

# Het ontwerp en de realisatie van een mechanische aandrijflijn in een elektrische racewagen

Pieter Jan Jordaens\*, Reinout Grommen\*, Ir. Bart Vandewal†, Prof. Ir. Guido Ceulemans‡,  
Dr. Ir. Geert Waeyenbergh□

\*Masterstudent Elektromechanica, GROEPT – Leuven Engineering College, Vesaliusstraat 13, 3000 Leuven

† R&D-departement, VCST, Schurhovenveld 3025, 3800 St-Truiden

‡ Unit Energie, GROEPT – Leuven Engineering College, Vesaliusstraat 13, 3000 Leuven,  
guido.ceulemans@groept.be

□ Unit Management, GROEPT – Leuven Engineering College, Vesaliusstraat 13, 3000 Leuven,  
geert.waeyenbergh@groept.be

## Abstract

*In het kader van het CQS Group T Racing Team werd een elektrische racewagen, genaamd Odyssee, ontworpen om deel te nemen aan een uithoudingsrace op het circuit van Spa-Francorchamps. De racewagen, gebaseerd op de legendarische Citroën Deux Chevaux (2CV), diende te beschikken over een 30 kW piek geschakelde reluctantiemotor (SRM) als hart van de aandrijving. Deze keuze vloeide voort uit de innovatieve eigenschappen van dit type elektromotor. Vooral het robuuste design, de hoge specifieke energiedichtheid, het ontbreken van permanente magneten, en de lage kostprijs in massaproductie maken dit type motor interessant om toegepast te worden in toekomstige elektrische voertuigen. Deze paper behandelt het ontwerp en de realisatie van het mechanische aspect van een elektrische aandrijflijn voor een elektrische racewagen. Elektrische aandrijfsystemen kunnen echter voorkomen in verschillende configuraties. Uit onderzoek bleek het longitudinale aandrijfconcept zonder gangwissel het meest aangewezen voor onze toepassing. Dit concept werd in detail uitgewerkt met de focus op het ontwerp van de mechanische opstelling die het vermogen van de elektromotor op een efficiënte manier overbrengt naar de wielen. Hierbij vormde de optimalisatie naar een licht gewicht en een hoge efficiëntie de belangrijkste hoofddoelstellingen. Om de prestaties van de ontworpen mechanische aandrijflijn te toetsen aan de werkelijkheid werd een programma geschreven dat toeliet de belangrijkste wagenspecificaties te simuleren. Verder werd er zoveel mogelijk gebruik gemaakt van originele 2CV-onderdelen om de kostprijs van het ontwerp te drukken, en tegemoet te komen aan het reglement van de 2CV Racing Cup. Het differentieel, dat gebruikt werd als reductietrap in de opstelling, diende echter voorzien te worden van een oliedichte behuizing en laging om de krachten van de rondselas op te nemen. Hiertoe werd een op maat gemaakt lagerhuis met hoekcontactlagers in O-opstelling ontwikkeld.*

## Trefwoorden

Citroën 2CV, Elektrische racewagen, aandrijflijn-configuratie, Lagerhuis, Geschakelde reluctantiemotor (SRM), Reductietrap, Torsiestijve lamellenkoppeling

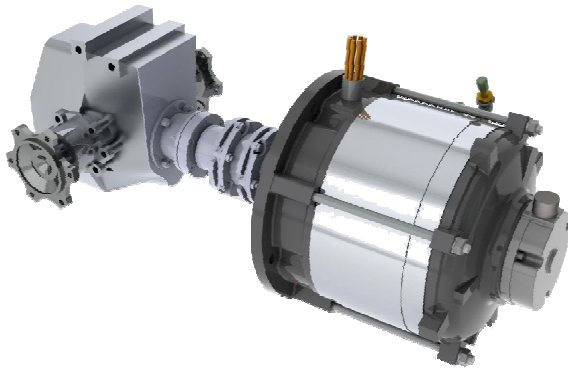
## Gebruikte symbolen

a: versnelling [ $\text{m/s}^2$ ]  
v: snelheid [ $\text{m/s}$ ]  
g: gravitatieconstante [ $\text{m/s}^2$ ]  
m: massa [ $\text{kg}$ ]  
A: frontaal oppervlak [ $\text{m}^2$ ]  
 $\alpha$ : hellingshoek [ $^\circ$ ]

$\rho_{\text{lucht}}$  : luchtdichtheid [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $\eta$ : rendement reductietrap [%]  
Cd : luchtweerstandcoëfficiënt  
Cw : Rotatie-inertie factor  
 $F_{\text{lucht}}$  : luchtweerstandkracht [N]  
 $F_{\text{rol}}$  : rolweerstandkracht [N]  
 $F_{\text{helling}}$  : hellingsweerstandkracht [N]  
 $F_{\text{inertie}}$  : inertieweerstandkracht [N]  
 $F_{\text{weerstand}}$  : weerstandskracht op een voertuig [N]  
 $F_{\text{tractie}}$  : tractiekracht [N]  
 $P_{\text{max}}$  : maximum motorvermogen [kW]  
 $T_{\text{max}}$  : maximum motorkoppel [Nm]  
i: overbrengingsverhouding  
 $r_{\text{wiel}}$  : wielstraal [m]

## Inleiding

De aandrijflijn van een voertuig is het geheel aan componenten dat het vermogen van de motor omzet in de beweging van het voertuig. In conventionele brandstofvoertuigen zijn de verbrandingsmotor, de transmissie, het differentieel en de wielen hierbij de belangrijkste aandrijfcomponenten. Elektrische aandrijfsystemen komen echter voor in verschillende aandrijftopologieën. In de elektrische racewagen van het CQS Group T Racing Team passen we het longitudinale aandrijfconcept zonder gangwissel toe. Dit concept gebruikt het differentieel als reductietrap. Om de kostprijs van de racewagen te drukken, en tegemoet te komen aan het wedstrijdreglement, maken we in het ontwerp van de mechanische aandrijflijn zoveel mogelijk gebruik van originele 2CV-onderdelen. Het resultaat van het ontwerp is afgebeeld in Fig. 1.



**Figuur 1. Resultaat mechanische aandrijflijn elektrische racewagen ‘Odyssee’**

Het hart van deze mechanische aandrijflijn bestaat uit een prototype geschakelde reluctantiemotor met een piekvermogen van 30kW. Dit type elektromotor, welke momenteel nog geen doorbraak kent binnen automobieltoepassingen, heeft veel potentieel om in de toekomst gebruikt te worden in elektrische voertuigen. Voordelen zoals het robuust design, hoge specifieke energiedichtheid, het ontbreken van magnetisch materiaal in het ontwerp van de motor, en de lage kosten in massaproductie maken deze motor erg interessant.

