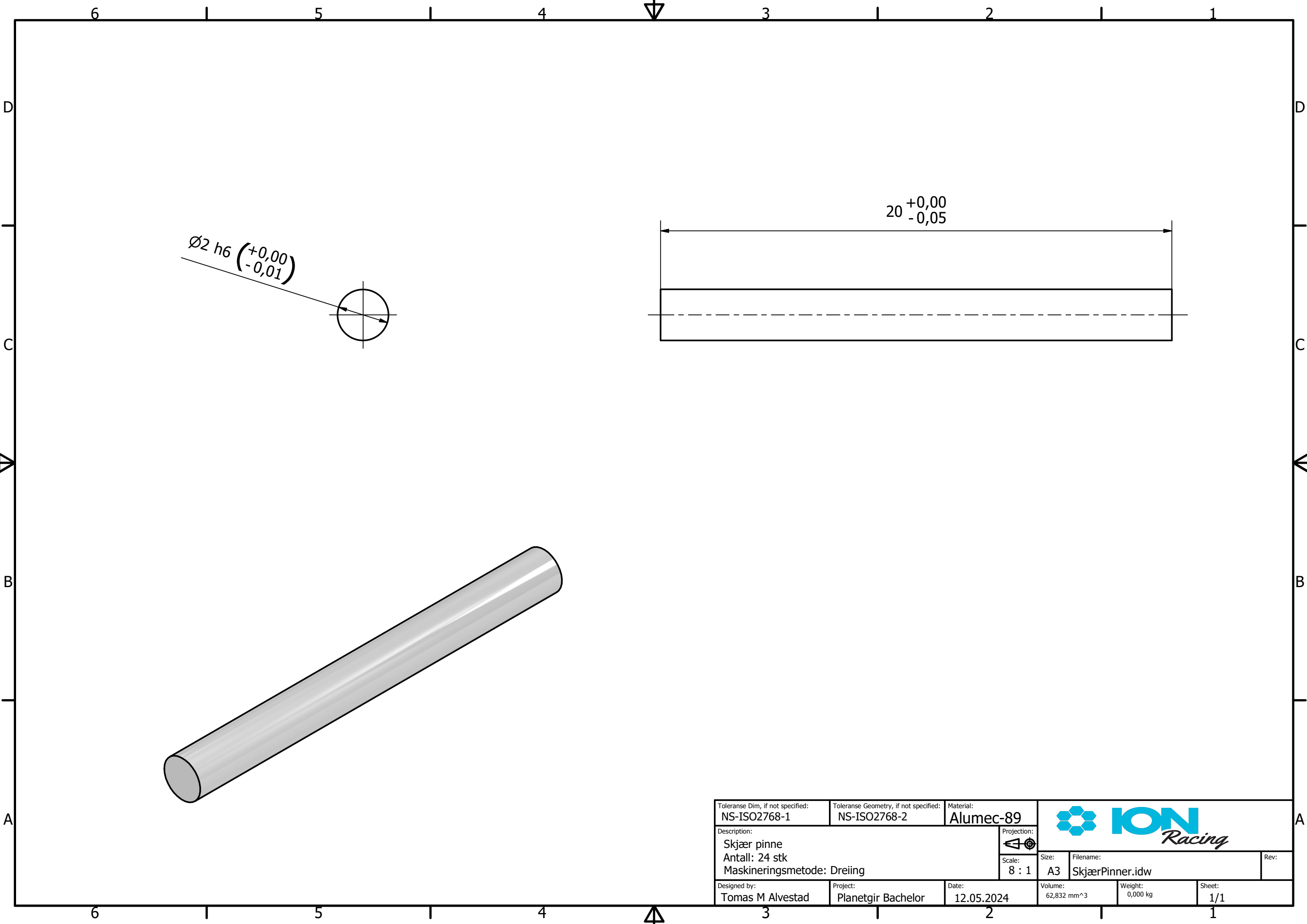
4,4

21,5

Tabell A: Tannhjul data



Tann profil	1,25 / 0,38 / 1,0 ISO 53:1998 Profil A
Modul	0,8
Antall tenner	109
Kontaktvinkel	20 grader
Toppsirkel	85,6 mm
Delesirkel	87,2 mm
Rotsirkel	89,2 mm
Bredde	20 mm

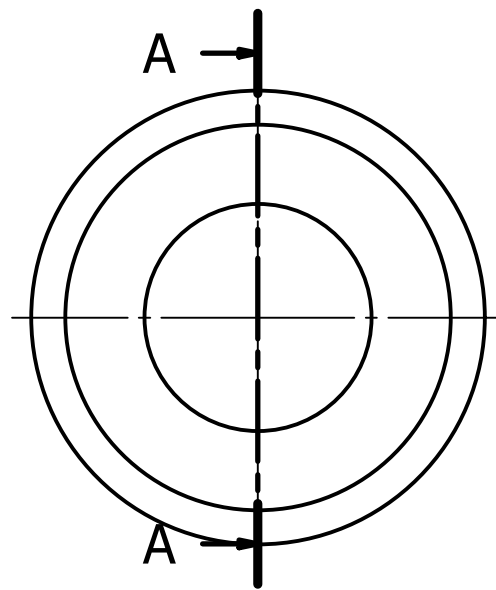
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Elmax superclean			
Description: Ringgir Antall: 4 stk		Projection: First Angle			
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 27025,380 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,209 kg	Sheet: 1/1



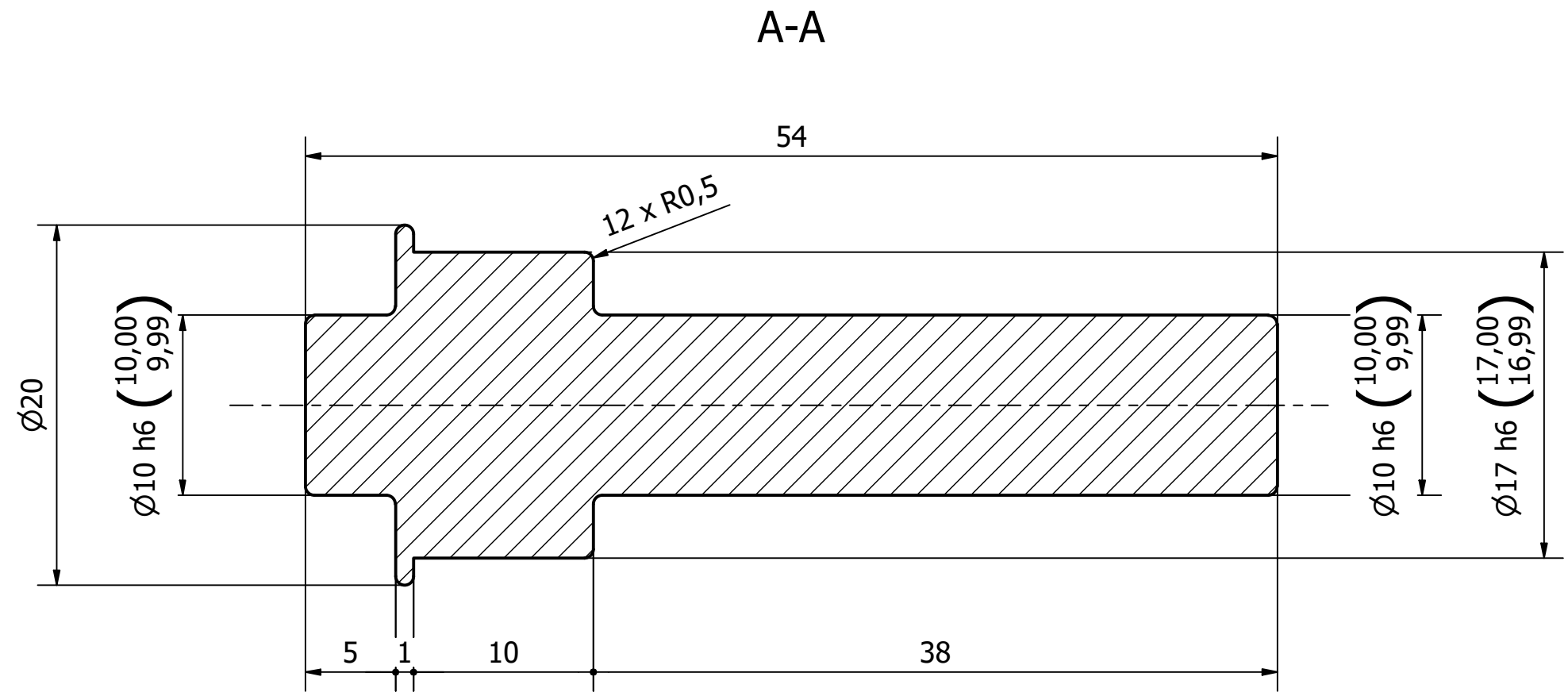
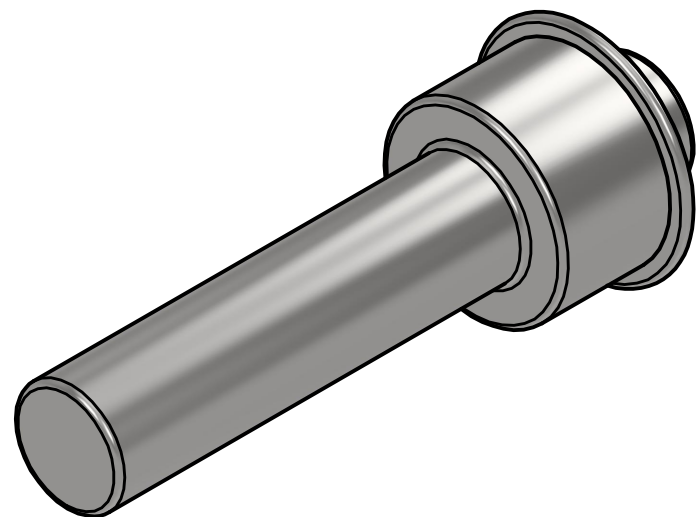
Ø2 h6 (+0,00 / -0,01)



20 +0,00 / -0,05

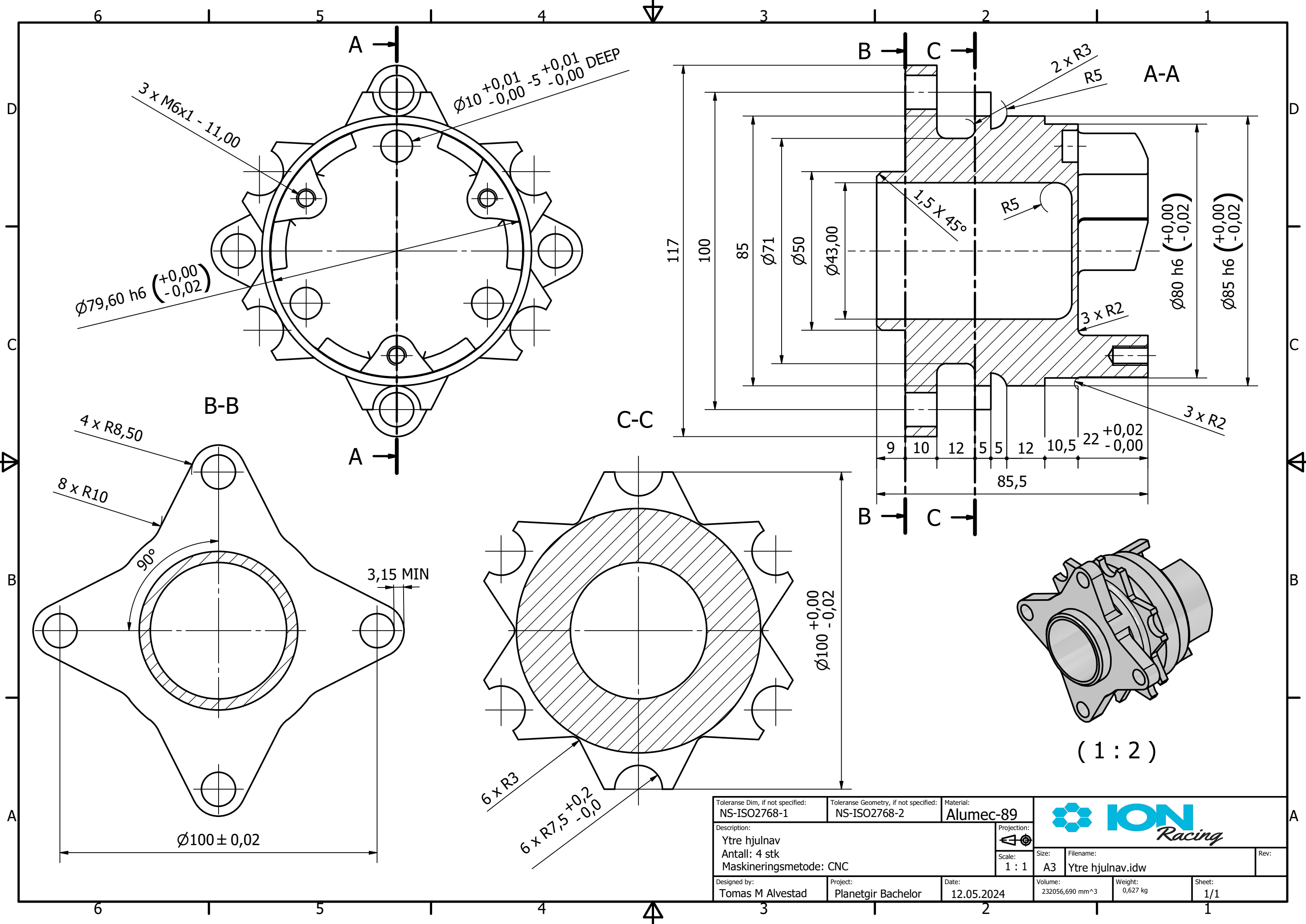
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Alumec-89			
Description: Skjær pinne Antall: 24 stk Maskineringsmetode: Dreining		Projection: 			
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 62,832 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,000 kg	Sheet: 1/1





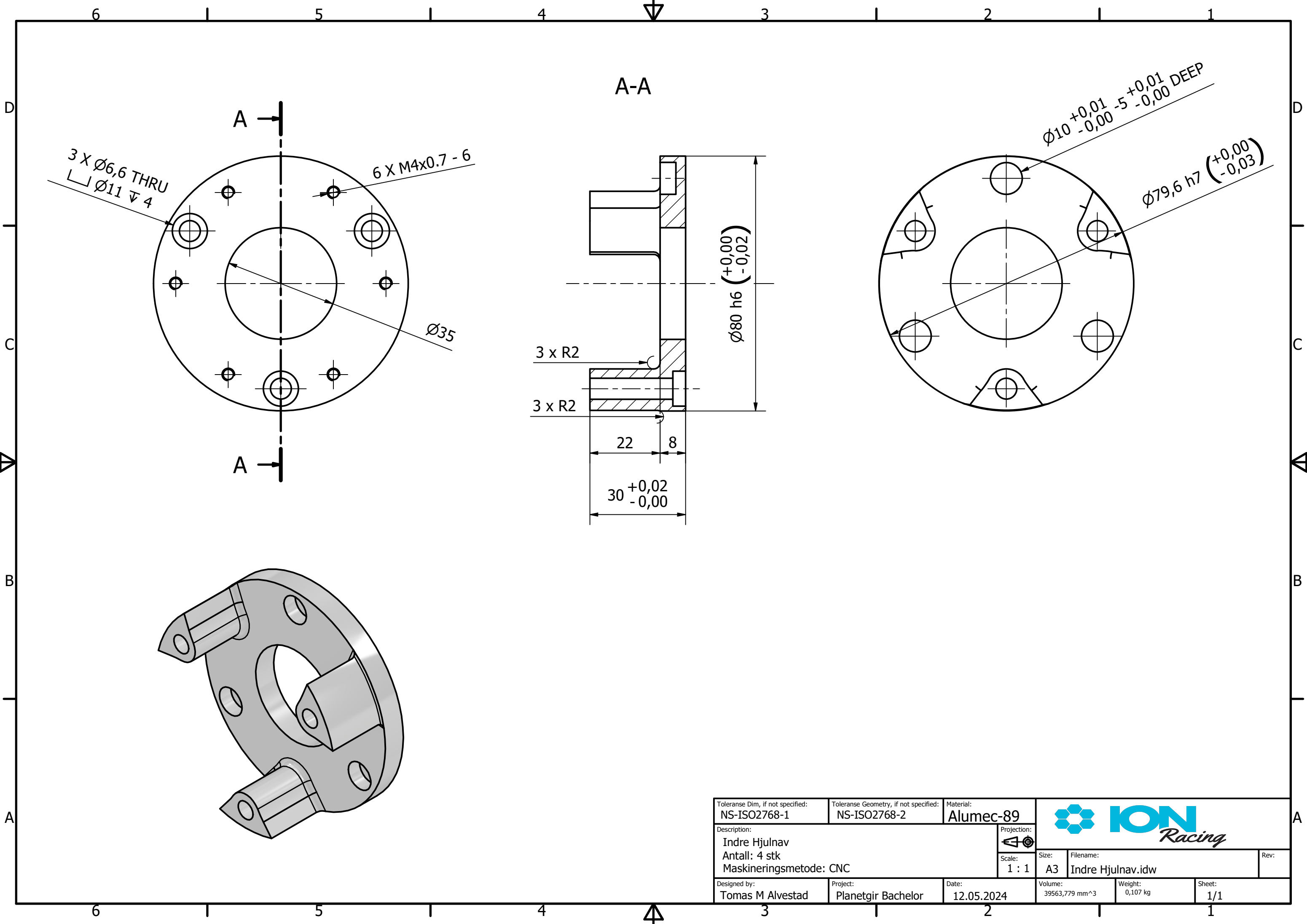
( 2 : 1 )



Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Caldie			
Description: Planetaksling Antall: 12 Maskineringsmetode: Dreining		Projection: 			
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 5951,828 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,047 kg	Sheet: 1/1

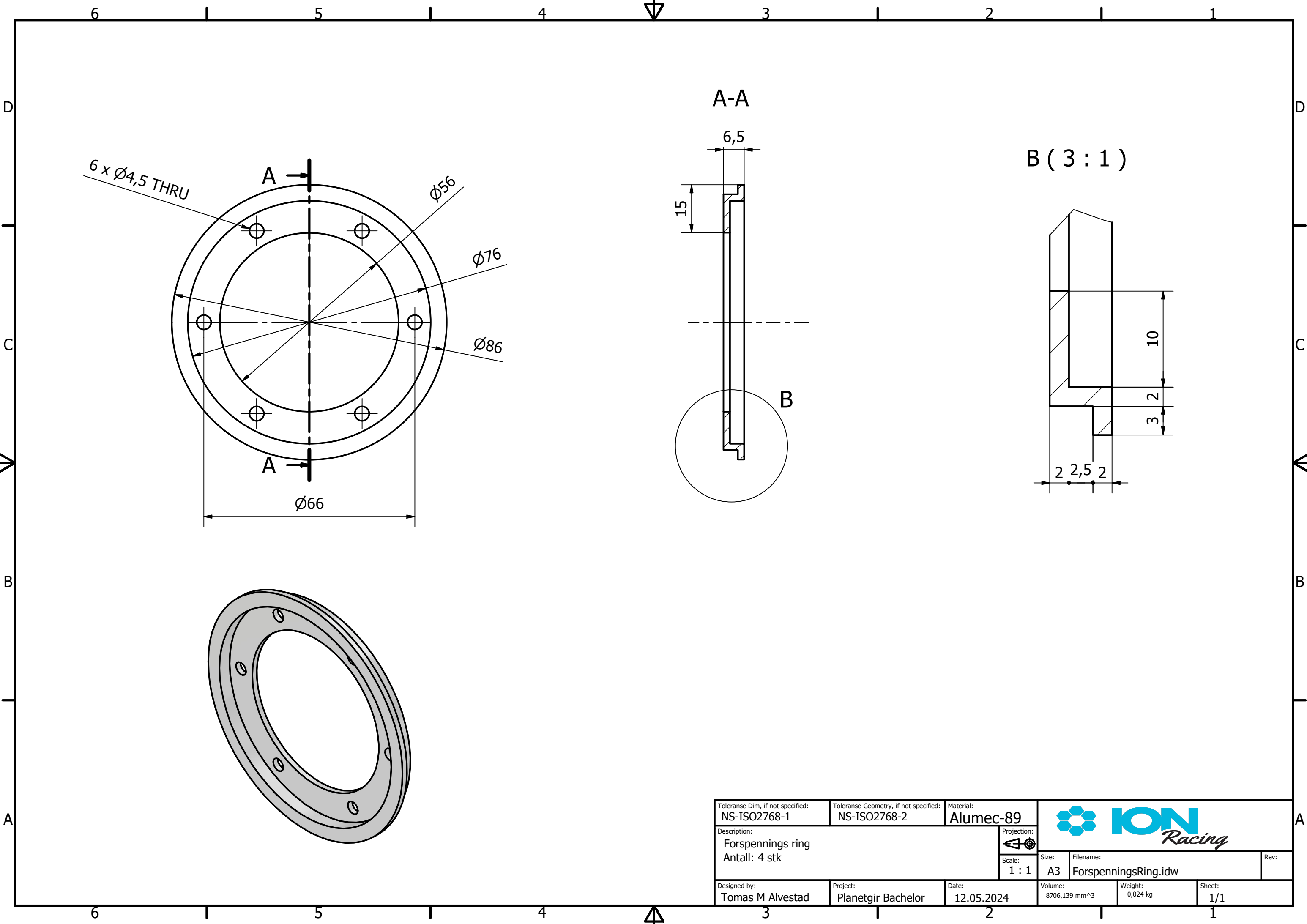




Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Alumec-89			
Description: Ytre hjulnav Antall: 4 stk Maskineringsmetode: CNC		Projection: 	Size: A3	Filename: Ytre hjulnav.idw	Rev:
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 232056,690 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,627 kg	Sheet: 1/1