Om het motorvermogen echter over te brengen op de wielen van de racewagen dient een gepaste overbrenging ontworpen te worden. Deze paper behandelt het ontwerp en de realisatie van het mechanische aspect van de elektrische aandrijflijn. Hierbij focussen we vooral op het ontwerp van de reductietrap. De doelstelling is om een efficiënte, betrouwbare mechanische aandrijflijn te ontwerpen met een minimum aan gewicht.

Elke gekozen component dient aan deze randvoorwaarden te voldoen. Het concept en bijhorende technologie zal ook effectief gebouwd worden in opdracht van het CQS Group T Racing Team.

Dit team heeft als doel de ontwikkeling van een hybride en elektrische aandrijflijn. De ontworpen aandrijflijnen zullen gedemonstreerd worden in de vorm van twee racewagens die zullen deelnemen aan een 24-uren en 24-minuten race voor 2CV's. Deze race is de koninginnenrit van de 2CV Racing Cup in België, en vindt plaats op het circuit van Spa-Francorchamps. Het uitgangspunt van de race is het omvormen van de charismatische Citroën 2CV, een icoon uit de autogeschiedenis, tot een volwaardige racewagen. Hierbij wordt vertrokken van het originele chassis van de 2CV. De andere onderdelen die deel uitmaken van de elektrische en hybride aandrijflijn worden zelf ontwikkeld of aangekocht en geïmplementeerd in het voertuig. De algemene projectomschrijving en doelstellingen van het CQS Group T Racing Team staan beschreven in bijlage 1.

Een eerste deel van deze paper behandelt de keuze van een gepaste aandrijflijnconfiguratie in functie van de gewenste wagenspecificaties, wedstrijdreglement en de randvoorwaarden opgelegd door het CQS Group T Racing Team. Er werd geopteerd om het differentieel als reductietrap te gebruiken omwille van efficiëntie en gewicht. Om tot deze keuze te komen werd een studie gemaakt van mogelijke aandrijfconcepten in elektrische voertuigen. Daarnaast werd ook een simulatieprogramma in Simulink geschreven dat de snelheid en het acceleratievermogen van het voertuig simuleert rekening houdend met de weerstandskrachten die inwerken op de racewagen.

Het tweede deel van de paper omvat de keuze van een gepaste koppeling en het mechanische ontwerp van de reductietrap die zowel in de elektrische als hybride racewagen zal toegepast worden. Om de elektromotor te koppelen met de reductietrap werd gekozen voor een torsiestijve lamellenkoppeling. De grootste uitdaging situeert zich in het ontwerp van een op maat gemaakt lagerhuis dat de krachten van de rondselas opneemt, en het oliedicht maken van de behuizing van de reductietrap.

Tot slot bespreken we enkele mogelijke optimalisaties van het ontwerp die in de toekomst uitgevoerd kunnen worden door het CQS Group T Racing Team.

## Randvoorwaarden en specificaties voertuig

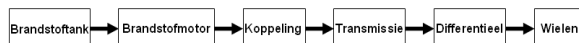
Het ontwerp van de mechanische aandrijflijn dient aan een aantal voorwaarden te beantwoorden. Een eerste randvoorwaarde is het gebruik van een origineel

2CV-chassis in de racewagen. Hier dient vooral bij de implementatie van de aandrijflijn in het voertuig rekening mee gehouden te worden op vlak van inbouwruimte en montagepunten van de onderdelen. Een tweede voorwaarde is het gebruik van een 30 kW piek geschakelde reluctantiemotor als hart van de aandrijving. Gezien het hoge koppel en toerentalbereik van de motor dient men hiermee tijdens het ontwerp van de mechanische aandrijflijn rekening te houden. Ten slotte moet men verplicht gebruik maken van een voorwielaandrijving als aandrijf lay-out. Dit maakt dat een aantal potentiële aandrijfconcepten geschrapt kunnen worden bij aanvang van het ontwerp.

Het ontwerp van de mechanische aandrijflijn focust op twee belangrijke pijlers: minimaal gewicht en hoge efficiëntie. Men dient deze designcriteria te hanteren indien men streeft naar een maximum bereik. Het gewicht van de wagen moet daarom onder de 880 kg liggen, de reductietrap mag hierbij niet meer dan 20 kg wegen. Tot slot definiëren we de gewenste wagenspecificaties om de aandrijflijn te dimensioneren. Uit de analyse van meetresultaten genomen op het circuit van Spa-Francorchamps in een concurrerende racewagen (zie bijlage 2) kunnen we besluiten dat de Odyssee een topsnelheid tussen de 130 en 144 km/u moet kunnen halen. Verder wensen we dat de racewagen kan accelereren van 0 tot 100 km/u in minder dan 16 seconden op een vlakke ondergrond. Vooral bij het kiezen van een gepaste overbrengingsverhouding in de reductietrap dient men de gesimuleerde prestaties van het voertuig te kunnen vergelijken met vooropgestelde streefdoelen.

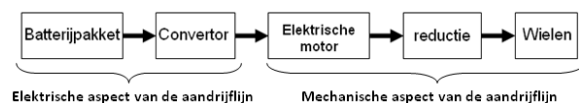
### Aandrijflijnconfiguratie

Conventionele brandstofvoertuigen hebben een aandrijflijn zoals weergegeven in Fig. 2.



**Figuur 2. Aandrijflijnconfiguratie conventionele verbrandingsmotor**

Bij elektrische voertuigen ziet deze aandrijflijn er heel anders uit. De belangrijkste componenten van een elektrische aandrijflijn zijn het batterijpakket, de elektrische motor met bijhorende motorcontroller (converter), en de reductietrap. Een dergelijke aandrijflijn is weergegeven in Fig. 3



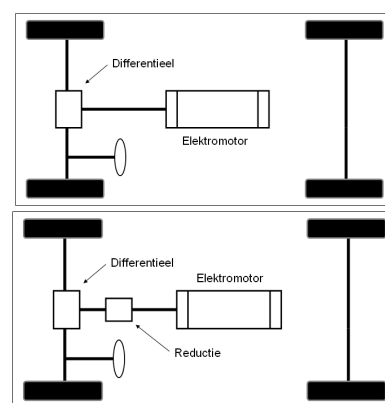
**Figuur 3. Aandrijflijnconfiguratie elektrische aandrijflijn**

Binnen het elektrische aspect van de aandrijflijn heeft men de keuze tussen bepaalde batterijtypes. De Odyssee racewagen zal beschikken over een lithium-ion ijzer fosfaat batterijpakket. De converter hangt af van de specificaties van het batterijpakket en motor.