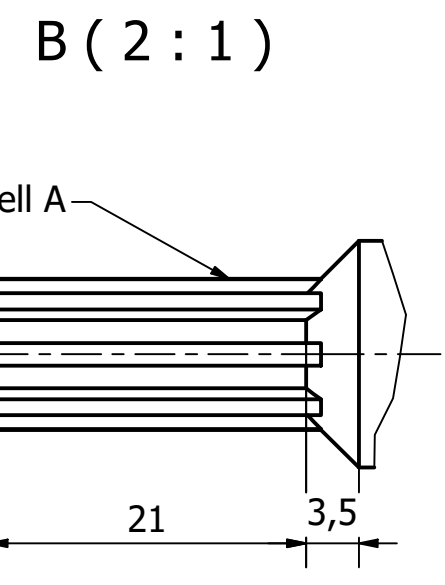
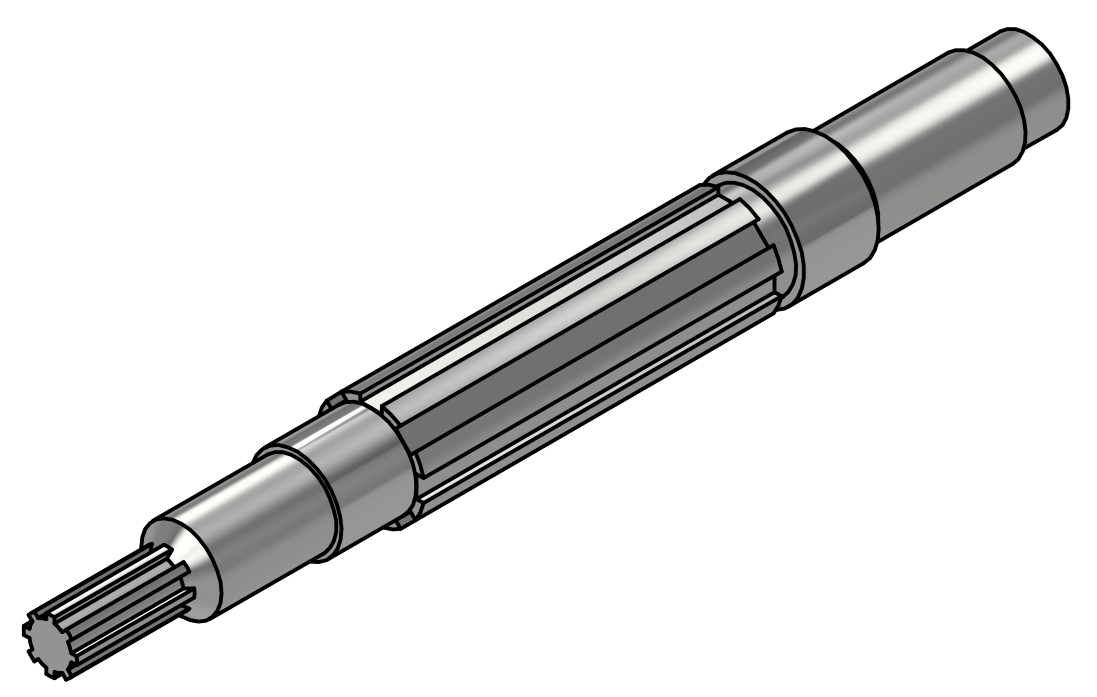
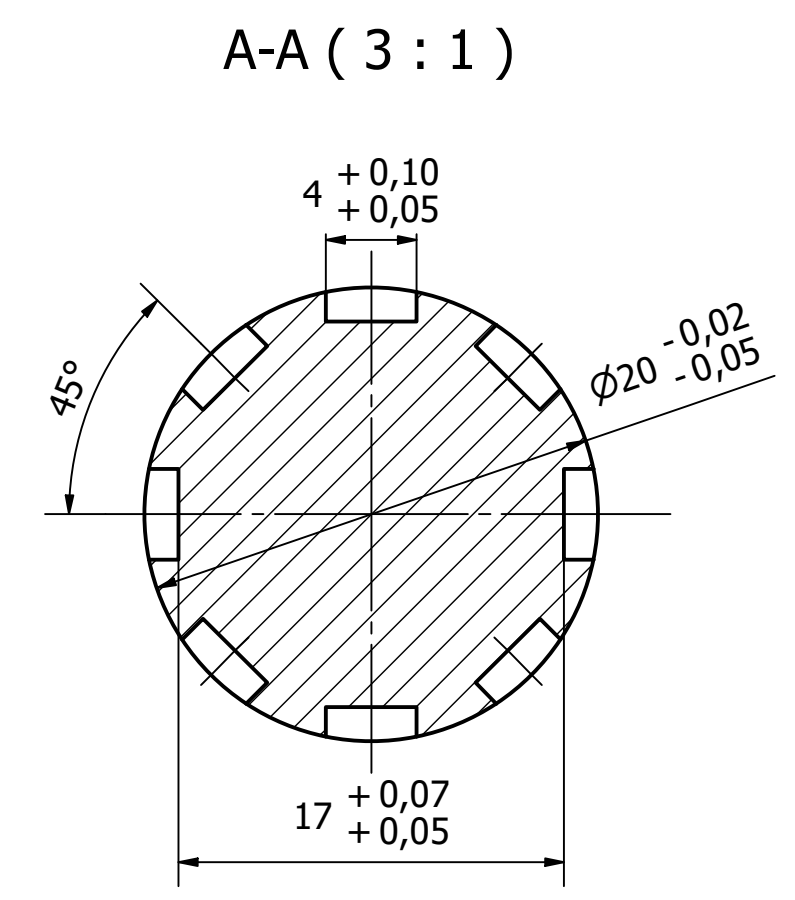
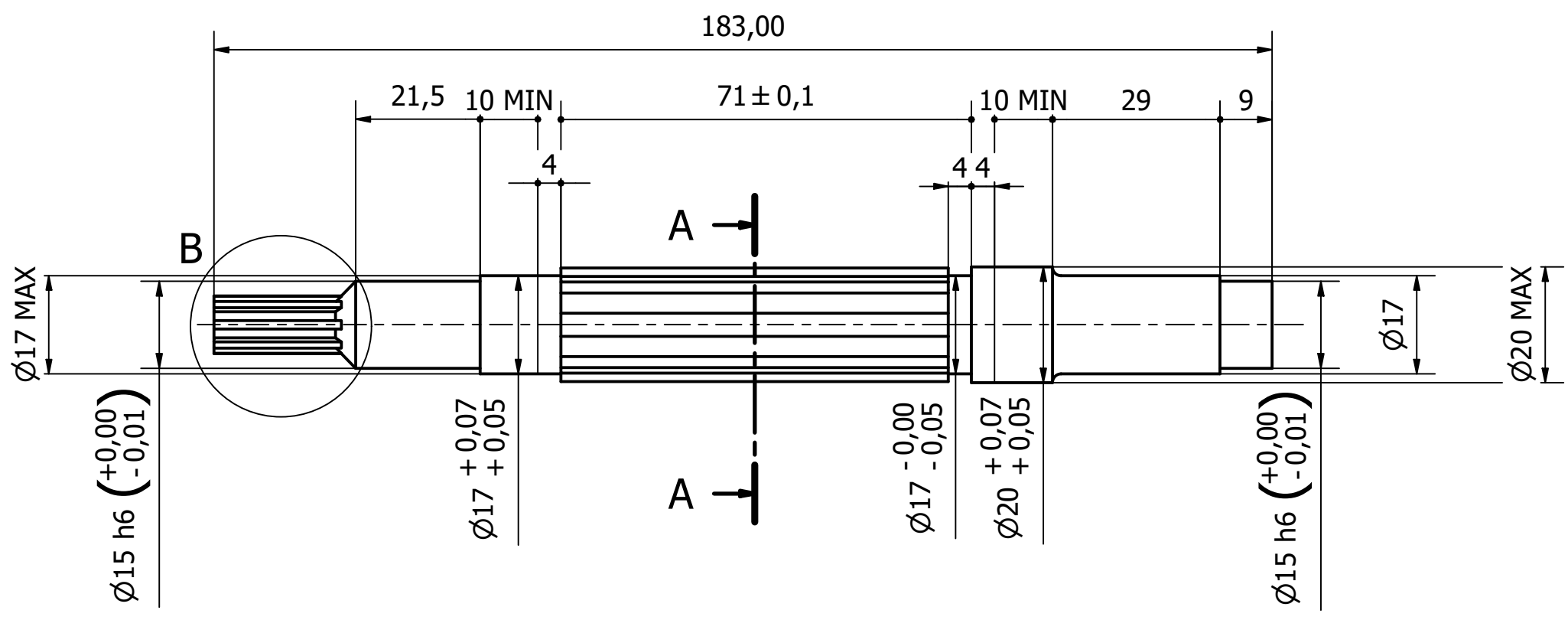


Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: <b>Alumec-89</b>			
Description: Indre Hjulnav Antall: 4 stk Maskineringsmetode: CNC		Projection: 	Size: A3	Filename: Indre Hjulnav.idw	Rev:
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 39563,779 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,107 kg	Sheet: 1/1



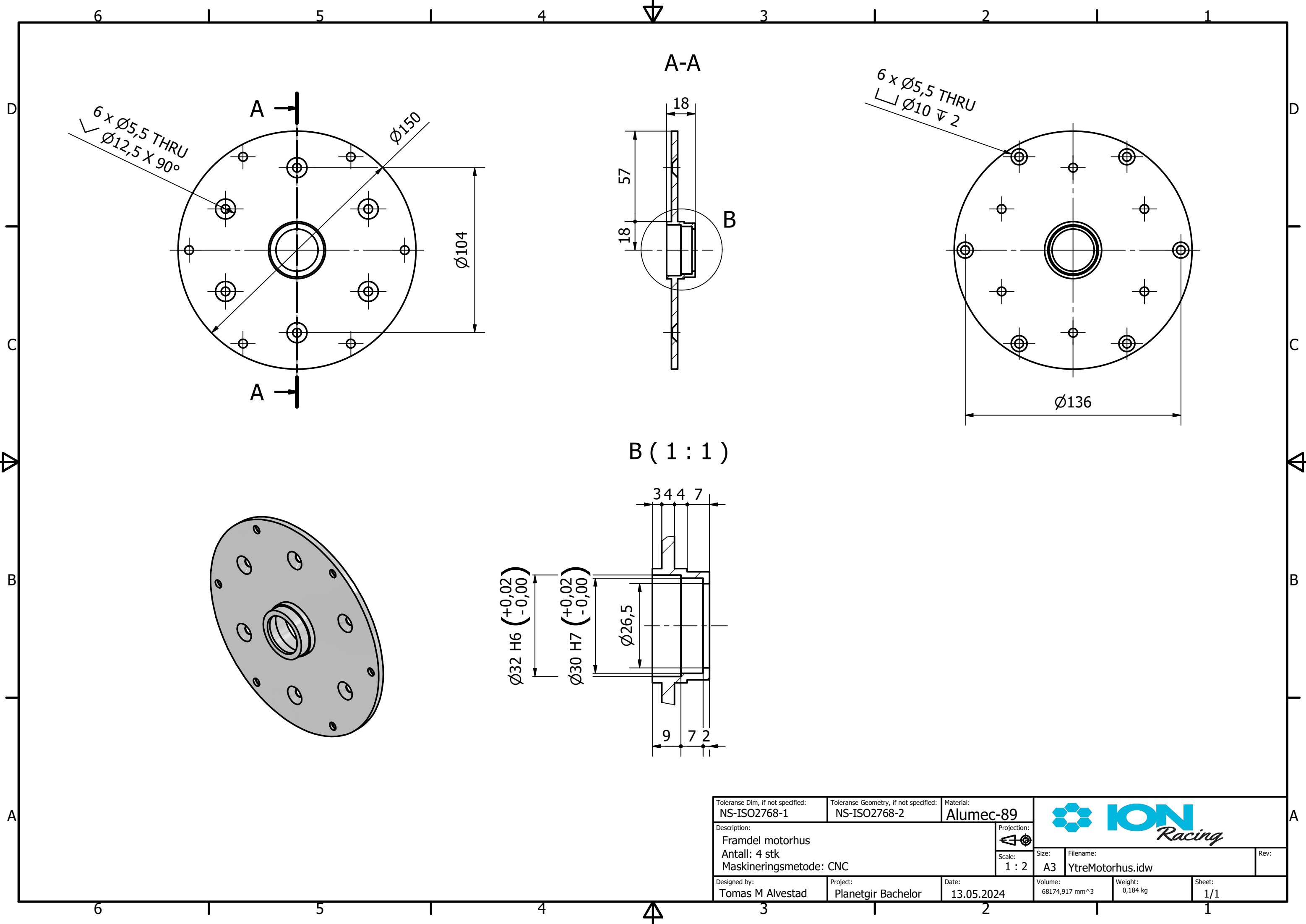




Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Alumec-89			
Description: Forspennings ring Antall: 4 stk		Projection: 	Size: A3	Filename: ForspenningsRing.idw	Rev:
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 8706,139 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,024 kg	Sheet: 1/1

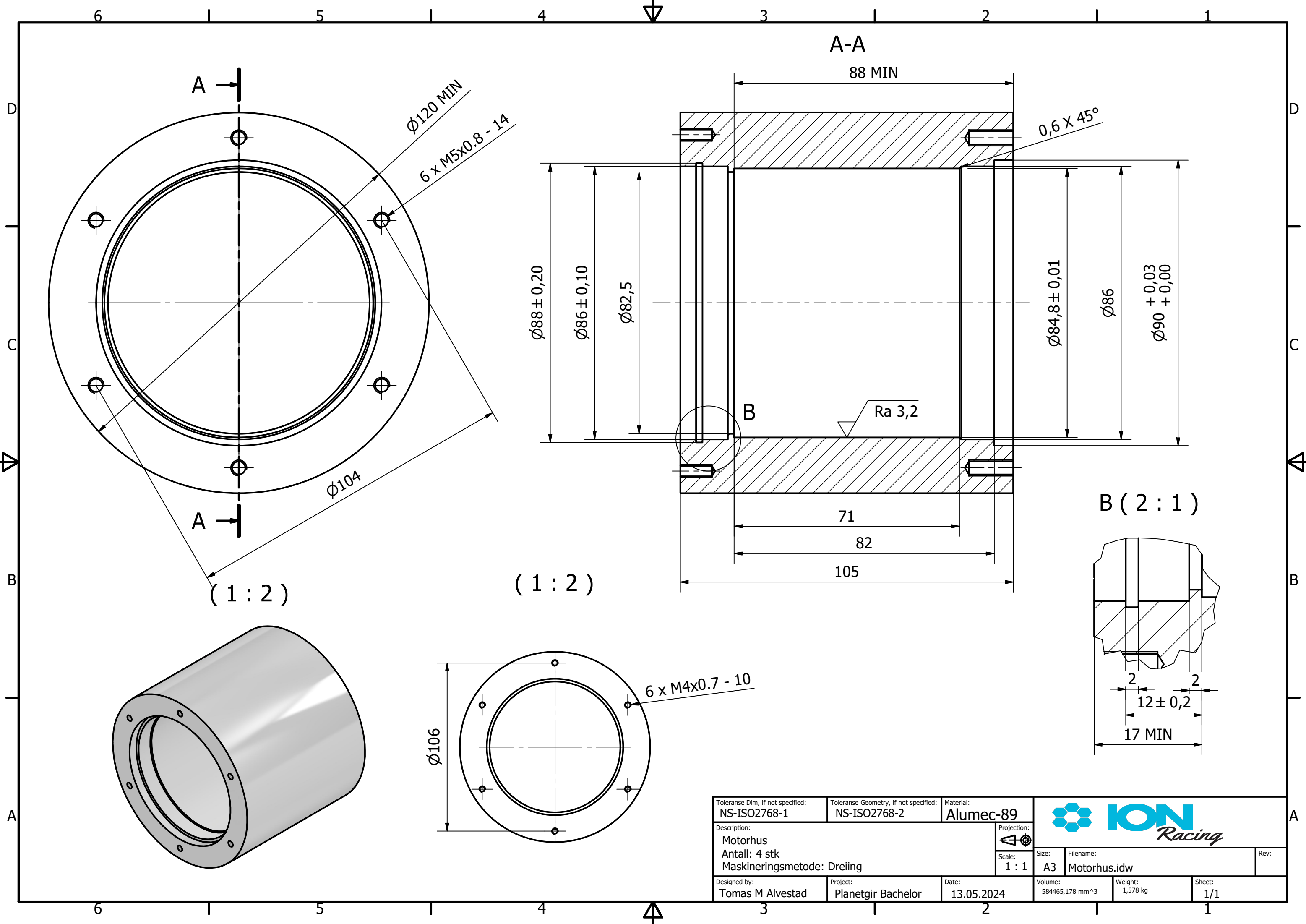




Tabell A: Spline data	
Spor profil	Rette parallele
Antall spor	8
Tann bredde	1,5 mm
Ytre diameter	10 mm
Indre diameter	8 mm
Lengde	21 mm
Avfasing	45 grader

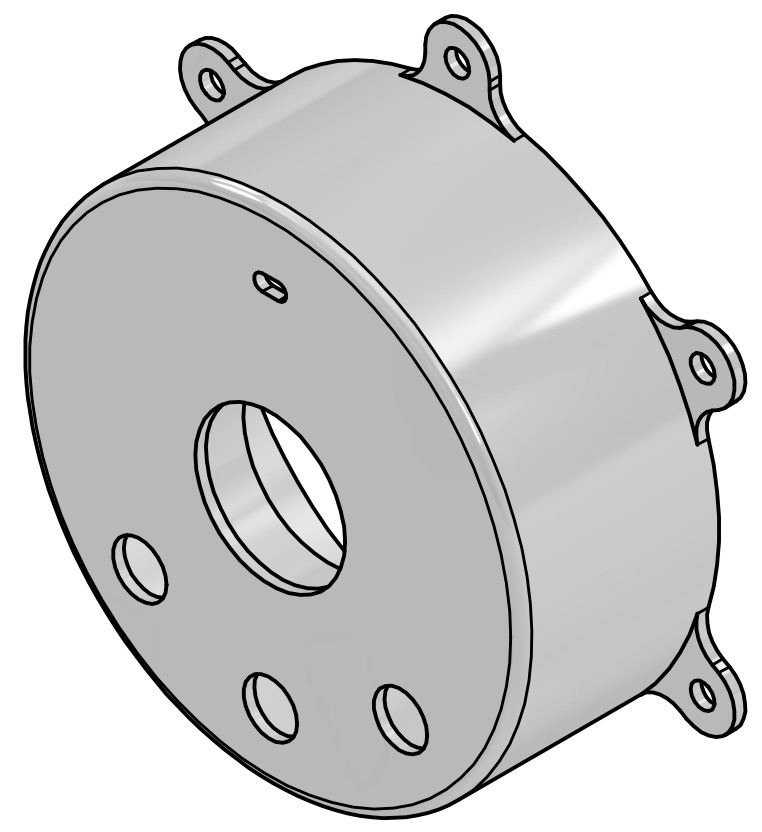
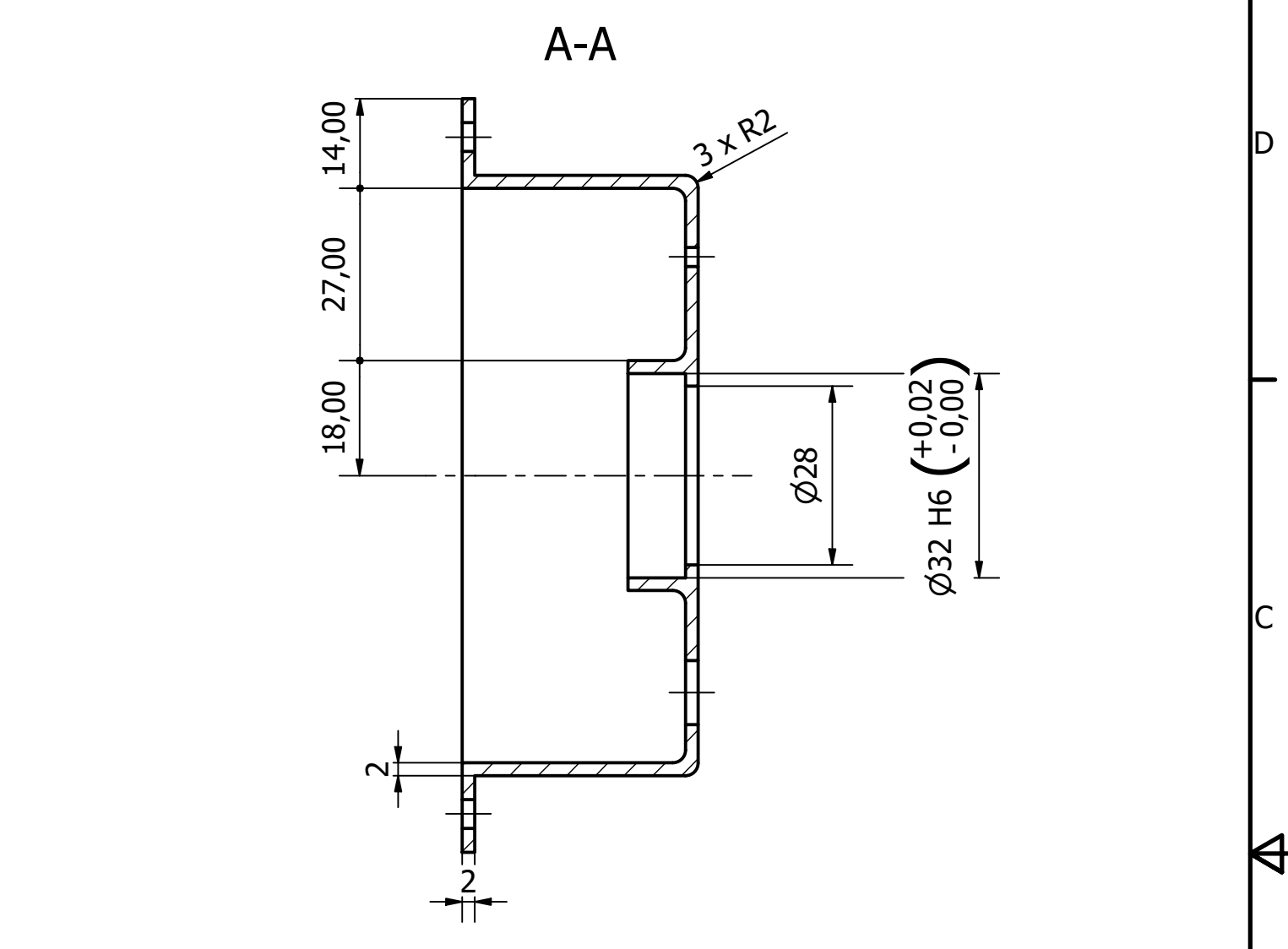
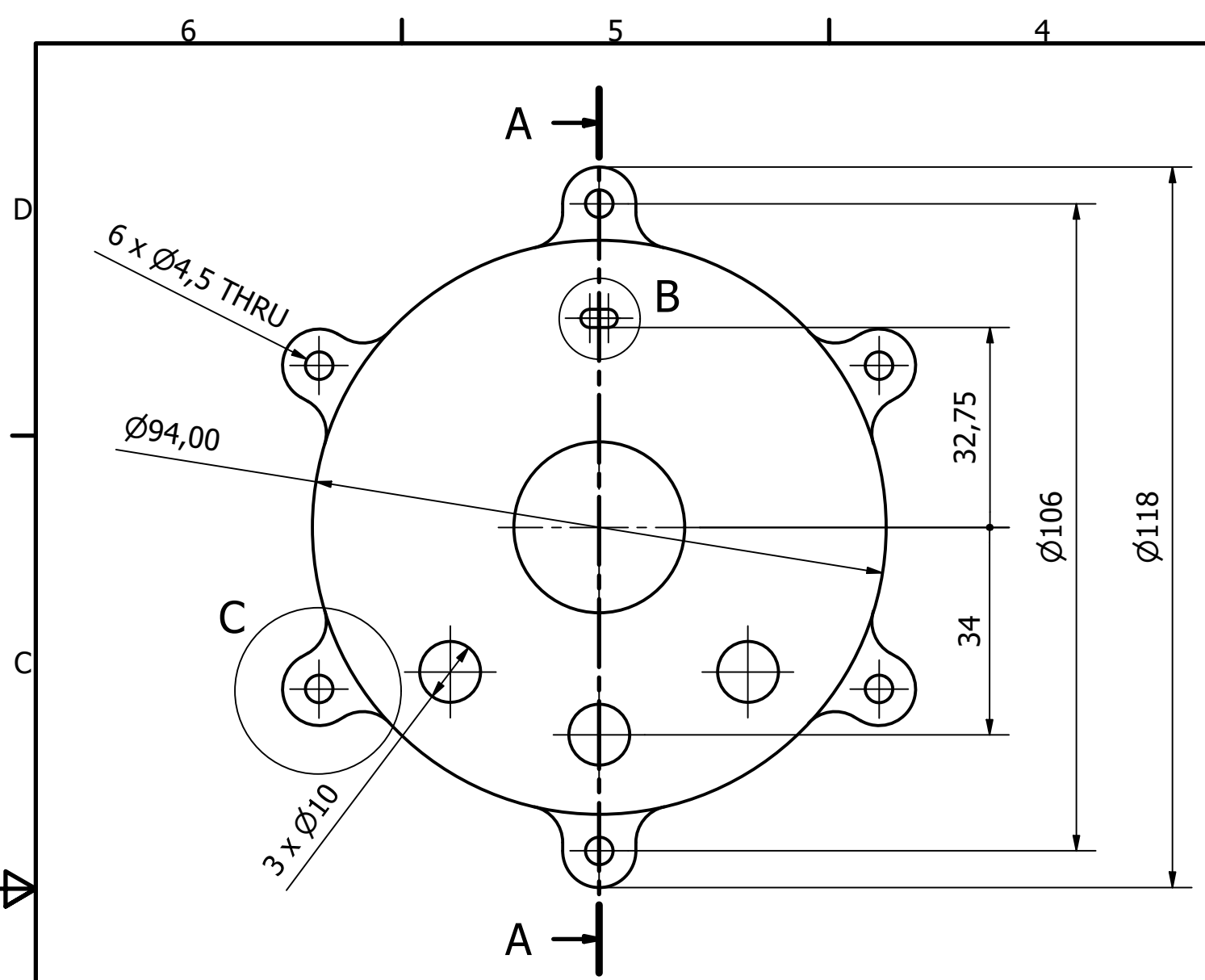
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Caldie			
Description: Motoraksling Antall: 4 stk		Projection: 	Size: A3	Filename: Motoraksling.idw	Rev:
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 12.05.2024	Volume: 40148,930 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,310 kg	Sheet: 1/1



Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Alumec-89			
Description: Framdel motorhus Antall: 4 stk Maskineringsmetode: CNC		Projection: 			
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 13.05.2024	Volume: 68174,917 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,184 kg	Sheet: 1/1



Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Alumec-89			
Description: Motorhus Antall: 4 stk Maskineringsmetode: Dreijing		Projection: 			
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 13.05.2024	Volume: 584465,178 mm <sup>3</sup>	Weight: 1,578 kg	Sheet: 1/1



Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Alumec-89			
Description: Motorhus bakdel Antall: 4 stk Maskineringsmetode: CNC		Projection: A			
Designed by: Tomas M Alvestad	Project: Planetgir Bachelor	Date: 13.05.2024	Volume: 35873,398 mm <sup>3</sup>	Weight: 0,097 kg	Sheet: 1/1

## A3 Lager

## Oversikt

### Dimensions

Bore diameter	80 mm
Outside diameter	100 mm
Width	10 mm
Contact angle	15 °

### Performance

Basic dynamic load rating	14.6 kN
Basic static load rating	18.3 kN
Attainable speed for grease lubrication	12 000 r/min
Attainable speed for oil-air lubrication	19 000 r/min

### Properties

Contact type	Normal contact (two-point contact)
Number of rows	1
Ring type	One-piece inner and outer rings
Design	High-capacity D
Universal matching bearing	No
Matched arrangement	No
Matched condition (axial clearance/ preload)	Not applicable
Tolerance class	P4
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without
Sealing	Without
Lubricant	None

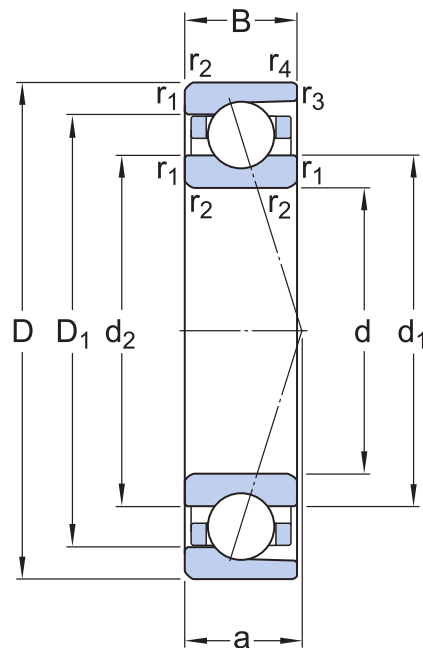
### Logistics

Product net weight	0.152 kg
eClass code	23-05-08-04
UNSPSC code	31171531

## Teknisk spesifikasjon

Universal matching bearing(s)

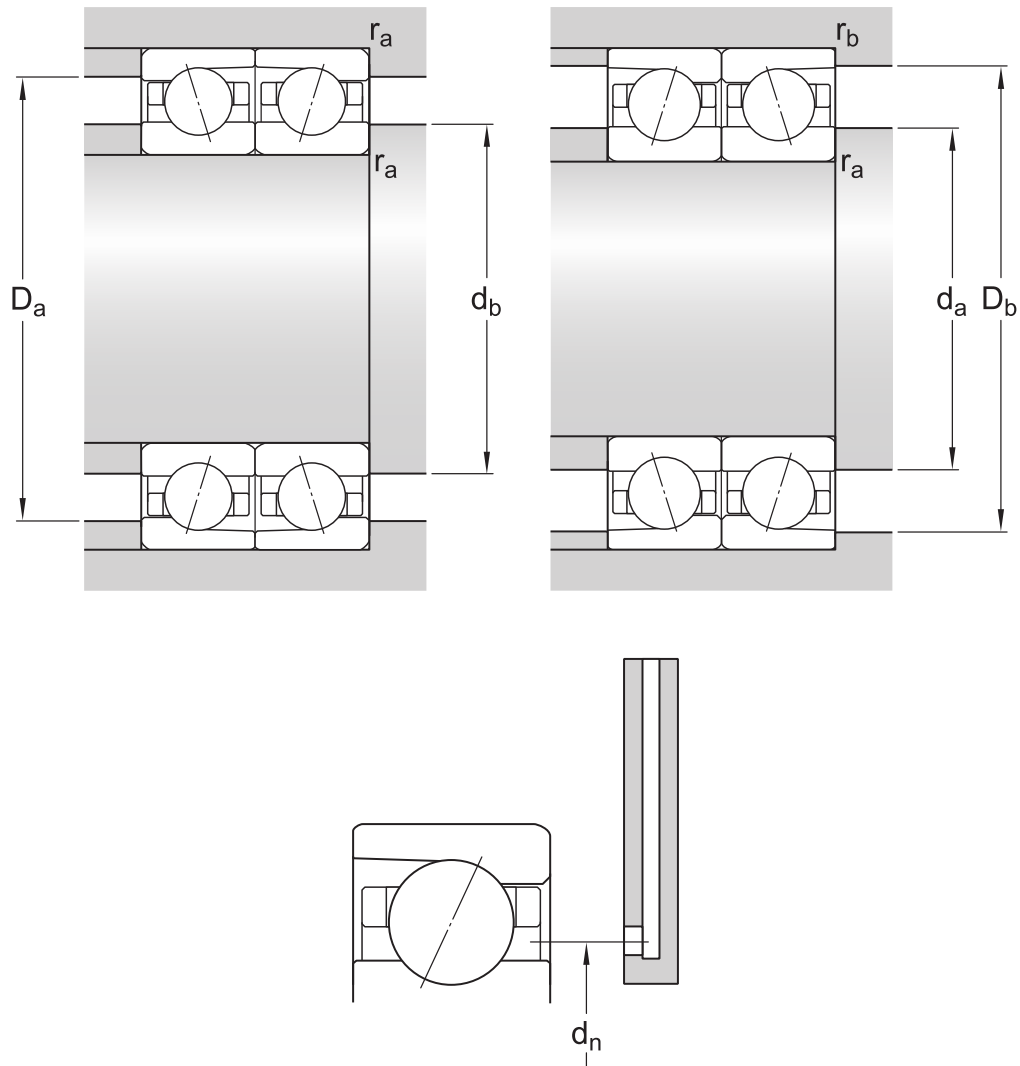
No



## Dimensions

d	80 mm	Bore diameter
D	100 mm	Outside diameter
B	10 mm	Width
d <sub>1</sub>	86.7 mm	Shoulder diameter of inner ring (large side face)
d <sub>2</sub>	86.7 mm	Shoulder diameter of inner ring (small side face)
D <sub>1</sub>	93.5 mm	Shoulder diameter of outer ring (large side face)
r <sub>1,2</sub>	min. 0.6 mm	Chamfer dimension
r <sub>3,4</sub>	min. 0.3 mm	Chamfer dimension
a	17.1 mm	Distance from side face to pressure point





## Abutment dimensions

$d_a$	min. 83.2 mm	Diameter of shaft abutment
$d_b$	min. 83.2 mm	Diameter of shaft abutment
$D_a$	max. 96.8 mm	Diameter of housing abutment
$D_b$	max. 98 mm	Diameter of housing abutment
$r_a$	max. 0.6 mm	Radius of fillet
$r_b$	max. 0.3 mm	Radius of fillet
$d_n$	87.4 mm	Position of oil nozzle

## Calculation data

Basic dynamic load rating	C	14.6 kN
Basic static load rating	$C_0$	18.3 kN
Fatigue load limit	$P_u$	0.765 kN
Attainable speed for grease lubrication		12 000 r/min

Attainable speed for oil-air lubrication		19 000 r/min
Contact angle	$\alpha$	15 °
Ball diameter	$D_w$	5.556 mm
Number of rows	$i$	1
Number of balls (per bearing)	$z$	35
Reference grease quantity (per bearing)	$G_{ref}$	1.6 cm <sup>3</sup>

## PRELOAD AND STIFFNESS (BACK-TO-BACK, FACE-TO-FACE)

Preload, class A	$G_A$	78 N
Axial stiffness for preload A (sets of two brgs back to back or face to face)		74 N/ $\mu$ m
Preload, class B	$G_B$	235 N
Axial stiffness for preload B (sets of two brgs back-to-back or face-to-face)		128 N/ $\mu$ m
Preload, class C	$G_C$	470 N
Axial stiffness for preload C (sets of two brgs back-to-back or face-to-face)		191 N/ $\mu$ m

## CORRECTION FACTORS FOR PRELOAD CALCULATION

Correction factor dependent on bearing series and size	$f$	1.41
Correction factor dependent on contact angle	$f_1$	1
Correction factor, preload class A	$f_{2A}$	1
Correction factor, preload class B	$f_{2B}$	1.09
Correction factor, preload class C	$f_{2C}$	1.16
Correction factor for hybrid bearings	$f_{HC}$	1

## FACTORS FOR EQUIVALENT BEARING LOAD CALCULATION

Calculation factor for equivalent loads	$f_0$	17.4
Additional factors for equivalent loads		Refer to Notes 1 and 2 below

## Oversikt

### Dimensions

Bore diameter	17 mm
Outside diameter	35 mm
Width	10 mm

### Performance

Basic dynamic load rating	6.37 kN
Basic static load rating	3.25 kN
Reference speed	45 000 r/min
Limiting speed	28 000 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

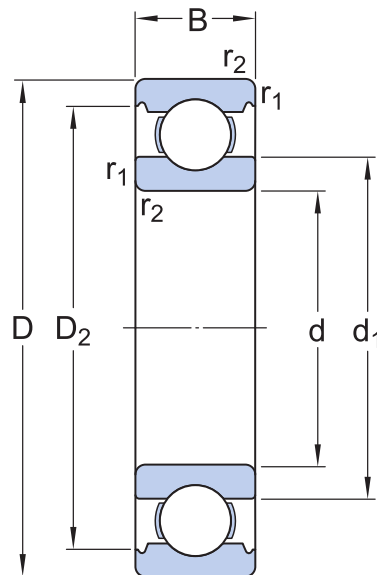
### Properties

Filling slots	Without
Number of rows	1
Locating feature, bearing outer ring	None
Bore type	Cylindrical
Cage	Sheet metal
Matched arrangement	No
Radial internal clearance	CN
Tolerance class	Class P6 (P6)
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without
Sealing	Without
Lubricant	None
Relubrication feature	Without

### Logistics

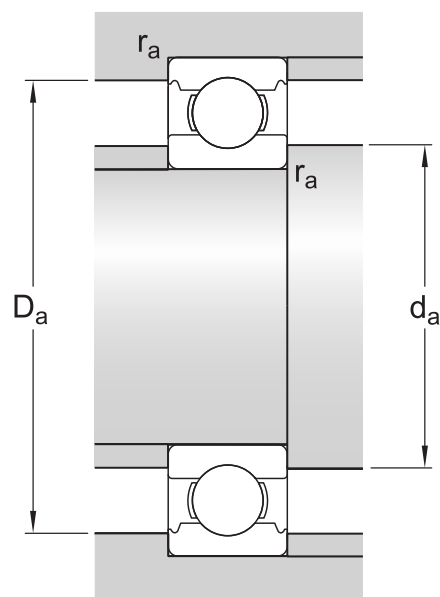
Product net weight	0.0375 kg
eClass code	23-05-08-01
UNSPSC code	31171504

## Teknisk spesifikasjon



## Dimensions

$d$	17 mm	Bore diameter
$D$	35 mm	Outside diameter
$B$	10 mm	Width
$d_1$	$\approx 23$ mm	Shoulder diameter
$D_2$	$\approx 31.2$ mm	Recess diameter
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Chamfer dimension



## Abutment dimensions

$d_a$	min. 19 mm	Diameter of shaft abutment
$D_a$	max. 33 mm	Diameter of housing abutment
$r_a$	max. 0.3 mm	Radius of shaft or housing fillet

## Calculation data

SKF performance class		SKF Explorer
Basic dynamic load rating	C	6.37 kN
Basic static load rating	$C_0$	3.25 kN
Fatigue load limit	$P_u$	0.137 kN
Reference speed		45 000 r/min
Limiting speed		28 000 r/min
Minimum load factor	$k_r$	0.025
Calculation factor	$f_0$	14

## Tolerance class

Dimensional tolerances	P6
Radial run-out	P5

## Kompatible produkter

### Recommended tool

Deep groove ball bearing puller kit

[TMMD 100](#)

## Overview

### Dimensions

Bore diameter	15 mm
Outside diameter	32 mm
Width	9 mm

### Performance

Basic dynamic load rating	5.85 kN
Basic static load rating	2.85 kN
Reference speed	50 000 r/min
Limiting speed	32 000 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

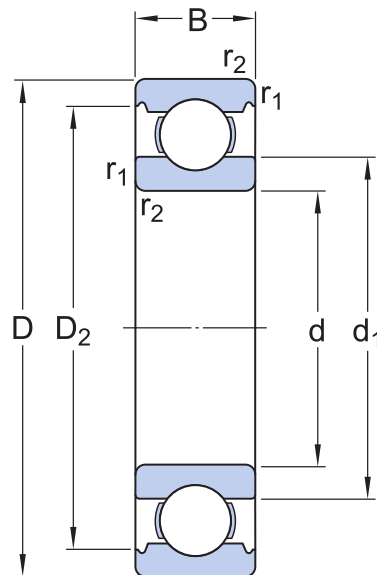
### Properties

Filling slots	Without
Number of rows	1
Locating feature, bearing outer ring	None
Bore type	Cylindrical
Cage	Sheet metal
Matched arrangement	No
Radial internal clearance	CN
Tolerance class	Class P6 (P6)
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without
Sealing	Without
Lubricant	None
Relubrication feature	Without

### Logistics

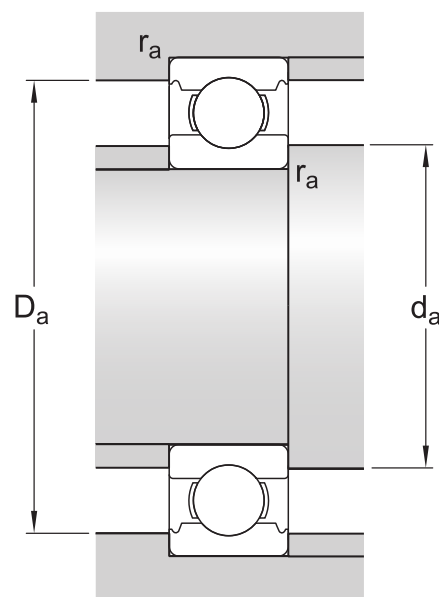
Product net weight	0.03 kg
eClass code	23-05-08-01
UNSPSC code	31171504

## Technical specification



## Dimensions

$d$	15 mm	Bore diameter
$D$	32 mm	Outside diameter
$B$	9 mm	Width
$d_1$	$\approx 20.5$ mm	Shoulder diameter
$D_2$	$\approx 28.2$ mm	Recess diameter
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Chamfer dimension