Uit onderzoek (zie bijlage 3) blijkt dat er 25 mogelijke aandrijfconcepten toepasbaar zijn voor het mechanische aspect van een elektrische aandrijflijn. Deze kan men onderverdelen in vier groepen en hebben elk hun voor- en nadelen:

1. Conventionele aandrijfconcepten
2. Aandrijfconcepten zonder gangwissel
3. Parallele aandrijfconcepten
4. In-wheel aandrijfconcepten

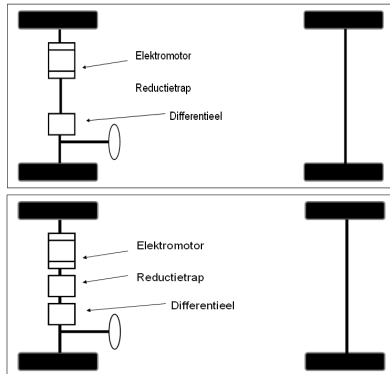
Het valt op dat de diversiteit tussen de verschillende concepten zich vooral op vlak van de plaatsing van de elektromotor en reductietrap bevindt. Omwille van randvoorwaarden komen enkel de aandrijfconcepten met voorwielaandrijving aan de orde. Rekening houdend met kostprijs, gewicht en afmetingen, haalbaarheid op korte termijn, het behoud van zoveel mogelijk originele 2CV-onderdelen en efficiëntie wordt gekozen voor het aandrijfconcept zonder gangwissel. Binnen dit type aandrijflijn maakt men een onderscheid tussen de longitudinale en transversale opstelling. Daarnaast kan men kiezen of een extra reductietrap geïmplementeerd wordt in combinatie met het differentieel. Fig. 4 toont de longitudinale aandrijfconcepten zonder gangwissel. De mechanische aandrijflijn is hierbij in de longitudinale richting geïmplementeerd in het voertuig. De extra reductie trap kan men tussen differentieel en elektromotor integreren.



**Figuur 4. Longitudinale aandrijfconcepten zonder gangwissel.**

De transversale aandrijfconcepten zonder gangwissel zijn weergegeven in Fig. 5. De mechanische aandrijflijn wordt nu longitudinaal geïmplementeerd in het voertuig.

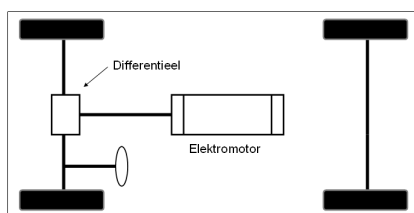
Net zoals bij de longitudinale opstelling kan men tussen differentieel en elektromotor een extra reductietrap implementeren. In de praktijk maakt men van het differentieel en de extra reductietrap één geheel.



**Figuur 5. Transversale aandrijfconcepten zonder gangwissel**

De longitudinale opstelling geniet de voorkeur voor onze toepassing in functie van inbouwruimte en behoud van originele 2CV-onderdelen. Het gebruik van een extra reductietrap in de aandrijving leek niet aangewezen met oog op kostprijs, efficiëntie en haalbaarheid op korte termijn.

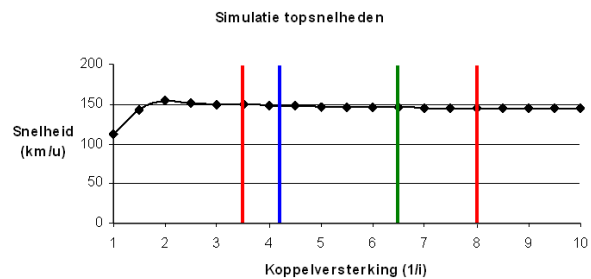
Uit studie bleek immers dat het gebruik van een extra reductietrap slechts 1,1 seconden winst in acceleratievermogen zou leveren (zie bijlage 4). Fig. 6 toont schematisch het toegepaste longitudinale aandrijfconcept zonder gangwissel. De elektromotor wordt hierbij rechtstreeks op de rondselas van het differentieel gekoppeld. Op die manier krijgt men een mechanische aandrijving met laag gewicht en hoge efficiëntie.



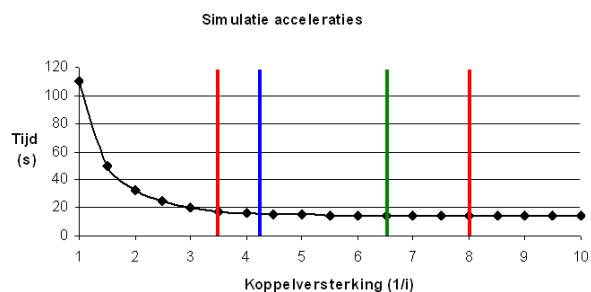
**Figuur 6. Longitudinale aandrijfconcept zonder gangwissel**

Het originele 2CV-differentieel beschikt over een overbrengingsverhouding van 0,24. Uit studies van de ideale overbrengingsverhouding, en simulaties van de prestaties van het voertuig bij deze overbrengingsverhouding (zie bijlage 4), kunnen we besluiten dat het gebruik van het originele differentieel te verantwoord valt. Fig. 7 en Fig. 8 geven respectievelijk simulaties van topsnelheid en acceleratietijd bij optrekken van 0 tot 100 km/u weer

bij verschillende overbrengingsverhoudingen. Deze simulaties werden uitgevoerd met een zelf geschreven programma in Simulink. Dit programma wordt in volgende paragraaf verduidelijkt. Uit de simulaties kunnen we afleiden dat de overbrengingsverhouding (i) tussen de 0,133 en 0,286 moet blijven om aan de vooropgestelde randvoorwaarden en voertuigspecificaties te voldoen. De rode lijnen in Fig. 7 en Fig. 8 geven het toelaatbare gebied weer. Een overbrengingsverhouding van 0,154 blijkt ideaal zijn voor onze toepassingen. Er wordt dan een topsnelheid van 145,78 km/u behaald en een acceleratietijd van 0 tot 100 km/u in 14 seconden. Het maximum toerental van de elektromotor is dan 8667 rpm, er wordt dus aan de randvoorwaarden voldaan. Deze overbrengingsverhouding wordt aangeduid in groene kleur op Fig. 7 en Fig. 8.



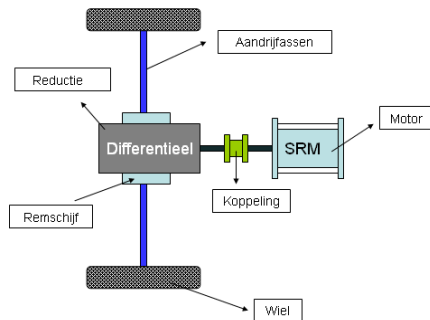
**Figuur 7. Simulatie topsnelheden bij verschillende overbrengingsverhoudingen**



**Figuur 8. Simulatie acceleratietijd 0 tot 100 km/u bij verschillende overbrengingsverhoudingen**

Het originele differentieel van de 2CV heeft een overbrengingsverhouding van 0,24 (zie groene lijn Fig. 7 en Fig. 8). We verkrijgen dan een topsnelheid van 152 km/u en een acceleratietijd bij optrekken van 0 tot 100 km/u van 14,5 seconden. Het maximum toerental van de reluctantiemotor bedraagt dan 5730 rpm. Rekening houdend met kostprijs, de te behalen voertuigspecificaties, gewicht, inbouwruimte en efficiëntie lijkt het ons aangewezen het originele differentieel als reductietrap te gebruiken. Bij de toegepaste aandrijflijnconfiguratie vormt de geschakelde reluctantiemotor het vertrekpunt van de mechanische aandrijving. De as van de motor bevestigen we via een torsiestijve lamellenkoppeling aan de reductietrap.

De originele 2CV-aandrijfassen die verbonden zijn met de wielen koppelen aan deze reductietrap. In Fig. 9 is een conceptuele samenstellingstekening te zien van de te ontwerpen mechanische aandrijflijn.



**Figuur 9. Concepttekening mechanische aandrijflijn**

### Berekeningsmodel & simulaties

Bij de ontwikkeling van een mechanische aandrijflijn voor een elektrische racewagen is het bepalen van de ideale overbrengingsverhouding de kern van de zaak. Het type motor en motorvermogen werden immers reeds vastgelegd bij aanvang van de thesis. Hierdoor heeft men een vrijheidsgraad minder in het ontwerp van de aandrijving. Dit impliceert dat we enkel nog de transmissie dienen te ontwerpen in functie van de gekozen motor en vereiste voertuigspecificaties.

Om een idee te krijgen wat deze ideale overbrengingsverhouding is, werd een simulatieprogramma geschreven in Matlab Simulink. Dit was noodzakelijk om de lange en iteratieve berekeningen met de hand te omzeilen. Bovendien wordt de koppel-toerental-karakteristiek van de motor nauwkeurig benaderd, hetgeen bij een handberekening niet het geval is.

In het programma worden aan de hand van ondermeer de gegevens van motor, overbrenging en de massa, de acceleratie, snelheid en het toerental gesimuleerd. Bovendien kunnen we op die manier ook de invloed van factoren zoals de massa of de aerodynamica op de resultaten beoordelen.

Het simulatieprogramma gaat hoofdzakelijk uit van de tweede wet van Newton, namelijk de bewegingswet:

$$\sum F = m \cdot a$$

Indien men de kinematische vergelijking van een voertuig wil achterhalen vertrekt men van de fysische krachten die op het voertuig inwerken.

Met de som van deze krachten kan men vervolgens de kinematische vergelijking van de racewagen bepalen en zijn gedrag simuleren.

De weerstandskrachten  $F_{\text{weerstand}}$  die tijdens rijden inwerken op de racewagen zijn:

- Luchtweerstand:

$$F_{\text{lucht}} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{lucht}} \cdot A \cdot C_d \cdot v^2$$

- Rolweerstand:

$$F_{\text{rol}} = m \cdot g \cdot f_{\text{rol}} \cdot \cos \alpha$$

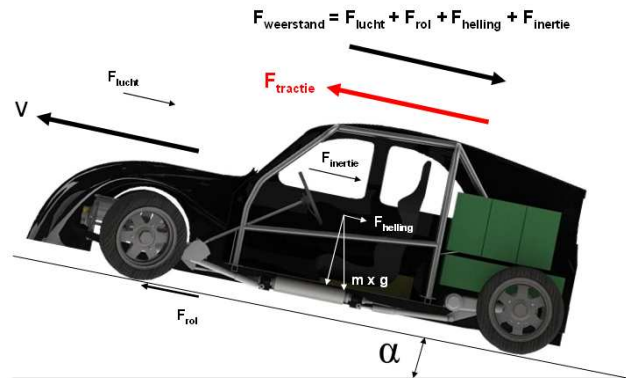
- Weerstand t.g.v. gravitatie:

$$F_{\text{helling}} = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

- Inertieweerstand van de draaiende onderdelen in de aandrijflijn:

$$F_{\text{inertie}} = m \cdot a \cdot C_w$$

Bovenstaande tegenwerkende krachten dient men te overwinnen door de tractiekracht  $F_{\text{tractie}}$  indien men het voertuig wil laten versnellen. Fig. 10 geeft grafisch een overzicht van de inwerkende krachten op de racewagen.



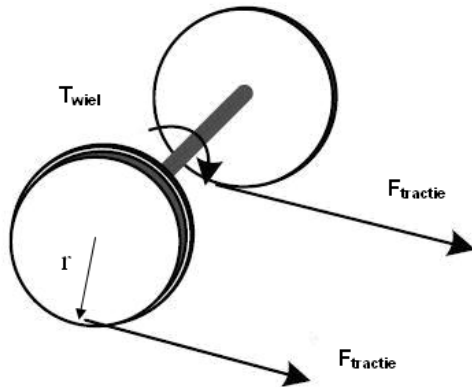
**Figuur 10. Inwerkende krachten op racewagen**

Uit de kinematische vergelijking volgt:

$$\sum F = m \cdot a \rightarrow F_{\text{tractie}} - F_{\text{weerstand}} = m \cdot a$$

De tractiekracht kan men bepalen uit het koppel op de wielen  $T_{\text{wiel}}$  en de wielstraal  $r$ . Het koppel op de wielen is het koppel dat genereert door de reductietrap.

Fig. 11 toont grafisch de relatie tussen tractiekracht  $F_{\text{tractie}}$ , koppel op de wielen  $T_{\text{wiel}}$  en de wielstraal  $r$ .