## Abutment dimensions

$d_a$	min. 17 mm	Diameter of shaft abutment
$D_a$	max. 30 mm	Diameter of housing abutment
$r_a$	max. 0.3 mm	Radius of shaft or housing fillet

## Calculation data

SKF performance class		SKF Explorer
Basic dynamic load rating	C	5.85 kN
Basic static load rating	$C_0$	2.85 kN
Fatigue load limit	$P_u$	0.12 kN
Reference speed		50 000 r/min
Limiting speed		32 000 r/min
Minimum load factor	$k_r$	0.025
Calculation factor	$f_0$	14

## Tolerance class

Dimensional tolerances	P6
Radial run-out	P5

## Compatible products

### Recommended tool

Deep groove ball bearing puller kit

[TMMD 100](#)



## Overview

### Dimensions

Bore diameter of needle roller complement	10 mm
Outside diameter	14 mm
Width	15 mm

### Performance

Basic dynamic load rating	6.6 kN
Basic static load rating	9 kN
Reference speed	18 000 r/min
Limiting speed	20 000 r/min

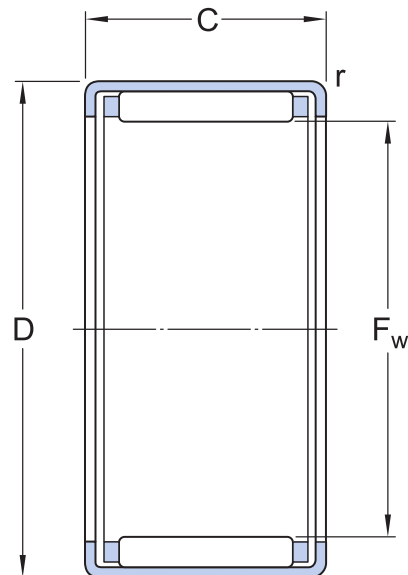
### Properties

Bearing part	Bearing without inner ring
Number of rows	1
Outer ring type	Drawn cup with open ends
Aligning feature	Without
Cage	Sheet steel
Number of flanges, outer ring	2
Tolerance class	Normal
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without
Sealing	Without
Lubricant	None
Relubrication feature	Without

### Logistics

Product net weight	0.0057 kg
eClass code	23-05-09-03
UNSPSC code	31171512

## Technical specification



## Dimensions

F <sub>w</sub>	10 mm	Diameter under rollers
D	14 mm	Outside diameter
C	15 mm	Width
r	min. 0.4 mm	Chamfer dimension drawn cup (outer ring)

## Calculation data

Basic dynamic load rating	C	6.6 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	9 kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	1.02 kN
Reference speed		18 000 r/min
Limiting speed		20 000 r/min

## Associated products

Inner ring IR series	<a href="#">IR 7x10x16</a>
Radial shaft seal with a low cross-sectional height, single lip	<a href="#">G 10x14x3</a>

## Compatible products

## A4 Materialer

## GENERAL

Uddeholm Elmax SuperClean is a high chromium-vanadium-molybdenum-alloyed steel with the following characteristics:

- High wear resistance
- High compressive strength
- Corrosion resistant
- Very good dimensional stability

High wear resistance is normally connected to low corrosion resistance and vice versa. In Uddeholm Elmax SuperClean it has however been able to achieve this unique combination of properties by a powder-metallurgy-based production.

Uddeholm Elmax SuperClean offers a possibility to make long-life, low maintenance moulds for the best overall moulding economy.

Typical analysis %	C	Si	Mn	Cr	Mo	V
	1,7	0,8	0,3	18,0	1,0	3,0
Delivery condition	Soft annealed approx. 280 Brinell					
Colour code	Blue/black					

## APPLICATIONS

New types of engineering plastics, with high filler contents, place greater demands on the tooling material, in terms of wear resistance and corrosion resistance. Uddeholm Elmax SuperClean has been specially developed for high-tech applications. These include products within the electronic industry such as connectors, plugs, switches, resistors, integrated circuits, etc. Uddeholm Elmax SuperClean can also be used in the food processing industry and for industrial and custom knives, where a combination of corrosion resistance and wear resistance is required.



*Uddeholm Elmax SuperClean used in Kershaw's knife Speedform, awarded "Blade Magazine 2009 American-Made Knife Of The Year®".*

## PROPERTIES

### PHYSICAL DATA

Hardened and tempered to 58 Rockwell C.

Temperature	20°C (68°F)	200°C (392°F)	400°C (752°F)
Density kg/m <sup>3</sup> lbs/in.	7 600 0,275	7 560 0,273	7 500 0,271
Modulus of elasticity N/mm <sup>2</sup> psi	230 000 33,4 x 10 <sup>6</sup>	210 000 30,5 x 10 <sup>6</sup>	200 000 29,0 x 10 <sup>6</sup>
Coefficient of thermal expansion per °C from 20°C per °F from 68°F	- -	10,6 x 10 <sup>-6</sup> 6,0 x 10 <sup>-6</sup>	11,4 x 10 <sup>-6</sup> 6,4 x 10 <sup>-6</sup>
Thermal conductivity* W/m °C Btu in/ft <sup>2</sup> h °F	- -	15 104	21 146
Specific heat J/kg °C Btu/lb °F	460 0,110	- -	- -

\* Thermal conductivity is difficult to measure. The scatter may be as high as ±15%

### COMPRESSIVE STRENGTH

The figures are to be considered approximate.

Hardness	60 HRC	55 HRC	50 HRC
Compressive strength Rm N/mm <sup>2</sup> tsi psi	3 000 195 435 000	2 700 175 390 000	2 300 150 335 000
Yield point Rp0,2 N/mm <sup>2</sup> tsi psi	2 300 150 335 000	2 150 140 310 000	1 800 120 260 000

### CORROSION RESISTANCE

Moulds made from Uddeholm Elmax SuperClean will have good resistance to corrosion when moulding corrosive plastics under normal production conditions.

## HEAT TREATMENT

### SOFT ANNEALING

Protect the steel and heat through to 980°C (1800°F), holding time 2h. Then cool in furnace 20°C (40°F)/h to 850°C (1560°F). Holding time 10h. Cool slowly to 750°C (1380°F). Then freely in air.

### STRESS-RELIEVING

After rough machining the tool should be heated through to 650°C (1200°F), holding time 2 hours. Cool slowly to 500°C (930°F) then freely in air.

### HARDENING

Preheating temperature: 600–850°C (1110–1560°F).  
Austenitizing temperature: 1050–1100°C (1920–2010°F), normally 1080°C (1980°F).

Temperature		Holding* time minutes	Hardness before tempering
°C	°F		
1050	1920	30	60 HRC
1080	1980	30	61 HRC

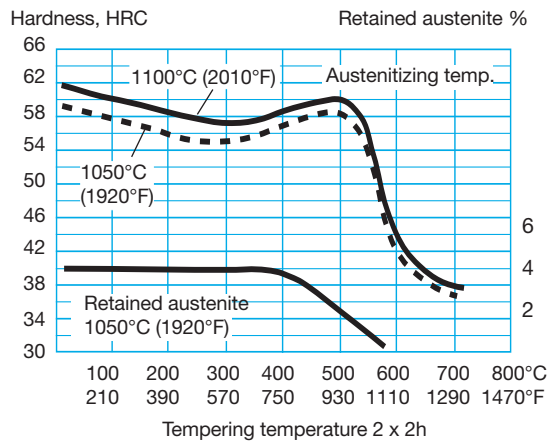
\* Holding time = time at austenitizing temperature after the tool is fully heated through

*Protect the part against decarburization and oxidation during hardening.*

## TEMPERING

Choose the tempering temperature according to the hardness required by reference to the tempering graph. Temper twice with intermediate cooling to room temperature, the preferred tempering temperature is 250°C (480°F) or higher. In exceptional cases, a minimum tempering temperature of 180°C (350°F) can be used for small simple inserts and parts where toughness is of less importance. Holding time at tempering temperature minimum 2 hours.

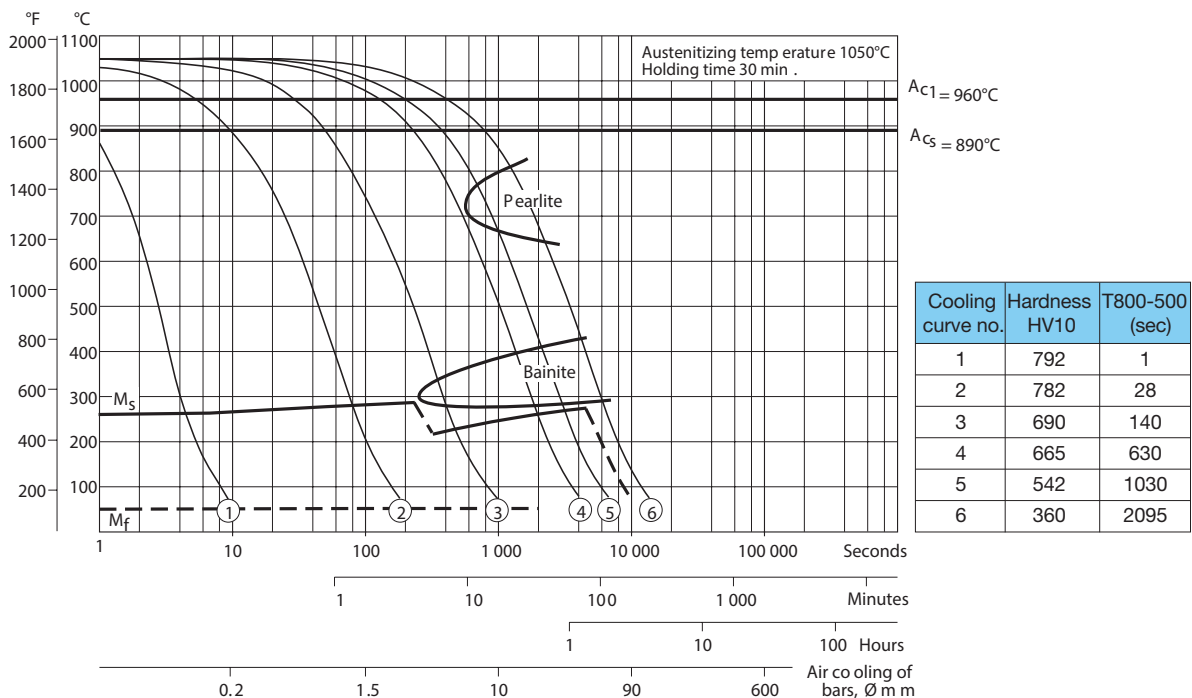
### TEMPERING GRAPH



Above tempering curves are obtained after heat treatment of samples with a size of 15 x 15 x 40 mm, cooling in forced air. Lower hardness can be expected after heat treatment of tools and dies due to factors like actual tool size and heat treatment parameters.

### CCT-GRAPH

Austenitizing temperature 1050°C (1920°F). Holding time 30 minutes.



## GENERAL

Uddeholm Caldie is a chromium-molybdenum-vanadium alloyed tool steel which is characterized by:

- very good chipping and cracking resistance
- good wear resistance
- high hardness (>60 HRC) after high temperature tempering
- good dimensional stability in heat treatment and during service
- excellent through-hardening properties
- good machinability and grindability
- excellent polishability
- good surface treatment properties
- good resistance to tempering back
- very good WEDM properties

Typical analysis %	C 0.7	Si 0.2	Mn 0.5	Cr 5.0	Mo 2.3	V 0.5
Standard specification	None					
Delivery condition	Soft annealed to max. 215 HB					
Colour code	White/grey					

## APPLICATIONS

Uddeholm Caldie is suitable for short to medium-run tooling where chipping and/or cracking are the predominant failure mechanisms and where high compressive strength (hardness above 60 HRC) is necessary. This makes Uddeholm Caldie an excellent problem solver for severe cold work applications where the combination of a hardness above 60 HRC and high cracking resistance is of utmost importance e.g. in the blanking and forming of ultra high strength steel sheets.

Uddeholm Caldie is also very suitable as substrate steel for applications where surface coatings are desirable or necessary.

### COLD WORK APPLICATIONS

- Blanking applications where high ductility and toughness are needed to prevent chipping/cracking

- Cold forging and forming operations where a high compressive strength combined with good resistance to chipping/cracking are necessary
- Machine knives
- Thread rolling dies
- Substrate for surface coatings

### UDDEHOLM COMPONENT BUSINESS APPLICATIONS

Uddeholm Caldie can be used in engineering applications where high compressive strength has to be combined with high ductility/toughness. Knives for fragmentation of plastics and metals and roll forming rolls are good examples.

## PROPERTIES

The properties below are representative of samples that have been taken from the center of bars with dimensions 203 x 80 mm and Ø 102 mm. Unless otherwise indicated, all specimens have been hardened at 1025°C (1875°F), gas quenched in a vacuum furnace and tempered twice at 525°C (975°F) for two hours to 60–61 HRC.

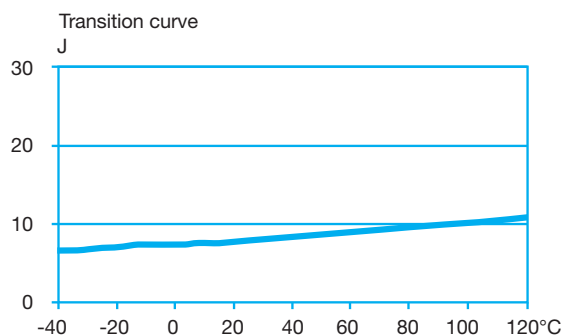
### PHYSICAL PROPERTIES

Hardened and tempered to 60–61 HRC.

Temperature	20°C (68°F)	200°C (390°F)	400°C (750°F)
Density, kg/m <sup>3</sup> lbs/in <sup>3</sup>	7 820 0.282	–	–
Modulus of elasticity MPa psi	213 000 31.2 x 10 <sup>6</sup>	192 000 27.8 x 10 <sup>6</sup>	180 000 26.1 x 10 <sup>6</sup>
Coefficient of thermal expansion per °C from 20°C per °F from 68°F	– –	11.6 x 10 <sup>-6</sup> 6.4 x 10 <sup>-6</sup>	12.4 x 10 <sup>-6</sup> 6.9 x 10 <sup>-6</sup>
Thermal conductivity W/m °C Btu in/(ft <sup>2</sup> h°F)	– –	24 174	28 195
Specific heat J/kg°C Btu/lb°F	460 0.11	–	–

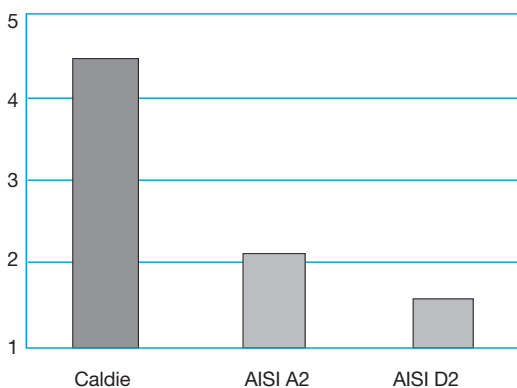
## MECHANICAL PROPERTIES

	Metric	English
Compressive yield strength, Rc0,2	2230 MPa (at 58 HRC)	323 350 psi (at 58 HRC)
	2350 MPa (at 60 HRC)	340 750 psi (at 60 HRC)
	2430 MPa (at 61 HRC)	352 350 psi (at 61 HRC)
Tensile yield strength, Rp0,2	1900 MPa	275 500 psi
Ultimate tensile strength, Rm	2500 MPa	362 500 psi
Elongation at break, A5	3%	3%
Reduction of area, Z	3%	3%
Poission's ratio	0.29	0.29
Impact toughness, Charpy-V	9 J	6.6 ft lb
Shear modulus of elasticity	80 GPa	1.16 x 10 <sup>6</sup> psi
Fatigue limit (R=-1, Ø63,5) °C	1030 MPa	149 350 psi



## CHIPPING RESISTANCE

Relative chipping resistance for Uddeholm Caldie, AISI A2, and AISI D2 is shown below.



## HEAT TREATMENT

### SOFT ANNEALING

Protect the steel and heat through to 820°C (1510°F), wait for equalization of the temperature (equalization time related to the size of the tool). Then cool in the furnace at 10°C (20°F) per hour to 650°C (1200°F), then freely in the air to room temperature.

### STRESS RELIEVING

After rough machining the residual stresses should be relieved by tempering at 650°C (1200°F), holding time 2 hours. Cool slowly in the furnace to 500°C (930°F), then freely in the air to room temperature.

### HARDENING

*Preheating temperature:* 600–650°C (1110–1200°F) and 850–900°C (1560–1650°F). In the case of bigger dimensions (>150 mm cross-section), a third preheating step at 930°C (1700°F) is recommended.

*Austenitizing temperature:* 1000–1050°C (1830–1920°F), normally 1020°C (1870°F), in case of bigger dimensions (>150 mm cross-section) 1000°C (1830°F).

*Holding time:* 30 minutes after the tool is heated through.

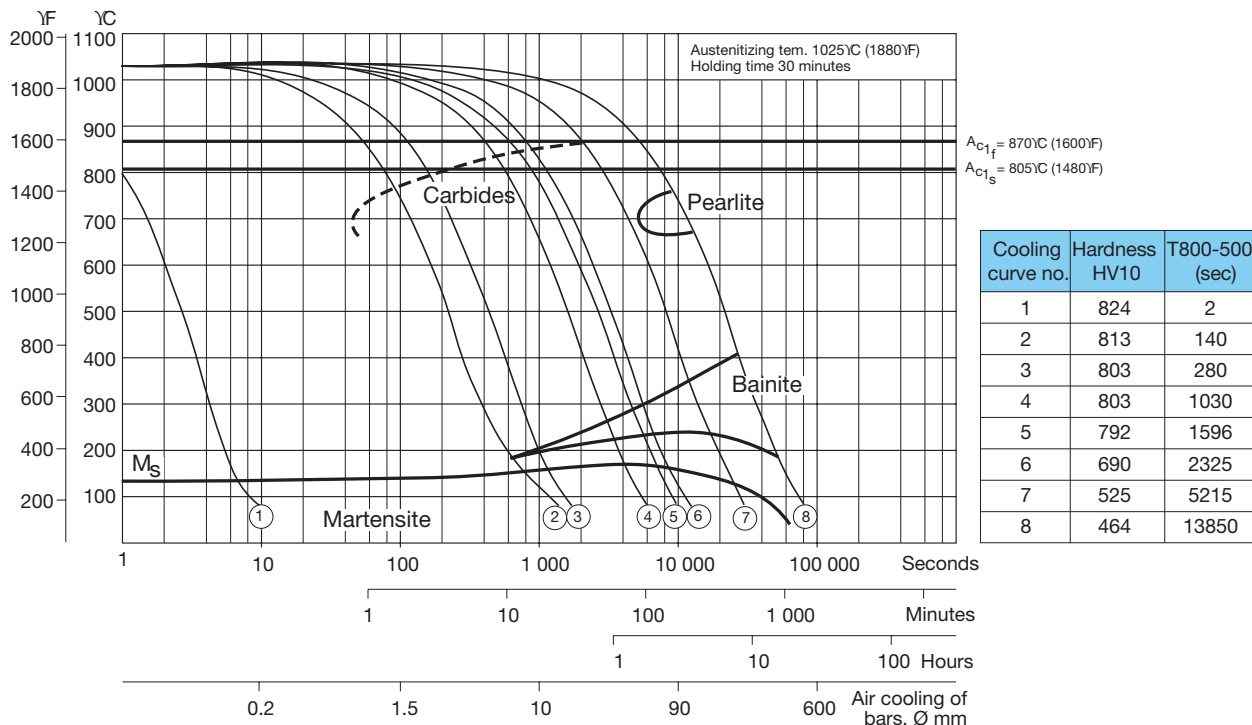
*Note:* Holding time = time at hardening temperature after the tool is fully heated through. A holding time of less than recommended time will result in loss of hardness.

*The tool should be protected against decarburization and oxidation during hardening.*

Further information can be found in the Uddeholm brochure “Heat treatment of tool steels”.

CCT-GRAPH

Austenitizing temperature 1025°C (1880°F). Holding time 30 minutes.



QUENCHING MEDIA

- Vacuum (high-speed gas with sufficient overpressure minimum 2 bar)
- Martempering bath or fluidized bed at approx. 200–550°C (390–1020°F)
- Forced air/gas

Note: Temper the tool as soon as its temperature reaches 50–70°C (120–160°F).

To obtain the optimum properties for the tool, the cooling rate should be as fast as possible with regards to acceptable distortion.

A slow quench rate will result in loss of hardness compared with the given tempering curves.

Martempering should be followed by forced air cooling if wall thickness is exceeding 50 mm (2”).

TEMPERING

Choose the tempering temperature according to the hardness required by reference to the tempering graph on next side. Temper at least twice with intermediate cooling to room temperature. For the highest dimensional stability and ductility, a minimum temperature of 540°C (1000°F) and three tempers is strongly recommended.