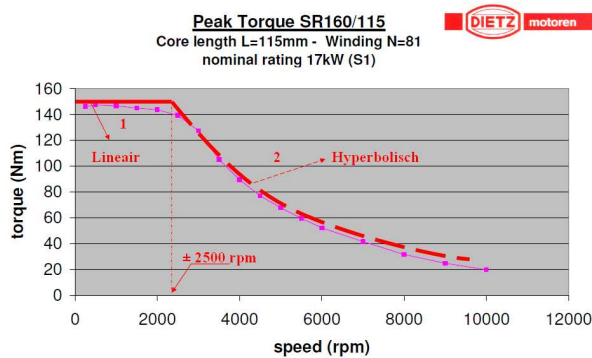


**Figuur 11. Tractiekracht op wielen**

Men kan de tractiekracht bepalen uit volgende formule:

$$F_{tractie} = T_{mot} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{\eta}{r_{wiel}}$$

De koppel-toerentalkarakteristiek van de elektromotor wordt in het programma gesimuleerd door de karakteristiek op te delen in twee gebieden, een lineair en hyperbolisch gebied zoals weergegeven in Fig. 12. Vanaf  $\pm 2500$  rpm gaat men over van het lineaire naar het hyperbolische gedeelte. Het maximaal vermogen van 30kW en het maximaal koppel van 150Nm worden eenvoudig ingegeven in het programma, waarna een benadering van de karakteristiek wordt gegenereerd. De gedetailleerde werking van het programma wordt besproken in bijlage 5.

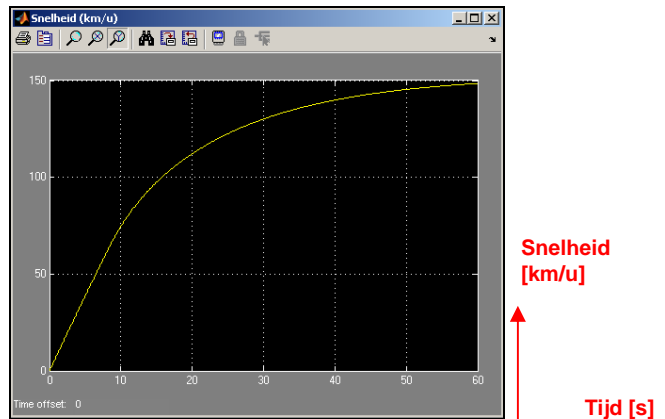


**Figuur 12. Lineair en hyperbolische gebied koppel-toerentalcurve SRM**

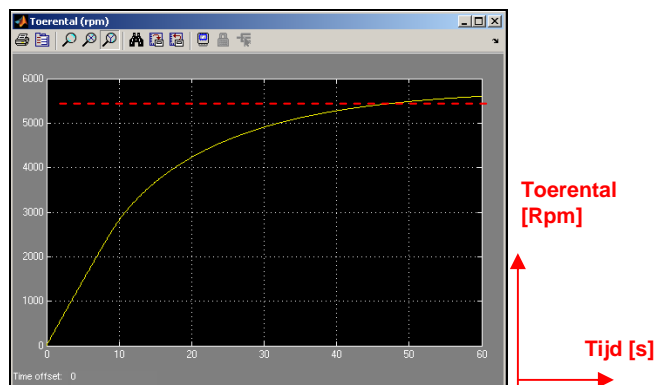
Zoals eerder vermeld is dit programma gebruikt bij de keuze van de aandrijflijnconfiguratie. Uit simulaties vloeide voort dat het gebruik van de originele differentieel als reductie voldoende was om aan de vooropgestelde specificaties te voldoen.

Bovendien is met dit programma achterhaald wat de invloed is van een extra reductietrap of een gangwissel.

Tot slot geeft dit programma een idee van de prestaties van de racewagen in de gekozen configuratie. De geschatte massa van de wagen bedraagt 876,4 kg (zie bijlage 2). Met dit gewicht zal onze wagen op een vlakke ondergrond een topsnelheid halen van 152km/u bij 5730rpm en optrekken van 0 tot 100km/u in 14,5 seconden (zie bijlage 4). Fig. 13 en Fig. 14 tonen deze prestaties. Deze prestaties voldoen aan de specificaties die besproken zijn bij de randvoorwaarden.



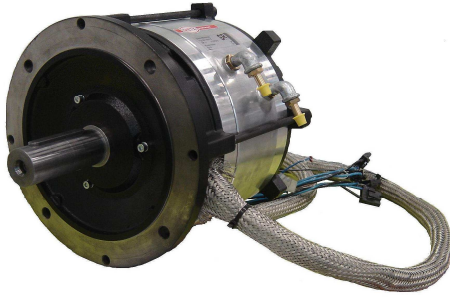
**Figuur 13. Simulatie snelheid**



**Figuur 14. Simulatie toerental**

## Elektromotor

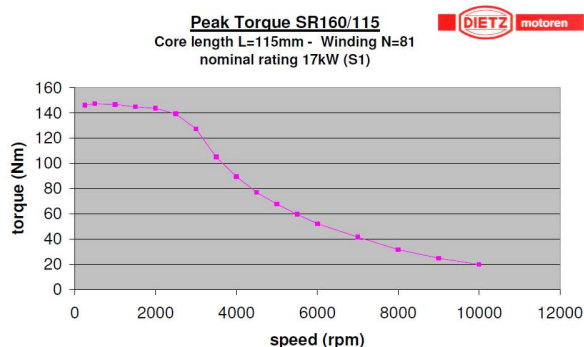
De racewagen wordt aangedreven door een geschakelde reluctantiemotor (SRM) met een maximaal vermogen van 30kW. Hoewel dit minder courant voorkomende type elektromotor zijn levenslicht al zag in 1842 waren het toch andere type elektromotoren die in de 20<sup>e</sup> eeuw marktaandeel wonnen binnen de elektrische aandrijfwereld. De hoofdreden hiervoor is de complexe en dure vermogenelektronica die nodig is om de SRM aan te sturen in tegenstelling tot andere elektromotoren. Fig. 15 toont de te gebruiken SR-motor voor onze toepassing.



**Figuur 15. 30 kW piek SR-motor**

Het werkingsprincipe baseert zich op het minimaliseren van de magnetische reluctantie (magnetische weerstand) tussen rotor en stator. Vier statorpoolparen worden achtereenvolgens aangestuurd, waardoor de stalen blikpakket rotor zich telkens zal richten naar een positie waarin de magnetische reluctantie het kleinst is. Bijgevolg volgt de rotor de aangestuurde polen. Voor automobiel toepassingen in het bijzonder is dit type motor erg interessant omwille van zijn lage kostprijs in massaproductie, hoge specifieke energiedichtheid, robuust design, hoog koppel en groot toerentalbereik. Dit laatste blijkt ook uit de koppel-toerental karakteristiek van de SRM die we in onze toepassing gebruiken. Bijlage 6 gaat dieper in op het werkingsprincipe, de specificaties en de voor- en nadelen van dit type elektromotor.

De koppel-toerentalcurve van de toegepaste SR-motor, die een erg belangrijke input is bij het ontwerp van de mechanische aandrijflijn, is weergegeven in Fig. 16. De toegepaste motor heeft een piekkoppel van 150Nm en een maximum toerentalbereik van 0 tot 10 000rpm. Uit de simulaties blijkt dat de motor draait tussen de 0 en 6000 rpm indien men het differentieel als reductietrap neemt. Binnen dit toerentalbereik heeft de motor een rendement tussen de 89 en 93%. Het gewicht van de motor bedraagt 71 kg. Tot slot is het erg belangrijk voor de andere onderdelen in de aandrijflijn dat deze motor torsietrillingen genereert die in het ergste geval kunnen oplopen tot een amplitude van 25% van het gemiddelde koppel.

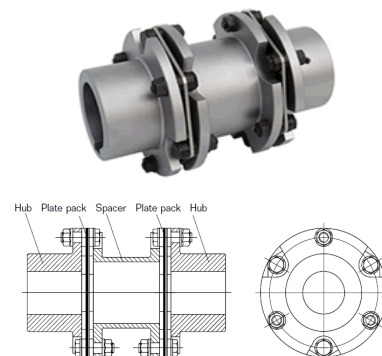


**Figuur 16. Koppel-toerentalkarakteristiek**

## Koppeling

Om de as van de reluctantiemotor te kunnen verbinden met de rondsels van de reductietrap dient men een gepaste koppeling te voorzien. Deze moet de belasting en de toerentallen van de motor aankunnen. Tevens moet deze gemakkelijk demonteerbaar zijn. In geval van een defect tijdens de race moet de motor, of reductietrap, immers onafhankelijk van elkaar kunnen vervangen worden. Tot slot is het essentieel dat de koppeling uitlijnfouten kan opvangen omdat de aandrijflijn geen star geheel is. Op die manier worden de lagers en koppeling ontlast tijdens dynamische belastingen zoals een bocht of 'bump'.

Daarom is in samenspraak met de onderneming Siemens geopteerd voor een torsiestijve lamellenkoppeling (Thomas-koppeling) van het merk Flender. Deze koppeling staat afgebeeld in Fig. 17. De "ARPEX ARS-6 type NON SIZE 105"-koppeling genoot de voorkeur boven een starre koppeling omdat deze een hoekafwijking toelaat tot  $0,7^\circ$ . Elastische koppelingen werden geëlimineerd omdat deze de hoge toerentallen niet aankunnen en minder efficiënt zijn.



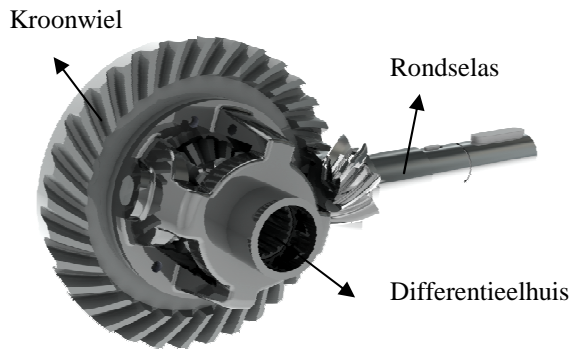
**Figuur 17. Torsiestijve lamellenkoppeling**

Bovendien is de gekozen koppeling radiaal demonteerbaar en weegt hij slechts 3kg. Toerentallen tot 10 000rpm zijn geen probleem. De verbinding met de motor- en rondsels wordt tot stand gebracht met een spieverbinding volgens DIN 6885A. In bijlage 7 wordt de koppeling en de keuze ervan gedetailleerd besproken.

## Reductietrap

De reductietrap is die functiegroep van de aandrijflijn die het uit de motor afkomstige aandrijfvermogen zodanig verandert, dat aan de aangedreven wielen een gepaste aandrijfkracht wordt aangeboden. In dit ontwerp opteren we voor het gebruik van het originele differentieel van de 2CV als reductietrap zoals reeds besproken in het hoofdstuk over de aandrijfconfiguratie.

Het differentieel heeft een overbrengingsverhouding van 8/33 en zorgt voor een maximaal koppel van 618Nm aan de wielen. Men dient echter te berekenen of de onderdelen van dit differentieel, met name de rondselas, kroonwiel en differentieeltandwielen, de belasting van de reluctantiemotor aankunnen in alle bedrijfsomstandigheden. De verschillende onderdelen van de overbrenging zonder behuizing zijn in Fig. 18 weergegeven.



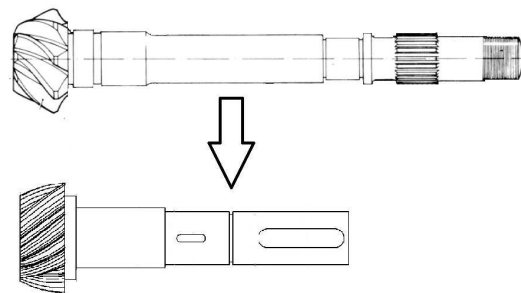
**Figuur 18. CAD-tekening onderdelen reductietrap**

Uit een rudimentaire vergelijking volgt dat het differentieel en de aandrijfassen van de 2CV sterk genoeg zijn. De 2CV-verbrandingsmotor oefent namelijk een maximaal koppel van 208Nm uit op de rondselas in de eerste versnelling. Aangezien de SR-motor slechts 150Nm op de rondselas overbrengt, kan men stellen dat de sterkte van de onderdelen voldoet. Toch geeft dit niet voldoende uitsluitsel omdat er geen rekening is gehouden met de koppelrimpel van de SR-motor. Daarom is er in bijlage 8 een berekening gemaakt die buiten de koppelrimpel ook de buigmomenten integreert. Hieruit blijkt dat de rondselas de belasting aankan met een veiligheidsfactor van 3, hetgeen ruimschoots genoeg is voor onze toepassing.

Ondanks deze vaststelling is toch een 'limited slip differential' (LSD) aangekocht. Ten eerste omdat de zwakste schakel van de aandrijflijn van een 2CV zich in het differentieel bevindt. Ten tweede omdat een LSD de racewagen voordelen biedt bij het rijden in gladde omstandigheden. In bochten zal de tractie beter gehandhaafd worden en bijgevolg zal de bestuurbaarheid er ook op verbeteren. Dit onderdeel heeft wel een lagere efficiëntie dan het originele differentieel. Omdat beide differentiëlen gemakkelijk wisselbaar zijn, kunnen we naargelang de raceomstandigheden kiezen met welk differentieel we rijden. In bijlage 8 wordt dit onderdeel, en de reductietrap in het algemeen in detail besproken.