Tempering at a lower temperature than 540°C (1000°F) may increase the hardness and compressive strength to some extent but also impair cracking resistance and dimensional stability. However, if lowering the tempering temperature, do not temper below 520°C (970°F). When tempering twice the minimum holding time at temperature is 2 hours. When tempering three times the minimum holding time is 1 hour.

TEMPERING TABLE

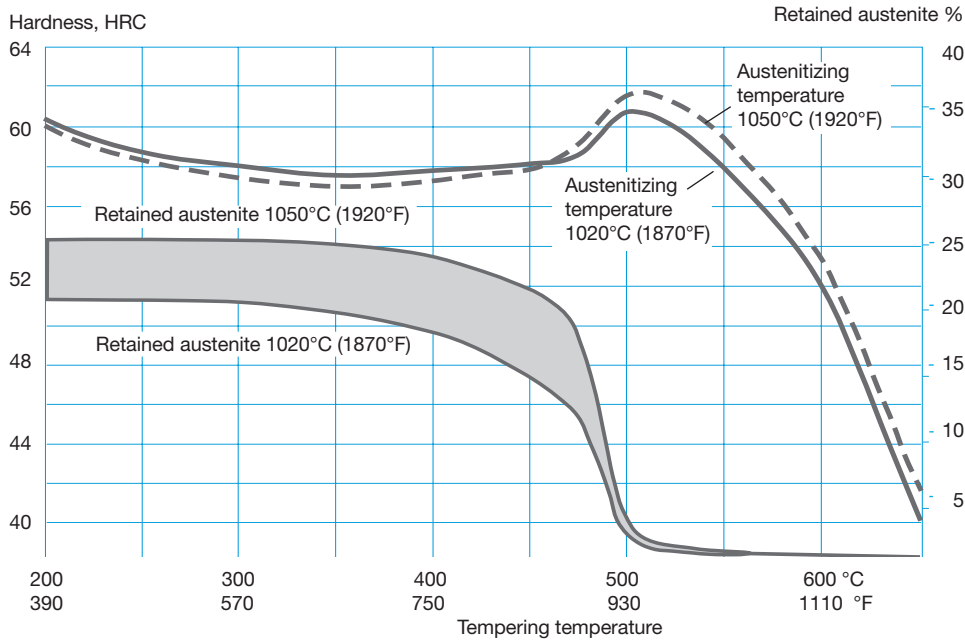
Hardening temp.	Tempering temperature		
	540°C	550°C	560°C
1000°C* (1830°F*)	57–59 HRC	56–58 HRC	54–56 HRC
1020°C (1870°F)	58–60 HRC	57–59 HRC	55–57 HRC
1050°C (1920°F)	59–61 HRC	58–60 HRC	56–58 HRC

For high dimensional stability min. 540°C (1000°F) and 3 x 1 h should be used.

\*Hardening temp. 1000°C (1830°F) should be used for cross sections >150 mm (6” thick).

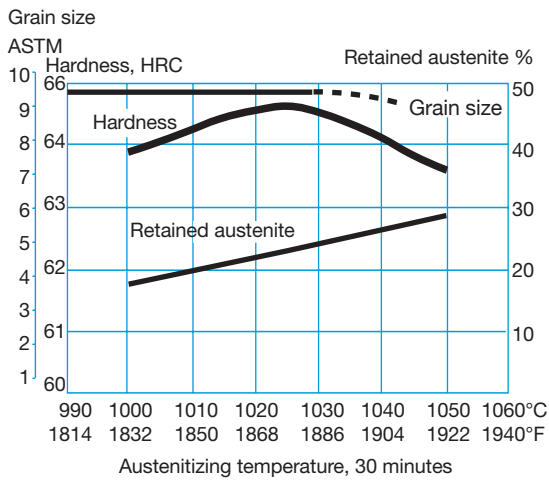


TEMPERING GRAPH



The tempering curves are obtained after heat treatment of samples with a size of 15 x 15 x 40 mm, cooling in forced air ( $T_{800-500} = 300$  sec.). Lower hardness can be expected after heat treatment of tools and dies due to factors like actual tool size and heat treatment parameters.

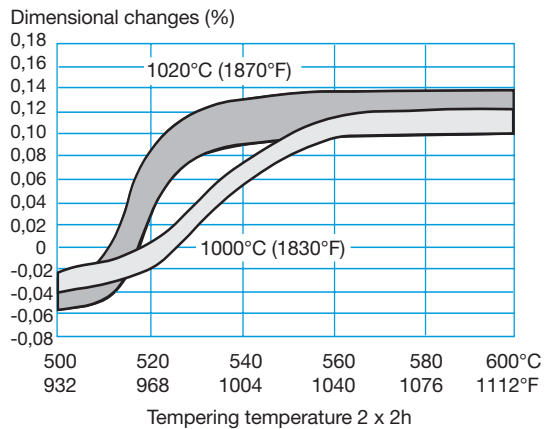
HARDNESS, GRAIN SIZE AND RETAINED AUSTENITE AS A FUNCTION OF AUSTENITIZING TEMPERATURE



DIMENSIONAL CHANGES

The dimensional changes have been measured after austenitizing at 1000°C (1830°F)/30 min. and 1020°C (1870°F)/30 min. followed by gas quenching in N<sub>2</sub> at a cooling rate of 1.1°C/s between 800–500°C (1470– 930°F) in a cold chamber vacuum furnace.

Specimen size: 100 x 100 x 100 mm (3.9" x 3.9" x 3.9"). Values for all directions are within the marked areas.



## PROPERTIES

### PHYSICAL DATA

Values at room temperature unless stated otherwise.

Density	kg/m <sup>3</sup> lbs/in <sup>3</sup>	2 830 0.102
Modulus of elasticity	N/mm <sup>2</sup> psi	71 500 10.3 x 10 <sup>6</sup>
Coefficient of thermal expansion per °C from 20°C to 100°C per °F (68–212°F)		23 x 10 <sup>-6</sup> 12.8 x 10 <sup>-6</sup>
Thermal conductivity	W/m °C Btu in/ft <sup>2</sup> h °F	165 1 144
Specific heat capacity	J/kg °C Btu/lb °F	890 0.20

### TENSILE STRENGTH

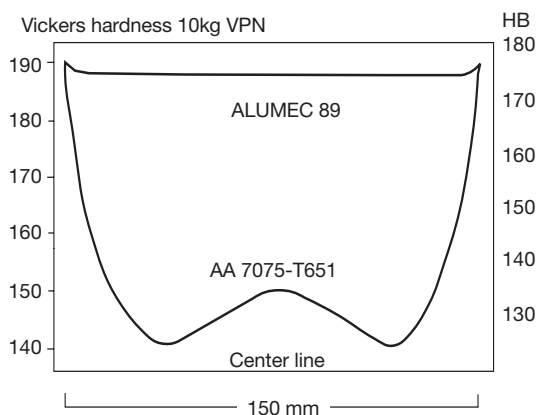
Tensile strength values, which for most practical purposes can be compared to compression strength values, should be regarded as typical.

Values at room temperature for different plate thicknesses.

	Tensile strength N/mm <sup>2</sup>	Yield strength N/mm <sup>2</sup>
Plate (thickness), mm		
> 10– 50	590	550
> 50–100	570	520
>100–150	550	500
>150–200	535	485
>200–300	430	365
Round bar Ø, mm		
40	680	630
100	680	620
200	670	610

Note that the plate is tested in the transverse direction and the round bar in the length direction.

### HARDNESS DISTRIBUTION THROUGH THE PLATE CROSS SECTION



## MACHINING

### GENERAL

A major advantage when machining aluminium alloys is the possibility of using high cutting speeds. The reason is the low cutting force needed compared with steel and brass. Because of the excellent combination of mechanical and physical properties in Alumec 89 the maximum cutting speed possible is very high, when suitable cutting tools are used.

When using high speed milling machines, cutting speeds exceeding 3 500 m/min. (11 500 ft./min.) has been used with good results.

### CUTTING TOOL – DESIGN AND MATERIAL

Although aluminium alloys give low cutting forces, it is necessary to use high quality cutting tools. In order to achieve the highest possible cutting speed the use of cemented carbide tools, especially during turning and end milling, is ideal.

The same cutting tools normally used for steel can also be used for machining of Alumec 89. However, for good production economy, tools with large positive angles should be used. The flute should have a large chip space and be polished to prevent chips clogging the cutter.

When sawing Alumec 89, a coarse tooth saw blade is recommended.

### COOLING/LUBRICATION

The purpose of cutting fluid is to cool the work piece and to lubricate the cutting tool. Because of the high cutting speeds possible when machining Alumec 89, cooling is important, although the heat conductivity of Alumec 89 is very high. Good lubrication is of special importance during deep hole drilling, as there is a prolonged contact between chips and tool.

Cutting fluids recommended for steel may sometimes discolor the aluminium surface, if PH values are high. Most manufacturers of cutting fluid have universal fluids suitable for both steel and aluminum.

## A5 Motordokumentasjon

Project-No.:

	Symbol	Unit	Value	
<b>Rated Data Water cooled (<math>\varphi = 0^\circ</math>)</b>				
Nominal Torque	T <sub>NomWC</sub>	Nm	11,1	
Nominal Current	I <sub>NomWC</sub>	A <sub>rms</sub>	22,6	
Nominal Speed	n <sub>NomWC</sub>	rpm	13250	
Nominal Power	P <sub>NomWC</sub>	W	15404	
Winding Losses <sup>1</sup> / Total Losses <sup>1,2</sup>	P <sub>DWC</sub>	W	254	617
Holding Torque	T <sub>HWC</sub>	Nm	7,9	
Holding Current	I <sub>HWC</sub>	A <sub>rms</sub>	16	

**Rated Data S6 duty ( $\varphi = -10^\circ$ )**

Torque	T <sub>S6</sub>	Nm	24,6	
Current	I <sub>S6</sub>	A <sub>rms</sub>	51	
Speed	n <sub>S6</sub>	rpm	12100	
Power	P <sub>S6</sub>	W	31199	
Winding Losses <sup>1</sup> / Total Losses <sup>1,2</sup>	P <sub>DS6</sub>	W	1282	1619
Holding Torque	T <sub>HS6</sub>	Nm	17,4	
Holding Current	I <sub>HS6</sub>	A <sub>rms</sub>	35,9	

**Peak Data ( $\varphi = -10^\circ$ )**

Peak Torque	T <sub>Peak</sub>	Nm	29,1	
Peak Current	I <sub>Peak</sub>	A <sub>rms</sub>	61	
Speed at Peak Torque	n <sub>Peak</sub>	rpm	11600	
Peak Power	P <sub>Peak</sub>	W	35366	
Winding Losses <sup>1</sup> / Total Losses <sup>1,2</sup>	P <sub>DPeak</sub>	W	1843	2167

**Data**

Torque Constant	k <sub>t</sub>	Nm/A <sub>rms</sub>	0,492	
BEMF Constant (Phase - Phase)	k <sub>e</sub>	V <sub>rms</sub> /(rad/s)	0,296	
Motor Constant	k <sub>m</sub>	V <sub>rms</sub> /rpm	0,031	
Idle Speed	n <sub>idle</sub>	Nm/vW	0,447	
max. Speed (Fieldweaking)	n <sub>max</sub>	rpm	13650	
max. Frequency (Idle/Fieldweaking)	f <sub>max</sub>	rpm	20000	
DC Bus Voltage	U <sub>DC</sub>	Hz	910	1333
∅ Resistance per Phase (Winding only)	R <sub>Ph20</sub>	V <sub>DC</sub>	600	
∅ Inductance per Phase (Winding only)	L <sub>Ph</sub>	Ω	0,126	
electr. Time Constant $\tau=L/R$	τ <sub>el</sub>	mH	0,393	
Number of Polepairs	n	ms	3,11	
Winding Connection			4	
			Star	



	Symbol	Unit	Value
<b>Data Watercooling</b>			
Inlet Temperature of Coolant	$T_{in}$	°C	10 ... 40
Max. Temperature rise of Coolant	$T_{max}$	K	5
Min. required Coolant flow	$Q_{min}$	l/min	---
Volume of cooling channel	$V_{cool}$	l	---
thermal Time Constant	$\tau_{th}$	min	---

	Symbol	Unit	Value
<b>Data Mechanics</b>			
Rotor Inertia (assembly set)	J	kgm <sup>2</sup>	$0,33 \cdot 10^{-3}$
Weight of Motor w/o Housing	m	kg	2,8
Outer Stator Diameter w/o Housing	dA	mm	85
Inner Stator Diameter	dAg	mm	51,6
Length of Stator	l	mm	70

#### Annotations - Losses

<sup>1</sup> Winding Losses are referred to a Coil Temperature of 100°C.

<sup>2</sup> The total Losses are made up of: Winding Losses; Stator Iron Losses; Rotor Losses;

*Calculation of total Losses:*

Winding Losses + Stator Iron Losses (at speed X) + Rotor Losses (at speed X)

#### Annotations - general

Ensure that your servo drive can handle the Nominal- and Peakcurrent of the Motor.

An adjustment of the Speed and DC Bus Voltage can be done after consultation.

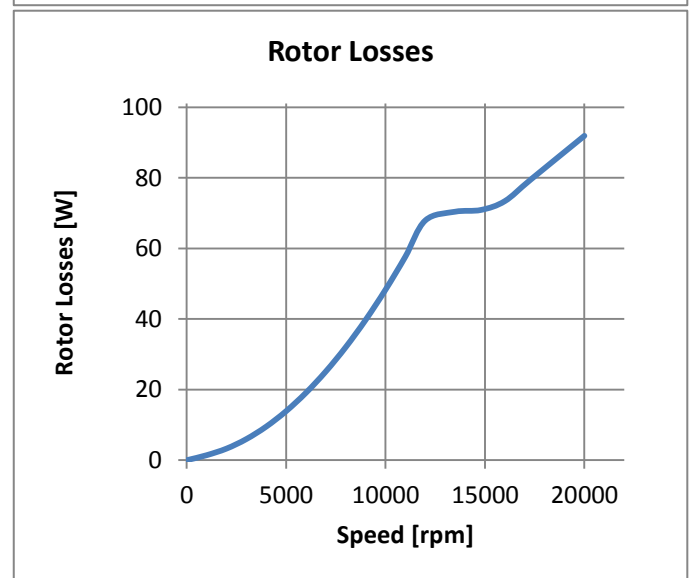
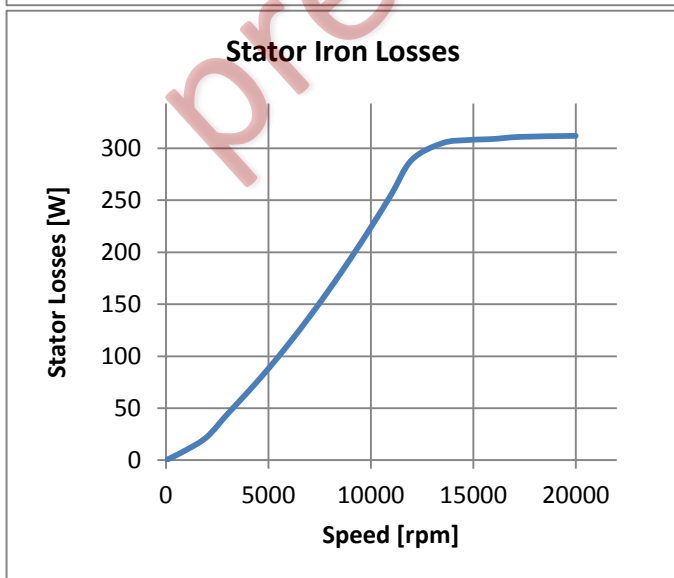
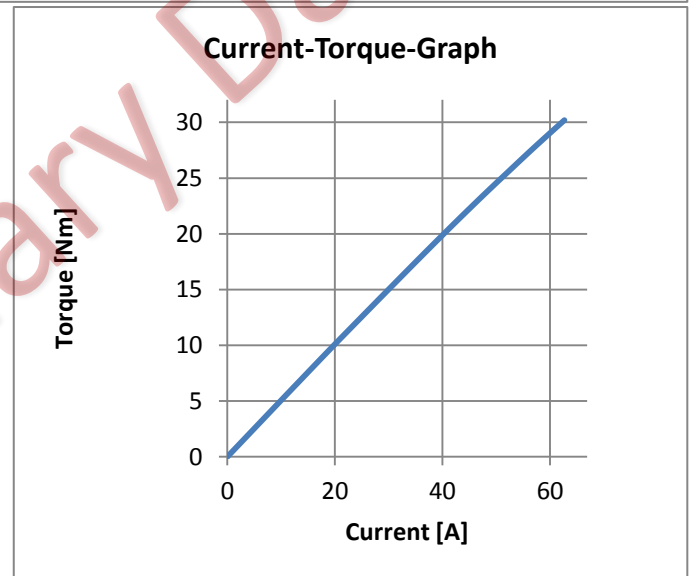
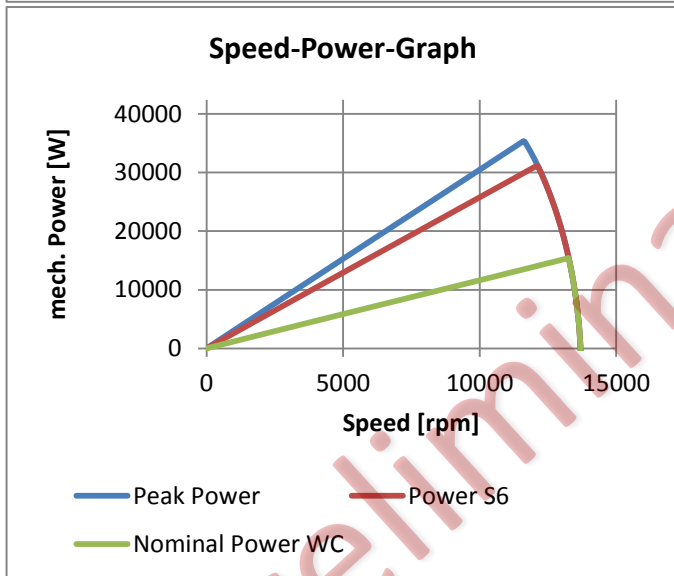
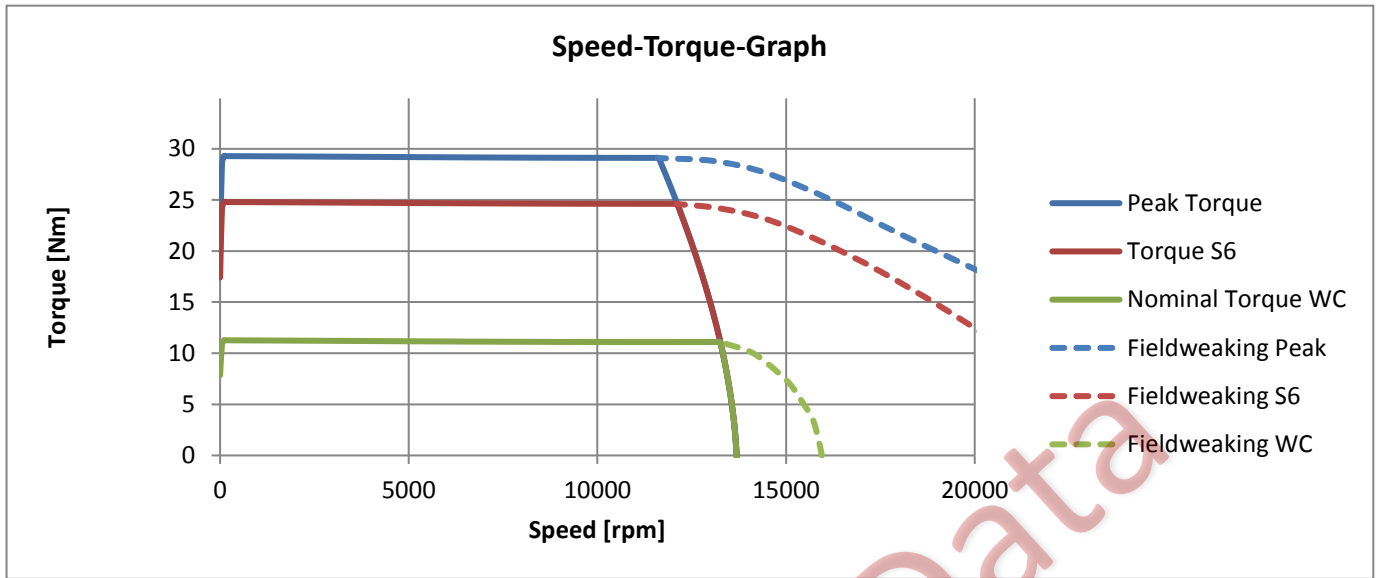
The nominal data in this datasheet are based on an ambient/coolant temperature of 20°C

The stated nominal Torques are without consideration of friction losses through Bearings or Sealings.