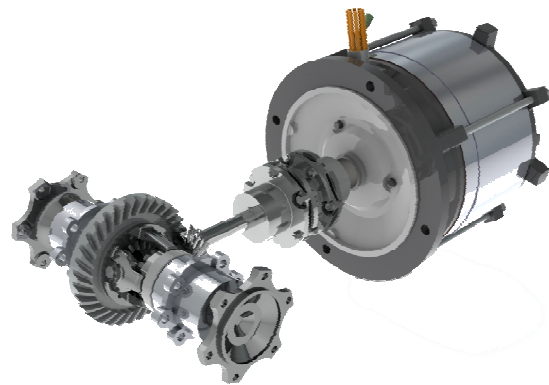
De rondselas brengt het koppel van de reluctantiemotor over op het kroonwiel van het differentieel. De

originele rondselas bewerken we zodat het geheel past in de beschikbare inbouwruimte. Door het afdraaien van 91,5mm bekomen we ook een gewichtsreductie t.o.v. de originele rondselas en winnen we in stijfheid. Fig. 19 toont de bewerkte rondselas. Deze is voorzien van een grote en kleine inlegspie. De grote spie dient voor de verbinding met de motor, de kleine spie wordt aangebracht in functie van het ontwerp van het lagerhuis. Het ontwerp van het lagerhuis zelf wordt verderop in de paper besproken. In bijlage 9 worden de specificaties van de vertanding op de rondselas beschreven alsook de afmetingen.



**Figuur 19. Bewerking rondselas**

Fig. 20 toont het resultaat van het samenbrengen van de reeds besproken draaiende onderdelen in de mechanische aandrijflijn.

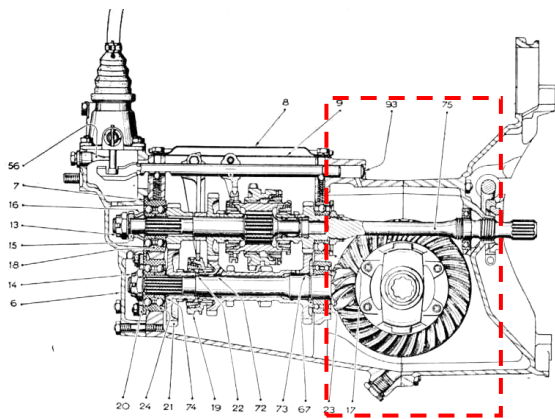


**Figuur 20. Samenstellingstekening draaiende onderdelen in mechanische aandrijflijn**

### Behuizing

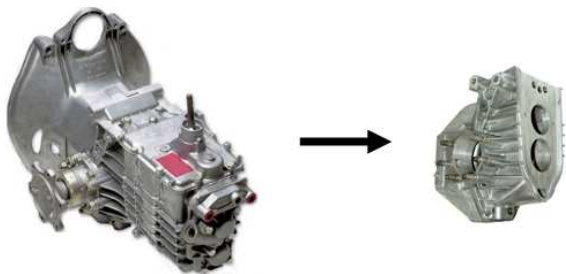
De originele gangwissel van een 2CV bevat zowel de versnellingen als het differentieel. Beide systemen zijn geïntegreerd in één compacte behuizing. Een samenstellingstekening van deze gangwissel is te zien in Fig. 21. Ook de remklauwen zijn op de behuizing van de gangwissel bevestigd. Het ontwerp van de aandrijving van de elektrische racewagen heeft echter enkel behoefte aan het differentieel als reductietrap. De rondselas en het kroonwiel bevinden zich in de originele gangwissel in de rode omgeving op Fig. 21.





**Figuur 21. Samenstellingstekening originele gangwissel 2CV**

Om de reductietrap zo licht mogelijk te houden passen we de originele gangwissel zodanig aan dat enkel nog de rondselaas en kroonwiel met differentieeltandwielen behouden blijven. Daarom verspanen we de behuizing van de originele gangwissel zodat enkel dat deel behouden blijft waar het differentieel zich bevindt. Hierdoor weegt de behuizing nu 60% minder t.o.v. de originele gangwissel, en dient geen nieuwe tandwielkast ontworpen te worden om het differentieel te borgen. Daarnaast ondervinden we ook een volumevermindering zoals visueel te merken is in Fig. 22.

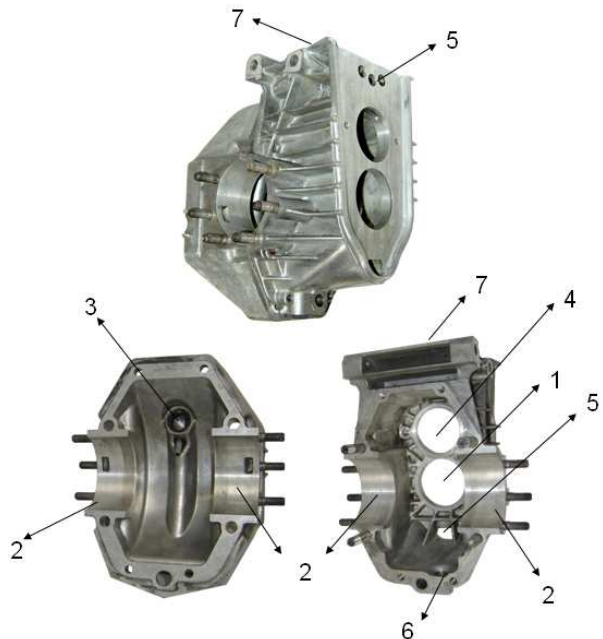


**Figuur 22. Gewicht- en plaatsreductie t.o.v. originele behuizing**

De toegepaste ontwerpstrategie bespaart ons niet enkel veel tijd maar ook in functie van het totale kostenplaatje biedt deze aanpak voordelen. We weten ook dat deze behuizing de belasting aankan, inclusief de krachten op de remklauwen tijdens het remmen. Het gebruik van een deel van de originele behuizing impliceert echter dat we enkele aanpassingen dienen uit te voeren aan de overblijvende behuizing na verspaning.

In Fig. 23 zijn de twee delen van de behuizing weergegeven. Hierbij is duidelijk te zien dat er meer openingen in de behuizing aanwezig zijn dan nodig. Er dient immers slechts één boring aanwezig te zijn voor

de rondselaas. Om ervoor te zorgen dat de behuizing oliedicht is dienen we enkele afdichtingen te voorzien. De openingen dichtlassen is echter geen optie omdat lassen thermische vervormingen teweegbrengen in de aluminium gietlegering.