#### Annotations - thermal monitoring system

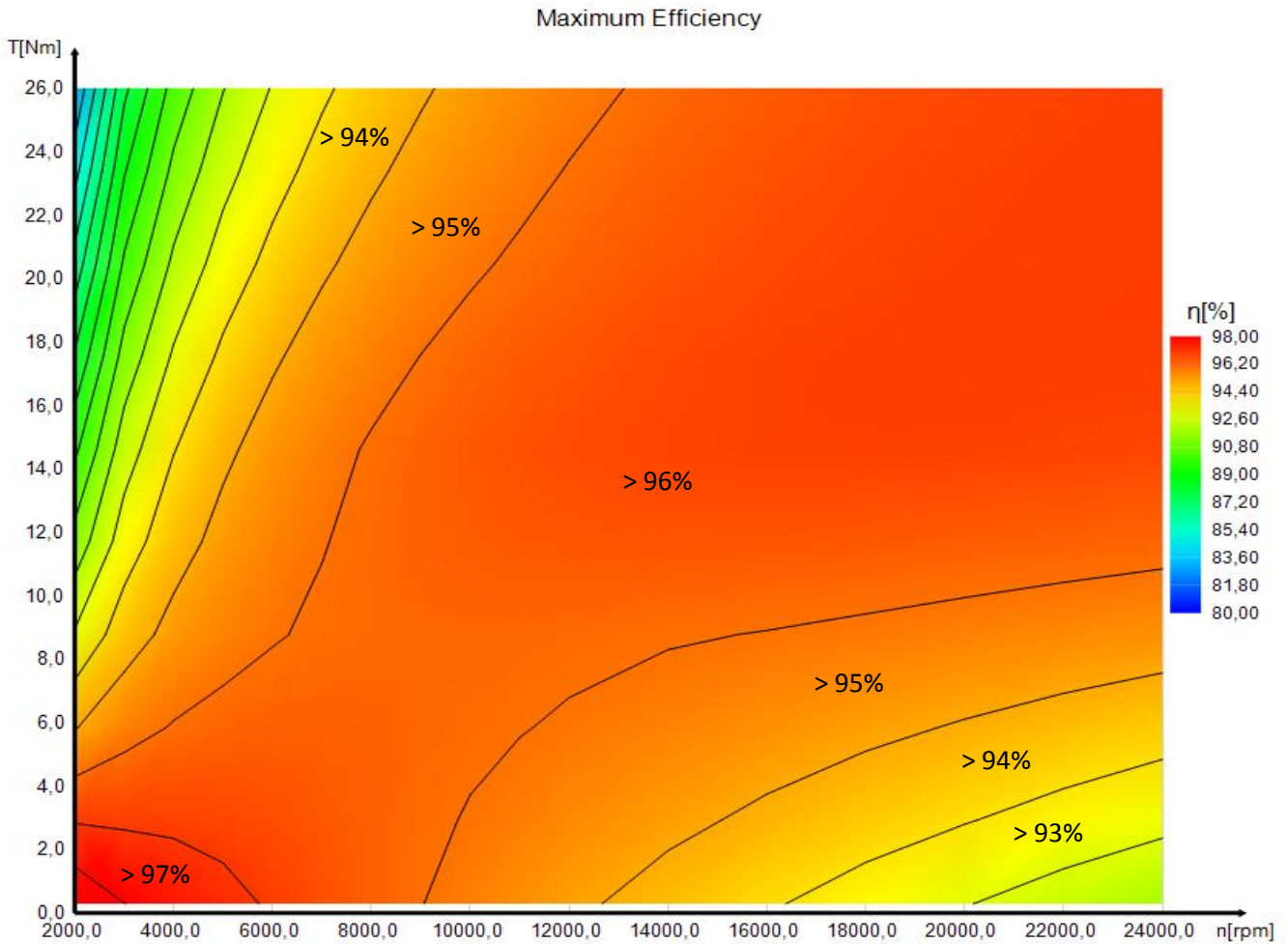
Because the exact duty type depends also on the thermal connection of the motor, the embedded thermal monitoring system has to be analysed and attended. However, attention has to be payed that the temperature sensors do not show the exact temperature of the winding and this could be up to 20 K higher due to thermal capacities. Despite an electrical insulation towards the winding, you are only allowed to connect the sensors to your controller by using a galvanic separation in between.





Projektnummer: 2018-079-2

Maximaler Wirkungsgrad: > 96%



Stand: 27.09.2018



## A6 Motorens dreiemoment

Vedlegg A.6.1 Motorens dreiemoment ved maksimal effekt på 19kW på ulike rotasjonshastigheter.

Rotasjonshastighet (RPM)	Effekt (W)	Dreiemoment (Nm)
1	19 000	116,4
1000	19 000	116,4
2000	19 000	116,4
3000	19 000	116,4
4000	19 000	116,4
5000	19 000	116,4
6000	19 000	116,4
6235	19 000	116,4
7000	19 000	103,7
8000	19 000	90,7
9000	19 000	80,6
10 000	19 000	72,6
11 000	19 000	66,0
12 000	19 000	60,5
13 000	19 000	55,8
14 000	19 000	51,8
15 000	19 000	48,4
16 000	19 000	45,4
17 000	19 000	42,7
18 000	19 000	40,3
19 000	19 000	38,2
20 000	19 000	36,3



*Vedlegg A.6.2 Dreiemoment ved nominell motoreffekt i forhold til rotasjonshastighet.*

Rotasjonshastighet (RPM)	Effekt (W)	Dreiemoment (Nm)
1	14633,8	11,1
1000	14633,8	11,1
2000	14633,8	11,1
3000	14633,8	11,1
4000	14633,8	11,1
5000	14633,8	11,1
6000	14633,8	11,1
7000	14633,8	11,1
8000	14633,8	11,1
9000	14633,8	11,1
10 000	14633,8	11,1
11 000	14633,8	11,1
12 000	14633,8	11,1
12 600	14633,8	11,1
13 000	14633,8	10,7
14 000	14633,8	10,0
15 000	14633,8	9,3
16 000	14633,8	8,7
17 000	14633,8	8,2
18 000	14633,8	7,8
19 000	14633,8	7,4
20 000	14633,8	7,0

## A7 Lewis formfaktor

Tabell A.7.1 Verdier av Lewis formfaktor. Manglende verdier kan regnes ut ved interpolasjon [17].

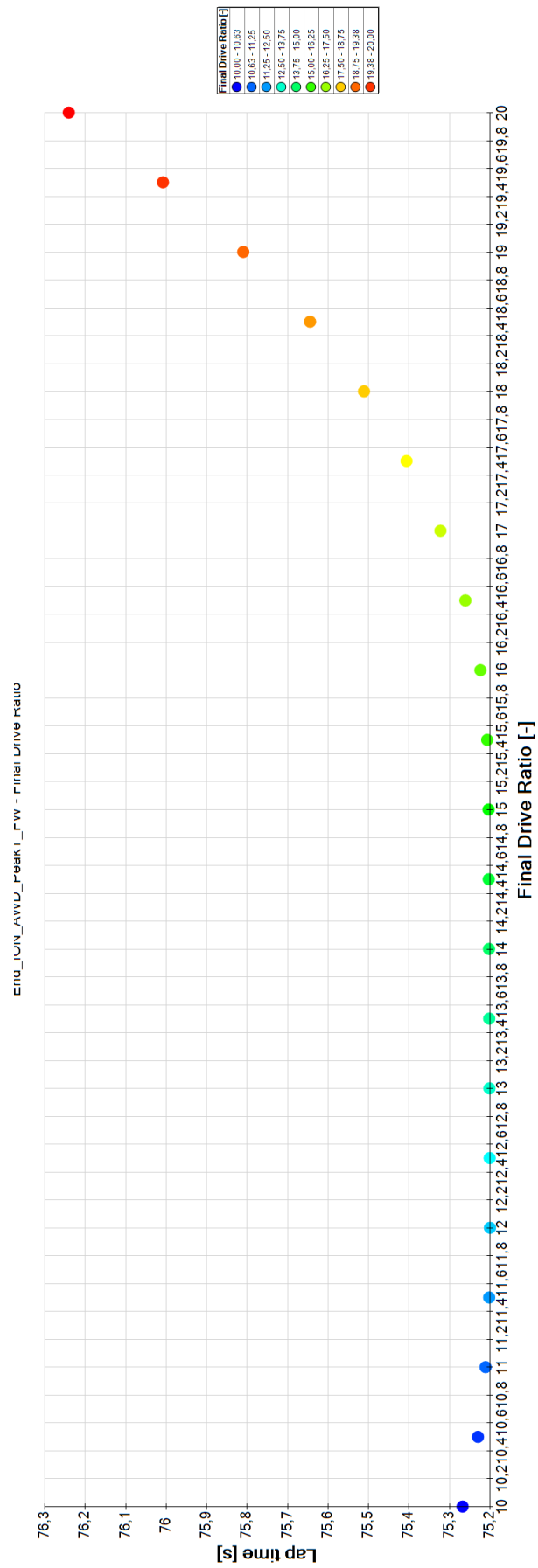
Antall tenner	Y	Antall tenner	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

## A8 Laptime og grep i dekk

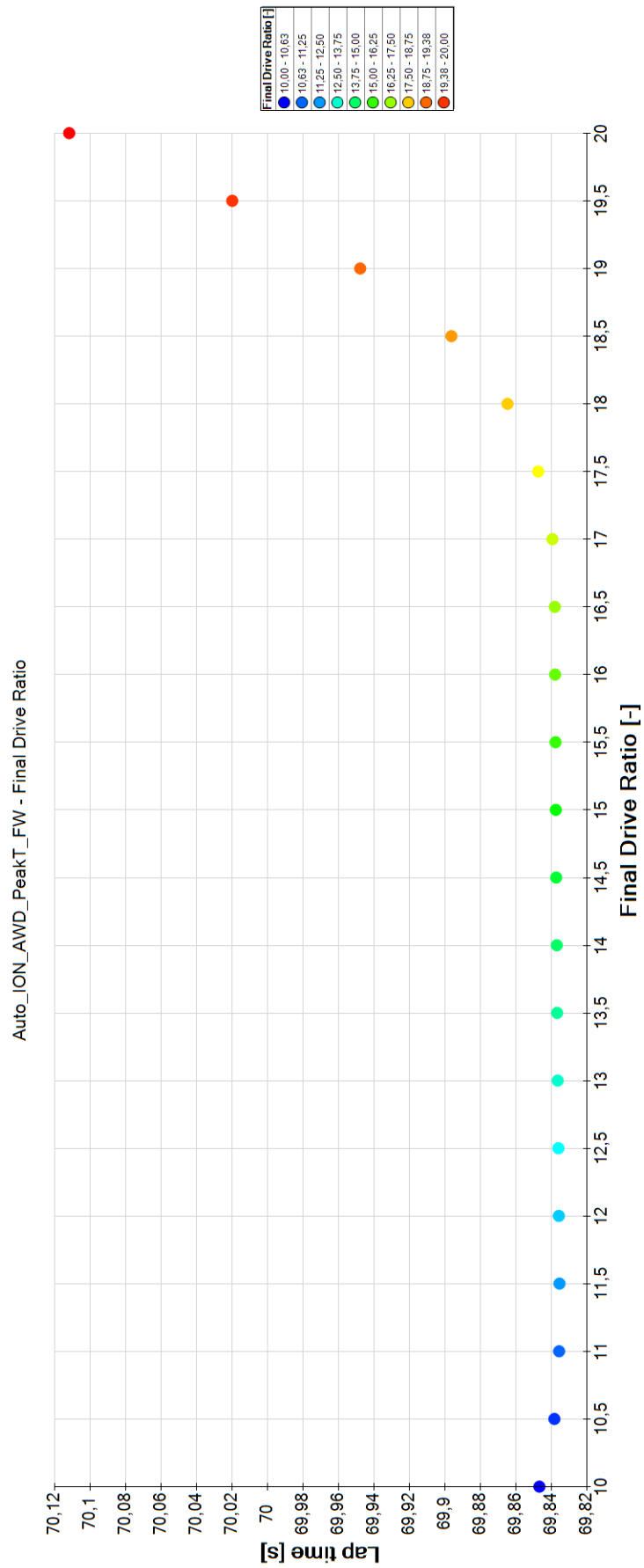
### Vedlegg A.8.1 Variabler brukt i OptimumLap

Variabel	Verdi
Masse	315 kg
Koeffisient for luftmotstand	1,16
Koeffisient for luftmotstand uten bakvinge	0,674
Koeffisient for marktrykk	2,034
Koeffisient for marktrykk uten bakvinge	0,924
Bilens areal sett forfra	1,128 m <sup>2</sup>
Lufttetthet	1,204 $\frac{kg}{m^3}$
Dekkradius	0,26 m
Friksjon	1,6 $\mu$
Girutveksling	16
Rullemotstand	0,015

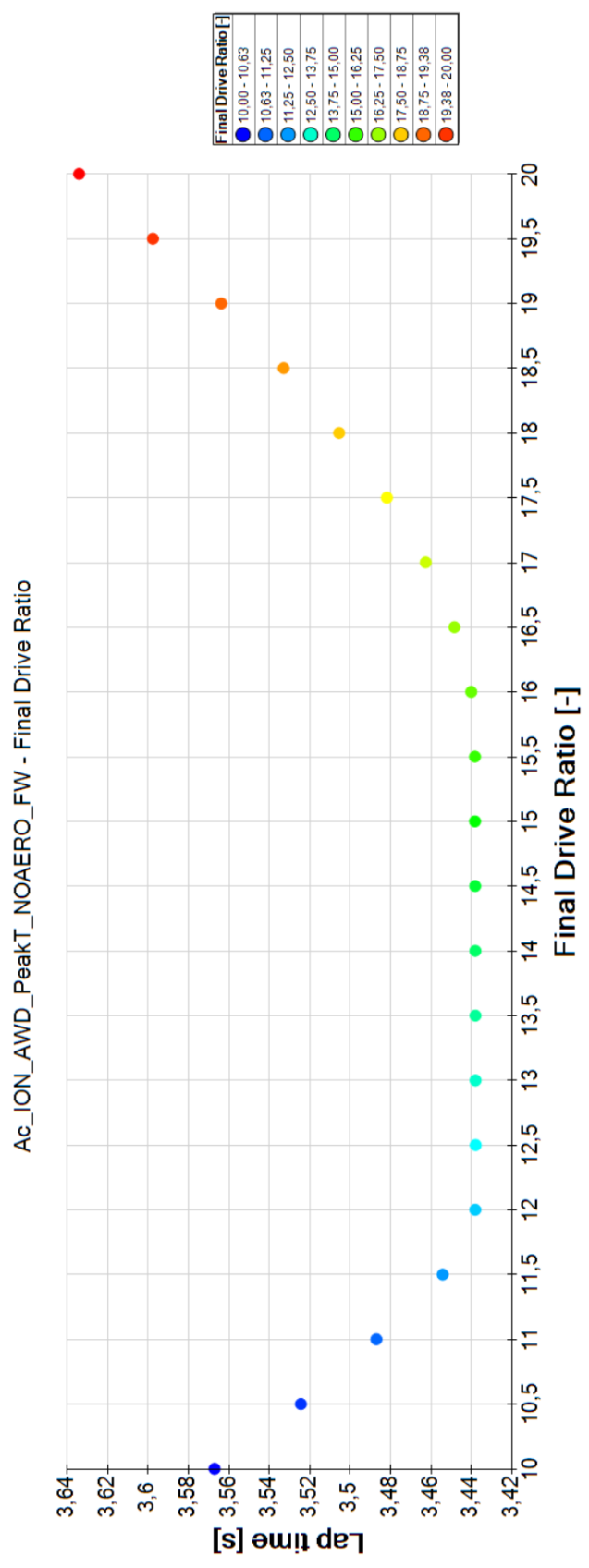
Vedlegg A.8.2 Batchsimulering for Endurance med maksimalt dreiemoment.



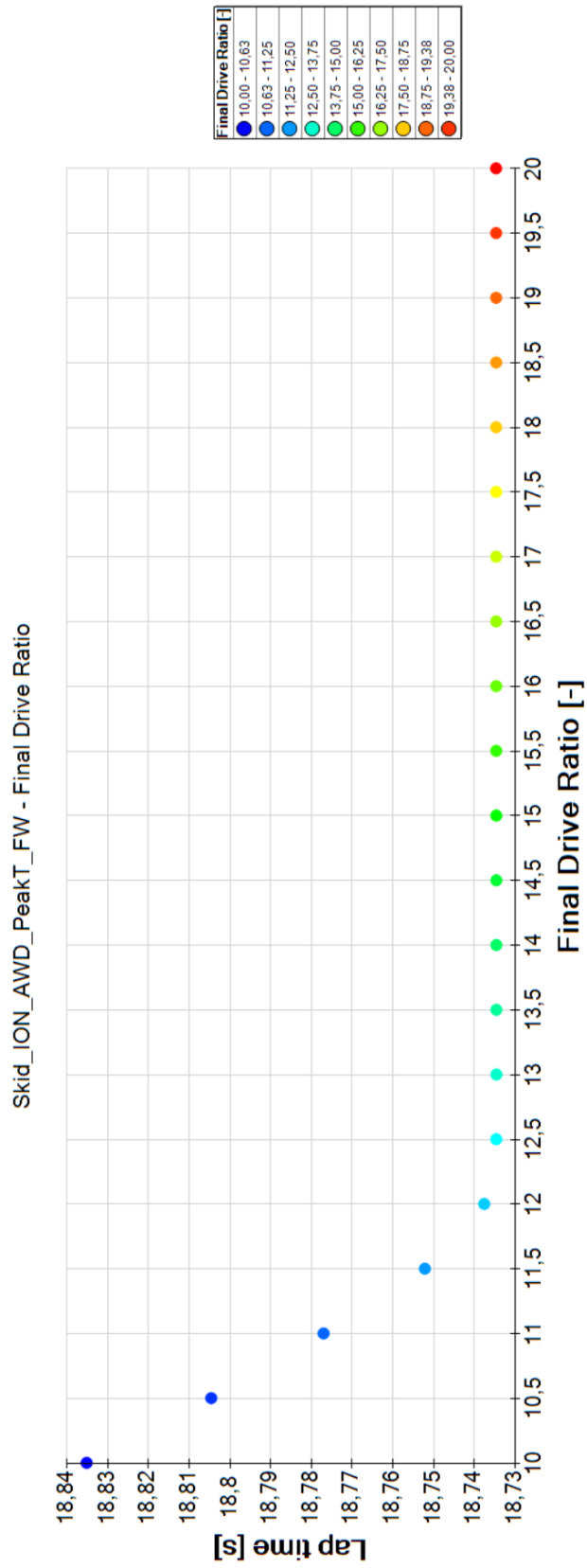
Vedlegg A.8.3 Batchsimulering for Autocross.

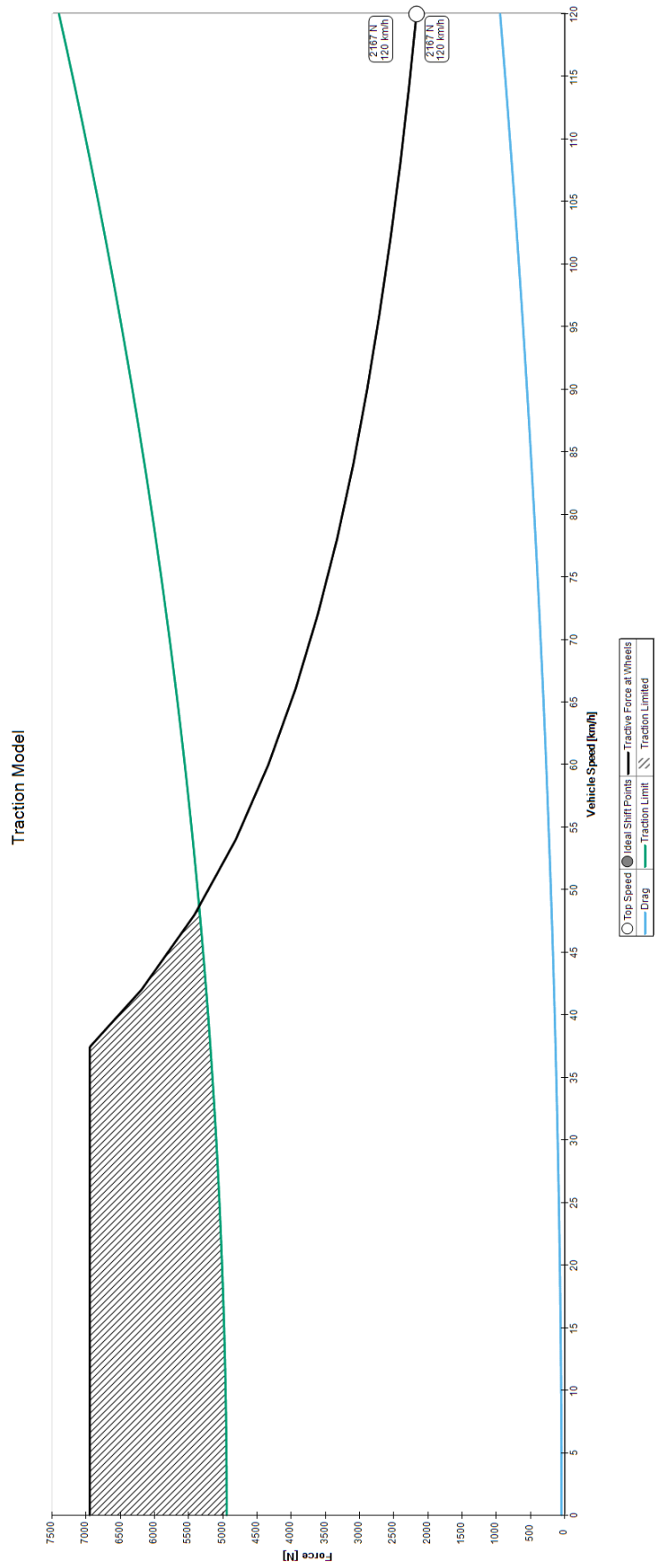


VEDLEGG A.8.4 Batch simulering Acceleration.



Vedlegg A.8.5 Batch simulering Skidpad.







A9 KISSsoft tannhjuldata

Name: Untitled  
Changed by: Einar on: 14.05.2024 at: 00:02:10

# Dual stage planetary gear\_v2.0.9\_

### Power inputs:

_O.Input			
Speed	[1/min]	6235	
Torque	[Nm]	29.1	
Power	[kW]	19.0002	

### Power outputs:

_O.Output			
Speed	[1/min]	423.4029	
Torque	[Nm]	-428.5244	
Power	[kW]	19.0002	

# \_O.GB.Stage1

## 1 Overview

Calculation method	DIN 3990:1987 Method B		
Drawing or article number:			
Gear 1:	SunGear(SunPlanet)		
Gear 2:	SunPlanet(SunPlanet)		
	----- Gear 1 ----- Gear 2 -----		
During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:			
		2	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	423.4	
Absolute speed (1/min)	[n]	6235.0	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
Power (kW)	[P]	5.903	
Relative speed (1/min)	[n]	5811.6	1709.3
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	52.304	5.128
Torque (Nm)	[T]	9.700	32.980
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life (h)	[H]	50.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Right flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		

## 2 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
Center distance (mm)	[a]	33.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	0.6000	
Transverse module (mm)	[mt]	0.6000	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	42.33333	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd]	42.33333	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	25	85
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	10.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

## 3 Materials

### Gear 1

Own input, Uddeholm Elmax Superclean, Case hardening steel, case-hardened,

### Gear 2

Own input, Uddeholm Elmax Superclean, Case hardening steel, case-hardened,

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
shot peened		1	1
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	525.00	525.00
Infinite life strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1650.00	1650.00
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	230000	230000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	3000.00	3000.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	2700.00	2700.00

### 3.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value R <sub>a</sub> , flank (μm)	[RAH]	0.40	0.40
Arithmetic mean roughness value R <sub>a</sub> , root (μm)	[RAF]	3.00	2.00
Mean peak-to-valley roughness R <sub>z</sub> , flank (μm)	[RZH]	3.10	3.10
Mean peak-to-valley roughness R <sub>z</sub> , root (μm)	[RZF]	15.00	15.00

### 3.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication	
Type of oil	ISO-VG 220	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm <sup>2</sup> /s)	[ν40]	220.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm <sup>2</sup> /s)	[ν100]	17.50
Specific density at 15°C (kg/dm <sup>3</sup> )	[ρ]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

## 4 Geometry

### 4.1 Reference profiles

#### Reference profile Gear 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	0.252 / 0.253

#### Reference profile Gear 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
-------------------	--	--

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	0.251 / 0.254

#### 4.1.1 Information on final machining

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[ρfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	1.6 / 1.6	1.6 / 1.6

#### 4.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-3.400	
Gear ratio	[u]	3.400	
Transverse module (mm)	[mt]	0.600	
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000	
Working pressure angle (°)	[αwt]	20.000	
	[αwt.e/i]	20.060 / 19.940	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.000	
Base helix angle (°)	[βb]	0.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000	
Reference center distance (mm)	[ad]	33.000	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.0000	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
Profile shift coefficient	[x]	0.2646	-0.2646
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.1409 / 0.1295	-0.4248 / -0.5164
Virtual gear no. of teeth	[zn]	25.000	85.000
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	1.200	1.178

#### 4.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	15.000	51.000
Base diameter (mm)	[db]	14.095	47.924
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	16.517	51.883
(mm)	[da.e/i]	16.517 / 16.499	51.883 / 51.853
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.018	0.000 / -0.030
Tip form diameter (mm)	[dFa]	16.517	51.883
(mm)	[dFa.e/i]	16.517 / 16.499	51.883 / 51.853

Active tip diameter (mm)	[dNa]	16.517	51.883
(mm)	[dNa.e/i]	16.517 /16.499	51.883 /51.853
V-Circle diameter (mm)	[dv]	15.317	50.683
(mm)	[dv.e/i]	15.169 /15.155	50.490 /50.380
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	15.000	51.000
(mm)	[dw.e/i]	15.006 /14.994	51.019 /50.981
Root diameter (mm)	[df]	13.817	49.183
(mm)	[df.e/i]	13.669 /13.655	48.990 /48.880
Active root diameter (mm)	[dNf]	14.351	49.917
(mm)	[dNf.e/i]	14.380 /14.338	49.947 /49.896
Root form diameter (mm)	[dFf]	14.324	49.658
(mm)	[dFf.e/i]	14.253 /14.247	49.514 /49.434

#### 4.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.150	0.150
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.323 / 0.234	0.259 / 0.212
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.066 / 0.042	0.257 / 0.191
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	0.759	0.441
(mm)	[ha.e/i]	0.759 / 0.750	0.441 / 0.426
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	0.591	0.909
(mm)	[hf.e/i]	0.665 / 0.672	1.005 / 1.060
Tooth height (mm)	[h]	1.350	1.350

#### 4.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	35.002 /34.862	23.763 /23.669
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	11.580 /10.667	16.821 /16.605
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	8.603 / 8.440	14.877 /14.493

#### 4.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	1.7634	1.3782
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.379	0.494
(mm)	[san.e/i]	0.330 / 0.314	0.435 / 0.382
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.379	0.494
(mm)	[sFan.e/i]	0.330 / 0.314	0.435 / 0.382
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.482
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.505 / 0.520
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	1.885	1.885
Base pitch (mm)	[pbt]	1.771	1.771
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	1.771	1.771

## 4.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.371	0.958
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.523	0.539
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.167	-1.097
Mean specific sliding	[ζm]		0.529
Sliding factor on tip	[Kga]	0.300	0.210
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.210	-0.300

## 4.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	20.000	
Transverse contact ratio	[εα]	1.669	
	[εα.e/m/i]	1.690 / 1.653/ 1.617	
Overlap ratio	[εβ]	0.000	
Total contact ratio	[εγ]	1.669	
	[εγ.e/m/i]	1.690 / 1.653/ 1.617	
Length of path of contact (mm)	[ga]	2.957	
(mm)	[ga.e/i]	2.993 / 2.864	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.983	0.687
	[ε.e/i]	0.987 / 0.968	0.703 / 0.649
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	1.349	9.938
(mm)	[.e/i]	1.312 / 1.424	9.938 / 9.899
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	2.534	8.752
(mm)	[.e/i]	2.534 / 2.517	8.716 / 8.806
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	2.565	8.722
(mm)	[.e/i]	2.557 / 2.573	8.693 / 8.750
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	3.120	8.167
(mm)	[.e/i]	3.083 / 3.196	8.167 / 8.127
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	4.305	6.981
(mm)	[.e/i]	4.305 / 4.288	6.945 / 7.035
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	11.287	
(mm)	[.e/i]	11.250 / 11.323	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	14.979	51.021
(mm)	[d-B.e/i]	14.979 / 14.967	50.996 / 51.058
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	15.415	50.631
(mm)	[d-D.e/i]	15.385 / 15.477	50.631 / 50.606

## 5 General influence factors

### 5.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	1293.33	
Axial force (N)	[Fa]	0.00	0.00
Radial force (N)	[Fr]	470.73	470.73
Normal force (N)	[Fnorm]	1376.34	1376.34
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	64.67	

Only as information: Forces at operating pitch circle:

Nominal circumferential force (N)	[F <sub>tw</sub> ]		1293.33	
Axial force (N)	[F <sub>aw</sub> ]	0.00		0.00
Radial force (N)	[F <sub>rw</sub> ]		470.73	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		4.56	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		4.56	

## 5.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]		0.5	
Running-in value (μm)	[yf]		0.6	
Correction factor	[CM]		0.800	
Gear blank factor	[CR]		1.000	
Basic rack factor	[CB]		0.975	
Material coefficient	[E/Est]		1.117	
Single stiffness (N/mm/μm)	[c']		12.722	
Theoretical single stiffness (N/mm/μm)	[c'th]		18.073	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cy]		19.108	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.00073	
Resonance speed (min <sup>-1</sup> )	[nE1]		61938	
Resonance ratio (-)	[N]		0.094	
Subcritical range				

## 5.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[yα]		0.6	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		40.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		4.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		13.640	
Load according to Figure 6.8, 0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e DIN 3990-1:1987	[-]		4	
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987	[K']		-1.00	
Without stiffening				
Effective flank line deviation (μm)	[Fβy]		3.61	
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]		2.29	
fsh (μm)	[fsh]		2.29	
B1	[B1]		1.00	
fHβ5 (μm)	[fHβ5]		6.00	
Tooth without flank line modification				
Position of contact pattern:		favorable		
from production tolerances (μm)	[fμα*B2]		8.50	
B <sub>2</sub> =1.00				
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fβx]		4.25	
Running-in value (μm)	[yβ]		0.64	

## 5.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]		1.082	
Face load factors				
- Flank	[KHβ]		1.395	
- Tooth root	[KFβ]		1.361	
- Scuffing	[KBβ]		1.395	
Transverse load factors				
- Flank	[KHα]		1.114	
- Tooth root	[KFα]		1.114	
- Scuffing	[KBα]		1.114	



Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[KY]	1.000

## 6 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.e]	0.1409	-0.4248
Tooth form factor	[YF]	1.408	1.640
Stress correction factor	[YS]	1.981	1.814
Load application angle (°)	[αFen]	20.675	19.224
Load application diameter (mm)	[den]	15.415	51.021
Bending moment arm (mm)	[hFe]	0.614	0.757
(-)	[hFe*]	1.023	1.261
Tooth root thickness at critical cross section (mm)	[sFn]	1.250	1.292
(-)	[sFn*]	2.084	2.153
Root fillet radius at critical cross section (mm)	[ρF]	0.309	0.346
(-)	[ρF*]	0.514	0.577
Tangent contact point (mm)	[x.y]	0.625 / 6.919	
Tangent contact point (mm)	[x.y]		0.646 / 24.620
Diameter at critical cross section (mm)	[dsFn]	13.894	49.258
Tangent at critical cross section (°)	[αsFn]	30.000	30.000
Notch parameter	[qs]	2.026	1.865
Contact ratio factor	[Yε]		1.000
Helix angle factor	[Yβ]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	20.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	300.51	320.68
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	616.25	657.62
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YδrelT]	0.995	0.994
Surface factor	[YRrelT]	0.976	0.976
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[YNT]	1.000	1.000
$Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X \cdot Y_{NT}$		0.971	0.970
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00
$Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ (N/mm²)	[σFE]	1050.00	1050.00
Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm²)	[σFP]	728.57	727.34
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	1020.00	1018.27

### 6.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	1.66	1.55
Transmittable power (kW)	[kWRating]	6.98	6.53

## 7 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.495
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]		200.564
Contact ratio factor	[Zε]		0.881

Helix angle factor	[Zβ]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σH0]	1041.63	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[σHw]	1509.86	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σHB, σHD]	1516.37	1509.86
Lubricant coefficient for N <sub>L</sub>	[ZL]	1.020	1.013
Speed factor at N <sub>L</sub>	[ZV]	0.980	0.987
Roughness factor for N <sub>L</sub>	[ZR]	0.968	0.980
Material hardening factor for N <sub>L</sub>	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	1.000	1.188
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Z <sub>L</sub> ·Z <sub>V</sub> ·Z <sub>R</sub> ·Z <sub>NT</sub> ·Z <sub>X</sub>		0.968	1.164
Limited pitting is permissible:	No		
Permissible contact stress, σ <sub>HG</sub> /SH <sub>min</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	[σHP]	1597.25	1920.18
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[σHG]	1597.25	1920.18

## 7.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.06	1.27
Safety against pressure, σ <sub>HG</sub> /σ <sub>HBD</sub> Single contact	[SHBD]	1.05	1.27
Safety regarding transmittable torque	[SHBD <sup>2</sup> ]	1.11	1.62
Transmittable power (kW)	[kWRating]	6.55	9.55

## 8 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018  
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

## 9 Scuffing load capacity

Calculation method according to DIN 3990:1987

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	7.242	7.242
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	1.60	1.60
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]		6.35
C <sub>a</sub> taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0
		----- Pair -----	
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.000	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000	
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1),	12
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	135.870	
Angle factor	[Xαβ]	0.978	
ε <sub>1</sub> =0.983, ε <sub>2</sub> =0.687			

## 9.1 Flash temperature-criteria

		----- Pair -----
Tooth mass temperature (°C)	[θMB]	88.68
$\theta_{MB} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot \theta_{flamax}$		
Maximum flash temperature (°C)	[θflamax]	39.74
Scuffing temperature (°C)	[θS]	408.58
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.474
[Γ.A]= -0.474, [Γ.E]= 0.678		
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	128.41
Flash factor (°K·N <sup>-1</sup> ·75·s <sup>1.5</sup> ·m <sup>-1</sup> ·5·mm)	[XM]	97.913
Geometry factor	[XB]	0.307
Load sharing factor	[XΓ]	0.333
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	21.22 (88.7 °C)
Coefficient of friction	[μ <sub>m</sub> ]	0.115
Required safety	[SBmin]	2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	5.795

## 9.2 Integral temperature-criteria

		----- Pair -----
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	82.72
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$		
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	408.58
Flash factor (°K·N <sup>-1</sup> ·75·s <sup>1.5</sup> ·m <sup>-1</sup> ·5·mm)	[XM]	97.913
Contact ratio factor	[Xε]	0.230
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.87 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μ <sub>m</sub> ]	0.081
Geometry factor	[XBE]	0.293
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.023
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	18.17
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	109.97
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.716
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	8.472

## 10 Measurements for tooth thickness

### 10.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd21	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.054 / -0.059	-0.070 / -0.110

### 10.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[k]	4.000	9.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	6.518	15.662
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	6.467 / 6.463	15.596 / 15.558
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.051 / -0.055	-0.066 / -0.103
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	15.507	50.392

## 10.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	1.086	1.000
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	1.100	1.000
Radial single-ball measurement, no backlash (mm)	[MrK]	8.452	26.008
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	8.396 / 8.390	25.911 / 25.854
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	15.235	50.444
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	16.874	52.008
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	16.760 / 16.750	51.814 / 51.700
Diametral measurement over pins, no backlash (mm)	[MdR]	16.874	52.008
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	16.760 / 16.750	51.814 / 51.700
Measurement over 3 pins, no backlash (mm)	[Md3R]	16.843	51.999
Measurement over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	16.729 / 16.719	51.805 / 51.691

## 10.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	16.508	51.868
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	0.773	0.437
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	1.057	0.827
(mm)	[sc.e/i]	1.004 / 0.999	0.757 / 0.717
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	1.058	0.827
(mm)	[sn.e/i]	1.004 / 0.999	0.757 / 0.717

## 10.5 Backlash

		----- Pair -----	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.009 / -0.009	
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.251 / 0.161	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.178 / 0.115	
Normal backlash (mm)	[jnw.e/i]	0.167 / 0.108	
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.013 / -0.013	
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	32.826 / 32.761	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.174 / -0.239	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	14.152	49.534
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.051	0.010
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.007	-0.015
Torsional angle Gear 2 with fixed Gear 1:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.4002 / 0.2582	(0°24'1" / 0°15'29")
Torsional angle Gear 1 with fixed Gear 2:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	1.3606 / 0.8778	(1°21'38" / 0°52'40")

## 11 Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	7.50	7.50
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	7.05	7.05
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	14.00	16.00

Profile form tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[ff $\alpha$ T]	7.50	7.50
Profile slope tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[ffH $\alpha$ T]	6.00	6.00
Profile tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[F $\alpha$ T]	9.50	9.50
Helix form tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[ff $\beta$ T]	9.00	9.00
Helix slope tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[ffH $\beta$ T]	8.00	8.50
Helix tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[F $\beta$ T]	12.00	12.00
Cumulative pitch tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FpT]	21.00	23.00
Adjacent pitch difference tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[fuT]	11.00	11.00
Runout tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[FrT]	19.00	21.00
Single flank composite tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FisT]	28.00	31.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fisT]	7.50	7.50
Radial composite tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FidT]	16.00	25.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fidT]	3.80	3.90

FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for  $m_n$  and  $d$ .

According to ISO 1328-2:2020

Accuracy grade	[Q]	R36	R37
Radial composite tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FidT]	16.00	20.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fidT]	7.50	8.50

## 12 Modifications and determination of the tooth form

### 12.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

## 13 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	33.424
--	--------	--------

### 13.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Mass (g)	[m]	27.46	292.90
Total mass (g)	[ $\Sigma$ m]	320.37	
calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	[J]	7.898e-07	9.715e-05

### 13.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.019
Torsion when subjected to nominal torque ( $^\circ$ )	[ $\delta$ cr]	0.029
Average coefficient of friction according to Niemann	[ $\mu_m$ ]	0.109
Wear sliding coefficient by Niemann	[ $\zeta_w$ ]	0.884
Loss factor	[HV]	0.125
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.080
Meshing efficiency (%)	[ $\eta_z$ ]	98.640
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/ $\delta_s$	[dB(A)]	57.603

## 14 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S <sub>Fmin</sub> ]	1.4000
Required safety for tooth flank	[S <sub>Hmin</sub> ]	1.0000
Required service life	[H]	50.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H <sub>ait</sub> ]	>	1000000
Tooth root service life (h)	[H <sub>Fat</sub> ]	----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
Tooth flank service life (h)	[H <sub>Hat</sub> ]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

## 14.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 50.0 h)

F <sub>1</sub> (%)	F <sub>2</sub> (%)	H <sub>1</sub> (%)	H <sub>2</sub> (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

## 15 Remarks

### 15.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.
- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

### 15.2 Calculations and factors

- Details of calculation method:
  - c<sub>v</sub> according to Method B
  - K<sub>v</sub> according to Method B
  - K<sub>Hβ</sub> and K<sub>Fβ</sub> according to Method C
  - K<sub>Hα</sub>, K<sub>Fα</sub> according to Method B

# \_O.GB.Stage2

## 1 Overview

Calculation method	DIN 3990:1987 Method B		
Drawing or article number:			
Gear 1:	RingPlanet(RingPlanet)		
Gear 2:	RingGear(RingPlanet)		
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:			
		1	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	423.4	
Absolute speed (1/min)	[n]		0.0
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	5.903	
Relative speed (1/min)	[n]	1709.3	423.4
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	5.128	3.811
Torque (Nm)	[T]	33.0	133.1
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life (h)	[H]	50.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Left flank		
Gear 1 direction of rotation:	Counterclockwise		

## 2 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	33.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	0.8000	
Transverse module (mm)	[mt]	0.8000	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	31.75000	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd]	31.75000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	27	-109
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A4	A4
Inner diameter (mm)	[di]	7.00	
External diameter (mm)	[di]		100.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]		0.00

## 3 Materials

### Gear 1

Own input, Uddeholm Elmax Superclean, Case hardening steel, case-hardened,

### Gear 2

Own input, Uddeholm Elmax Superclean, Case hardening steel, case-hardened, Case Hardened

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
shot peened		1	1
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	525.00	525.00
Infinite life strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1650.00	1650.00
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	230000	230000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	3000.00	3000.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	27000.00	2700.00

### 3.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value R <sub>a</sub> , flank (μm)	[RAH]	0.30	0.40
Arithmetic mean roughness value R <sub>a</sub> , root (μm)	[RAF]	1.50	2.00
Mean peak-to-valley roughness R <sub>z</sub> , flank (μm)	[RZH]	2.00	3.10
Mean peak-to-valley roughness R <sub>z</sub> , root (μm)	[RZF]	10.00	15.00

### 3.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication	
Type of oil	ISO-VG 220	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm <sup>2</sup> /s)	[ν40]	220.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm <sup>2</sup> /s)	[ν100]	17.50
Specific density at 15°C (kg/dm <sup>3</sup> )	[ρ]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

## 4 Geometry

### 4.1 Reference profiles

#### Reference profile Gear 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	0.333 / 0.337

#### Reference profile Gear 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
-------------------	--	--



Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	

#### 4.1.1 Information on final machining

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[ρfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	1.6 / 1.6	1.6 / 1.6

#### 4.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	4.037	
Gear ratio	[u]	-4.037	
Transverse module (mm)	[mt]	0.800	
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000	
Working pressure angle (°)	[αwt]	20.933	
(°)	[αwt.e/i]	20.876 / 20.990	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.933	
Base helix angle (°)	[βb]	0.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000	
Reference center distance (mm)	[ad]	32.800	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	-0.2556	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
Profile shift coefficient	[x]	0.2500	-0.5056
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.1573 / 0.1058	-0.6258 / -0.6945
Virtual gear no. of teeth	[zn]	27.000	109.000
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	1.606	1.702

#### 4.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	21.600	87.200
Base diameter (mm)	[db]	20.297	81.941
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.005	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	23.610	86.409
(mm)	[da.e/i]	23.610 / 23.589	86.444 / 86.409
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.021	0.035 / 0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	23.610	86.409
(mm)	[dFa.e/i]	23.610 / 23.589	86.444 / 86.409

Active tip diameter (mm)	[dNa]	23.610	86.409
(mm)	[dNa.e/i]	23.610 /23.589	86.444 /86.409
V-Circle diameter (mm)	[dv]	22.000	88.009
(mm)	[dv.e/i]	21.852 /21.769	88.311 /88.201
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	21.732	87.732
(mm)	[dw.e/i]	21.723 /21.740	87.765 /87.698
Root diameter (mm)	[df]	20.000	90.009
(mm)	[df.e/i]	19.852 /19.769	90.311 /90.201
Active root diameter (mm)	[dNf]	20.658	89.357
(mm)	[dNf.e/i]	20.693 /20.645	89.385 /89.312
Root form diameter (mm)	[dFf]	20.665	89.579
(mm)	[dFf.e/i]	20.588 /20.549	89.873 /89.767
Internal toothing: Calculation of $d_{Ff}$ with pinion-type cutter $z_0=35$ , $x_0=0.000$			

#### 4.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.200	0.205
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.374 / 0.283	0.350 / 0.266
Reserve $(dNf-dFf)/2$ (mm)	[cF.e/i]	0.072 / 0.029	0.280 / 0.191
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.005	0.395
(mm)	[ha.e/i]	1.005 / 0.994	0.395 / 0.378
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	0.800	1.405
(mm)	[hf.e/i]	0.874 / 0.915	1.501 / 1.556
Tooth height (mm)	[h]	1.805	1.800

#### 4.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at $dFa$ (°)	[ξFa.e/i]	34.044 /33.928	19.177 /19.254
Roll angle to $dNf$ (°)	[ξNf.e/i]	11.363 /10.657	24.843 /24.970
Roll angle at $dFf$ (°)	[ξFf.e/i]	9.726 / 9.046	25.633 /25.813

#### 4.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	1.7528	1.2027
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.514	0.678
(mm)	[san.e/i]	0.467 / 0.422	0.621 / 0.569
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.514	0.678
(mm)	[sFan.e/i]	0.467 / 0.422	0.621 / 0.569
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.430
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.415 / 0.406
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	2.513	2.513
Base pitch (mm)	[pbt]	2.362	2.362
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	2.362	2.362

## 4.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.289	0.264
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.268	0.434
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.767	-0.366
Mean specific sliding	[ζm]		0.347
Sliding factor on tip	[Kga]	0.149	0.136
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.136	-0.149

## 4.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	20.000	
Transverse contact ratio	[εα]	1.739	
	[εα.e/m/i]	1.754 / 1.723/ 1.692	
Overlap ratio	[εβ]	0.000	
Total contact ratio	[εγ]	1.739	
	[εγ.e/m/i]	1.754 / 1.723/ 1.692	
Length of path of contact (mm)	[ga]	4.108	
(mm)	[ga.e/i]	4.143 / 3.997	
		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.909	0.830
	[ε.e/i]	0.905 / 0.906	0.849 / 0.787
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	1.923	13.713
(mm)	[.e/i]	1.888 / 2.013	13.713 / 13.768
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	3.668	15.459
(mm)	[.e/i]	3.668 / 3.648	15.494 / 15.403
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	3.882	15.672
(mm)	[.e/i]	3.894 / 3.871	15.719 / 15.626
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	4.284	16.074
(mm)	[.e/i]	4.249 / 4.374	16.074 / 16.129
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	6.030	17.820
(mm)	[.e/i]	6.030 / 6.010	17.855 / 17.765
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	11.790	
(mm)	[.e/i]	11.825 / 11.755	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	21.583	87.580
(mm)	[d-B.e/i]	21.583 / 21.569	87.605 / 87.541
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	22.032	88.022
(mm)	[d-D.e/i]	22.005 / 22.103	88.022 / 88.062

## 5 General influence factors

### 5.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	3053.70	
Axial force (N)	[Fa]	0.00	0.00
Radial force (N)	[Fr]	1111.46	1111.46
Normal force (N)	[Fnorm]	3249.68	3249.68
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	152.69	

Only as information: Forces at operating pitch circle:

Nominal circumferential force (N)	[F <sub>tw</sub> ]		3035.20	
Axial force (N)	[F <sub>aw</sub> ]	0.00		0.00
Radial force (N)	[F <sub>rw</sub> ]		1161.05	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		1.93	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		1.94	

## 5.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]		0.3	
Running-in value (μm)	[yf]		0.3	
Correction factor	[CM]		0.800	
Gear blank factor	[CR]		1.000	
Basic rack factor	[CB]		0.975	
Material coefficient	[E/Est]		1.117	
Single stiffness (N/mm/μm)	[c']		16.717	
Theoretical single stiffness (N/mm/μm)	[c'th]		19.196	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cy]		25.986	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.00148	
Resonance speed (min <sup>-1</sup> )	[nE1]		46813	
Resonance ratio (-)	[N]		0.037	
Subcritical range				

## 5.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[yα]		0.3	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		40.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		4.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		19.640	
Load according to Figure 6.8, 0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e DIN 3990-1:1987	[-]		4	
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987	[K']		-1.00	
Without stiffening				
Effective flank line deviation (μm)	[Fβy]		2.95	
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]		1.90	
fsh (μm)	[fsh]		1.90	
B1	[B1]		1.00	
fHβ5 (μm)	[fHβ5]		6.00	
Tooth without flank line modification				
Position of contact pattern:		favorable		
from production tolerances (μm)	[fμα*B2]		4.30	
B <sub>2</sub> =1.00				
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fβx]		3.47	
Running-in value (μm)	[yβ]		0.52	

## 5.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]		1.014	
Face load factors				
- Flank	[KHβ]		1.198	
- Tooth root	[KFβ]		1.178	
- Scuffing	[KBβ]		1.198	
Transverse load factors				
- Flank	[KHα]		1.000	
- Tooth root	[KFα]		1.000	
- Scuffing	[KBα]		1.000	

Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[KY]	1.000

## 6 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.e]	0.1573	-0.6258
Tooth form factor	[YF]	1.255	0.818
Stress correction factor	[YS]	2.081	2.877
Load application angle (°)	[αFen]	19.757	20.000
Load application diameter (mm)	[den]	22.032	-87.580
Bending moment arm (mm)	[hFe]	0.743	0.809
(-)	[hFe*]	0.929	1.011
Tooth root thickness at critical cross section (mm)	[sFn]	1.687	2.178
(-)	[sFn*]	2.109	2.723
Root fillet radius at critical cross section (mm)	[ρF]	0.405	0.304
(-)	[ρF*]	0.506	0.380
Tangent contact point (mm)	[x.y]	0.844 / 10.040	
Diameter at critical cross section (mm)	[dsFn]	20.152	0.000
Tangent at critical cross section (°)	[αsFn]	30.000	30.000
Notch parameter	[qs]	2.086	3.583
Contact ratio factor	[Yε]		1.000
Helix angle factor	[Yβ]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	20.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	498.36	449.19
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	744.15	670.72
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YδrelT]	0.996	1.009
Surface factor	[YRrelT]	1.002	0.976
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[YNT]	1.000	1.000
$Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X \cdot Y_{NT}$		0.998	0.985
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00
$Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ (N/mm²)	[σFE]	1050.00	1050.00
Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm²)	[σFP]	748.19	738.89
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	1047.47	1034.44

### 6.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	1.41	1.54
Transmittable power (W)	[WRating]	5935.36	6503.26

## 7 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.433
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]		200.564
Contact ratio factor	[Zε]		0.868
Helix angle factor	[Zβ]		1.000

Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σH0]	976.97	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[σHw]	1204.10	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.04	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σHB, σHD]	1247.22	1204.10
Lubricant coefficient for N <sub>L</sub>	[ZL]	1.013	1.012
Speed factor at N <sub>L</sub>	[ZV]	0.977	0.979
Roughness factor for N <sub>L</sub>	[ZR]	0.998	0.998
Material hardening factor for N <sub>L</sub>	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	1.188	1.215
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Z <sub>L</sub> ·Z <sub>V</sub> ·Z <sub>R</sub> ·Z <sub>NT</sub> ·Z <sub>X</sub>		1.173	1.201
Limited pitting is permissible:		No	
Permissible contact stress, σ <sub>HG</sub> /SH <sub>min</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	[σHP]	1935.02	1980.88
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[σHG]	1935.02	1980.88

## 7.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.61	1.65
Safety against pressure, σ <sub>HG</sub> /σ <sub>HBD</sub> Single contact	[SHBD]	1.55	1.65
Safety regarding transmittable torque	[SHBD <sup>2</sup> ]	2.41	2.71
Transmittable power (W)	[WRating]	14209.62	15976.72

## 8 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018  
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

## 9 Scuffing load capacity

Calculation method according to DIN 3990:1987

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	7.242	7.242
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	1.60	1.60
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]		11.42
C <sub>a</sub> taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0
		----- Pair -----	
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.000	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000	
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1), 12	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	231.931	
Angle factor	[Xαβ]	0.991	
ε <sub>1</sub> = 0.909, ε <sub>2</sub> = 0.830			

## 9.1 Flash temperature-criteria

		----- Pair -----
Tooth mass temperature (°C)	[θMB]	82.37
θ <sub>MB</sub> = θ <sub>oil</sub> + X <sub>S</sub> ·0.47·θ <sub>flamax</sub>		

Maximum flash temperature (°C)	[θflamax]	26.33
Scuffing temperature (°C)	[θS]	408.58
Γ coordinates (point of highest temperature) [Γ.A]= -0.505, [Γ.E]= 0.553	[Γ]	-0.505
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	108.70
Flash factor (°K·N <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-1</sup> ·mm)	[XM]	97.913
Geometry factor	[XB]	0.179
Load sharing factor	[XΓ]	0.333
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	26.33 (82.4 °C)
Coefficient of friction	[μm]	0.132
Required safety	[SBmin]	2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	8.746

## 9.2 Integral temperature-criteria

		----- Pair -----
Tooth mass temperature (°C) $\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$	[θMC]	74.60
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	408.58
Flash factor (°K·N <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-1</sup> ·mm)	[XM]	97.913
Contact ratio factor	[Xε]	0.236
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.87 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μm]	0.087
Geometry factor	[XBE]	0.098
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.017
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	6.58
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	84.47
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.837
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	23.396

## 10 Measurements for tooth thickness

### 10.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.054 / -0.084	-0.070 / -0.110

### 10.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[k]	4.000	13.000
For internal toothing: k = measured number of tooth spaces			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	8.705	31.019
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	8.655 / 8.626	31.085 / 31.123
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.051 / -0.079	-0.066 / -0.103
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	22.060	87.646

### 10.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	----- Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	1.435	1.344
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	1.500	1.400
Radial single-ball measurement, no backlash (mm)	[MrK]	12.120	42.984
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	12.063 / 12.031	43.131 / 43.078

Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	21.976	88.113
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	24.201	85.958
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	24.087 / 24.023	86.252 / 86.146
Diametral measurement over pins, no backlash (mm)	[MdR]	24.201	85.958
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	24.087 / 24.023	86.252 / 86.146
Measurement over 3 pins, no backlash (mm)	[Md3R]	24.162	85.949
Measurement over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	24.049 / 23.985	86.243 / 86.137

## 10.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	23.599	86.427
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	1.023	0.384
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	1.401	0.962
(mm)	[sc.e/i]	1.348 / 1.319	0.892 / 0.852
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	1.402	0.962
(mm)	[sn.e/i]	1.348 / 1.318	0.892 / 0.852

## 10.5 Backlash

		----- Pair -----	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.010 / -0.010	
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.261 / 0.148	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.205 / 0.115	
Normal backlash (mm)	[jnw.e/i]	0.191 / 0.108	
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	-0.013 / 0.013	
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	33.160 / 33.249	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	0.160 / 0.249	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	20.449	89.907
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.069	-0.070
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.047	0.030
Torsional angle Gear 2 with fixed Gear 1:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.2674 / 0.1505	(0°16'3" / 0°9'2")
Torsional angle Gear 1 with fixed Gear 2:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	1.0796 / 0.6074	(1°4'47" / 0°36'27")

## 11 Tothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A4	A4
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	3.80	3.80
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	3.57	3.57
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	7.00	8.50
Profile form tolerance (µm)	[ffaT]	3.80	3.80
Profile slope tolerance (µm)	[fHaT]	3.10	3.10
Profile tolerance, total (µm)	[FaT]	4.90	5.00
Helix form tolerance (µm)	[ffbT]	4.50	4.70
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	4.10	4.30
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	6.00	6.50
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FpT]	11.00	13.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	5.50	5.50



Runout tolerance ( $\mu\text{m}$ )	[FrT]	9.50	11.00
Single flank composite tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FisT]	15.00	16.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fisT]	3.80	3.80
Radial composite tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FidT]	10.00	12.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fidT]	1.90	2.00

FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for  $m_n$  and  $d$ .

According to ISO 1328-2:2020

Accuracy grade	[Q]	R32	R34
Radial composite tolerance, total ( $\mu\text{m}$ )	[FidT]	8.00	13.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fidT]	3.70	5.50

## 12 Modifications and determination of the tooth form

### 12.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

## 13 Supplementary data

Maximal possible center distance ( $\text{eps}_a=1.0$ )	[aMAX]	32.417
---	--------	--------

### 13.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Mass (g)	[m]	50.91	264.93
Total mass (g)	[ $\Sigma m$ ]	315.84	
calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually (( $d_a+df$ )/2... $d_i$ ) ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	[J]	3.338e-06	0.0005888

### 13.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.053
Torsion when subjected to nominal torque ( $^\circ$ )	[ $\delta_{cr}$ ]	0.036
Average coefficient of friction according to Niemann	[ $\mu_m$ ]	0.082
Wear sliding coefficient by Niemann	[ $\zeta_w$ ]	0.604
Loss factor	[HV]	0.068
Gear power loss (W)	[PVZ]	32.862
Meshing efficiency (%)	[ $\eta_z$ ]	99.443
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/ $\delta_s$	[dB(A)]	56.456

## 14 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S <sub>Fmin</sub> ]	1.4000
Required safety for tooth flank	[S <sub>Hmin</sub> ]	1.0000
Required service life	[H]	50.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H <sub>ait</sub> ]	> 1000000
-------------------------	---------------------	-----------

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H <sub>Fait</sub> ]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H <sub>Hait</sub> ]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

## 14.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 50.0 h)

F <sub>1</sub> (%)	F <sub>2</sub> (%)	H <sub>1</sub> (%)	H <sub>2</sub> (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

## 15 Remarks

### 15.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.
  
- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

### 15.2 Calculations and factors

- Details of calculation method:
  - c<sub>v</sub> according to Method B
  - K<sub>v</sub> according to Method B
  - K<sub>Hβ</sub> and K<sub>Fβ</sub> according to Method C
  - K<sub>Hα</sub>, K<sub>Fα</sub> according to Method B

## A10 KISSsoft polygon og spline

## Straight-sided spline

Untitled

Changed on  
Changed by

07.05.2024, 20:19:58  
Einar

KISSsoft – Student license (581)  
KISSsoft Release 2024

## Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Shaft	3
4	Hub	4
5	Remarks	4

## 1 Messages



Calculation is consistent.

## 2 Overview

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	Own Input	
Inner diameter (mm)	[d1]	8.00
External diameter (mm)	[d2]	10.00
Medium diameter (mm)	[dm]	9.00
Number of keys	[nK]	8.00
Width (mm)	[b]	1.50
Height of key (mm)	[h]	1.00
Supporting length (mm)	[ltr]	20.00
Length factor	[kλ]	1.49
Participation factor (equivalent)	[kφβeq]	1.30
Participation factor (maximum load)	[kφβmax]	1.10
Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	29.10
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Teq]	29.10
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	29.10
Number of load peaks	[NL]	100000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Manufacturing tolerances according to Niemann		H7

## 3 Shaft

Material, own Input		Caldie
Type		Case hardening steel
Treatment		case-hardened
Tensile strength (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	2500.00
Yield point (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp]	1900.00
Component raw diameter (mm)	[deff]	11
Equivalent effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[peq]	78.27
Maximum effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pmax]	78.27
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.30
Hardness influence coefficient	[fH]	1.15
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzuleq]	2840.50
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzulmax]	3692.65
fw·pzul/peq		36.29
fL·pzul/pmax		47.18
Required safety		1.00
Minimal safety		36.29

## 4 Hub

Material, own Input		Caldie
Type		Case hardening steel
Treatment		case-hardened
Tensile strength (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	2500.00
Yield point (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp]	1900.00
Component raw diameter (mm)	[deff]	14
Small external diameter (mm)	[D1]	13.50
Big external diameter (mm)	[D2]	13.50
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	20.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	13.50
Distance a0 (mm)	[a0]	10.00
Equivalent effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[peq]	78.27
Maximum effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pmax]	78.27
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.30
Hardness influence coefficient	[fH]	1.15
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzuleq]	3277.50
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzulmax]	4260.75
fw·pzul/peq		41.88
fL·pzul/pmax		54.44
Required safety		1.00
Minimal safety		41.88

## 5 Remarks

Pressure load:  $p(eq,max) = k\varphi\beta(eq,max) \cdot k\lambda \cdot T \cdot 2000 / (dm \cdot ltr \cdot h \cdot z)$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:1998/ fig. 6

$pzuleq = fs \cdot fH \cdot fw \cdot (Rm, Rp)$

$pzulmax = fs \cdot fH \cdot fL \cdot (Rm, Rp)$

Rm for brittle material; Rp for ductile material

---

End of report (lines: 116)

---

# Polygon

Untitled

Changed on	15.05.2024, 10:46:41
Changed by	Einar

KISSsoft – Student license (581)  
KISSsoft Release 2024



## Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Shaft	3
4	Hub	4
5	Remarks	4

## 1 Messages



Calculation is consistent.

## 2 Overview

Calculation method: G.Niemann, Maschinenelemente I, 4th Edition, 2005.

Label	Polygon P4C-Profile DIN 32712-1:2009	
Diameter of outer circle (mm)	[d1]	16.00
Diameter of inner circle (mm)	[d2]	13.00
Tensile strength (wall thickness) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	3000.00
Eccentricity (mm)	[e]	2.00
Theoretical diameter (mm)	[dr]	17.00
Eccentricity (mm)	[er]	0.75
Supporting length (mm)	[ltr]	11.50
Outside diameter, Hub (mm)	[daN]	19.00
Coefficient hub wall	[y]	0.70
Maximal circumferential force (N)	[Ft]	4551.72
Nominal torque (Nm)	[Tnenn]	33.00
Application factor	[KA]	1.00
Service torque (Nm)	[Teq]	33.00
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	33.00
Number of load peaks	[NL]	1000
Torque curve: No alternating torque		
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00

## 3 Shaft

Material, own Input	Uddeholm Elmax Superclean	
Type	Case hardening steel	
Treatment	case-hardened	
Tensile strength (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	3000.00
Yield point (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp]	2300.00
Component raw diameter (mm)	[deff]	15
Surface on shaft (mm <sup>2</sup> )	[Flw]	69.00
Equivalent effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[peq]	54.29
Maximum effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pmax]	54.29
Support factor	[fs]	1.30
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.15
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzuleq]	3438.50
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzulmax]	5157.75
fw·pzul/peq		63.33
fL·pzul/pmax		95.00
Required safety		1.00
Minimal safety		63.33

## 4 Hub

Material, own Input		Uddeholm Elmax Superclean
Type		Case hardening steel
Treatment		case-hardened
Tensile strength (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	3000.00
Yield point (component's raw diameter) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp]	2300.00
Component raw diameter (mm)	[deff]	20
Surface on hub (mm <sup>2</sup> )	[Fln]	69.00
Outside diameter, Hub (mm)	[D1]	19.00
Smallest hub wall thickness (mm)	[s]	0.68
Equivalent effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[peq]	54.29
Maximum effective surface pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pmax]	54.29
Support factor	[fs]	1.50
Load peak coefficient	[fL]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.15
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzuleq]	3967.50
Permissible pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[pzulmax]	5951.25
fw·pzul/peq		73.08
fL·pzul/pmax		109.62
Required safety		1.00
Minimal safety		73.08

## 5 Remarks

$$e_r = (d_2 - d_3) / 4; d_r = d_3 + 2 \cdot e$$

$$\text{Contact area according to Niemann} = l \cdot n \cdot 2 \cdot e_r; (n = 4)$$

$$\text{Smallest hub wall thickness: } s = y \cdot (T / (R_m \cdot l))^{0.5}$$

$$y = 0.7$$

$$\text{Pressure load} = T / (l \cdot (\pi \cdot d_r \cdot e_r + 0.05 \cdot d_1^2))$$

Coefficient for load direction changes according to DIN 6892:2012/ fig. 7

$$p_{zuleq} = f_s \cdot f_H \cdot f_w \cdot (R_m, R_p)$$

$$p_{zulmax} = f_s \cdot f_H \cdot f_L \cdot (R_m, R_p)$$

R<sub>m</sub> for brittle material; R<sub>p</sub> for ductile material

End of report (lines: 118)