**Figuur 23. Te dichten openingen behuizing**

De opening met nummer 1 in Fig. 23 zal dienst doen als boring van de rondselaas en blijft behouden. Het halve circelvlak met nummer 2, waarvan elke deel van de behuizing twee stuks heeft, doet dienst als lagerboring voor het differentieel zelf. Opening met nummer 3, welke de ingaande as van de originele brandstofmotor bevatte, is niet meer van toepassing. We kunnen deze opening echter wel gebruiken als olietoevoergat. Daarom dichten we deze simpelweg d.m.v. een bout M22 x 1,5. Om de overblijvende gaten in het rondselvlak te dichten frezen we eerst het oppervlak vlak, en voorzien we een afdichtingsplaat met geïntegreerd lagerhuis die openingen 4 en 5 dichtent. Deze afdichtingsplaat is weergegeven in Fig. 24.



**Figuur 24. Afdichtingsplaat**

Het gefreesde vlak wordt tevens opgemeten op een 3D coördinaten meetmachine en wordt gebruikt als referentievlak voor de afstelling van de rondselasdiepte. Opening 6, welke dienst doet als olieafvoer, heeft reeds een bout als dichting. Tot slot bevinden er zich nog enkele kleine gaten aangegeven door nummer 7 in het bovenvlak van de behuizing.

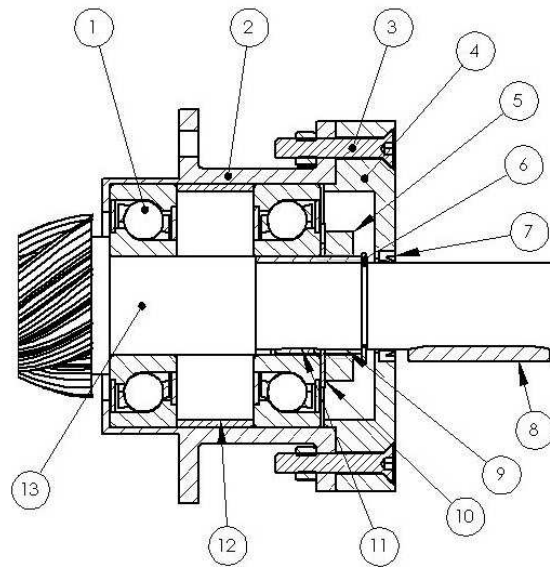
Deze opening dichten we door een aluminiumplaatje te lijmen op het oppervlak van de behuizing. Het verbindingsmiddel dat we hiervoor gebruiken is een experimentele, doch niet commercieel verkrijgbare polyacrylaat lijm. Dit type lijm kenmerkt zich door zijn goede olieresistentie, wat gewenst is voor onze toepassing. Voor details omtrent de afdichting van de behuizing en de gebruikte lijm van de onderneming Kaneka verwijzen we naar bijlage 9.

### Lagerhuis

Om de rondsels te borgen en een oliedicht geheel te bekomen, is een lagerhuis ontworpen. Dit huis moet de lagerkrachten kunnen opvangen en het mogelijk maken om de rondselasdiepte af te stellen. Dit is nodig om een correct tandcontact te bekomen tussen ronsel en kroonwiel. Fig. 25 geeft het lagerhuis weer met al zijn onderdelen in tabel 1.

**Tabel 1: Onderdelen lagerhuis**

Onderdeel
1 Hoekcontactlager 7305-B-2RS-TVP
2 Lagerhuis
3 M5 verzonken bout
4 Deksel lagerhuis
5 Borgmoer
6 Circlip
7 Dichtingsring
8 Vlakke inlegspie koppeling
9 Bus
10 Rondel met borglipjes
11 Vlakke inlegspie bus
12 Afstandsbus
13 Rondsels

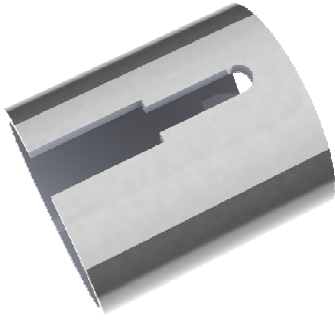


**Figuur 25. Doorsnede lagerhuis**

In samenspraak met FAG, de leverancier van de lagers, zijn hoekcontactlagers gekozen omdat deze ook een axiale belasting kunnen opvangen. De schuine vertanding van het ronsel en kroonwiel veroorzaken immers een axiale component van 4,5kN. De hoekcontactlagers kregen de voorkeur boven kegellagers omdat hun rendement hoger ligt. Ze zijn minder belastbaar, maar uit berekeningen en simulaties bleek dat deze lagers volstonden voor onze toepassing. Bijlage 9 beschrijft dit onderdeel in detail.

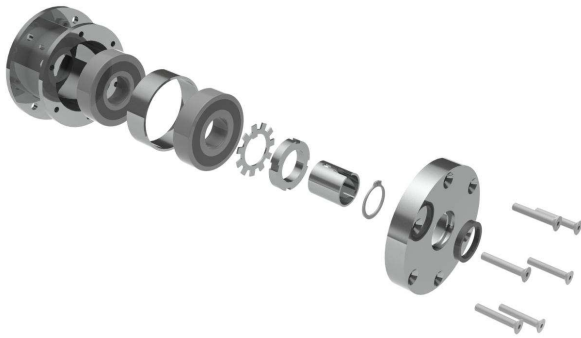
Het lagerpaar wordt gemonteerd in een O-opstelling omdat de lagerkrachten dan lager zijn. Doordat de virtuele steunpunten verder liggen dan bij een X-opstelling, zal buiging minder invloed hebben op de as. Bovendien kan de as vrij thermisch uitzetten in dit geval. Door de lagers een negatieve speling van  $-20\mu\text{m}$  te geven, opereren ze ook bij uitzetting in een gunstig gebied. De lagers worden fabrieksgesmeerd met vet en hebben elk twee geïntegreerde dichtingen.

Om lagers met standaarddiameters te kunnen gebruiken werken we met een bus die we over de rondsels schuiven en axiaal borgen met een circlip. Bovendien moeten we een negatieve speling kunnen opleggen aan de lagergroep. Hiervoor gebruiken we een spanmoer die een voorspanning aanbrengt op de lagergroep. Om deze moer te kunnen aandraaien moeten we de bus ook tangentieel borgen. De kleine spie op de rondsels neemt deze functie op zich. De bus met spiebaan is weergegeven in Fig. 26. Om de moer op zijn beurt te borgen in zijn positie, wordt een rondel gebruikt waarop lipjes staan die door ombuigen een vormgesloten verbinding vormen in de inhammen van de spanmoer.



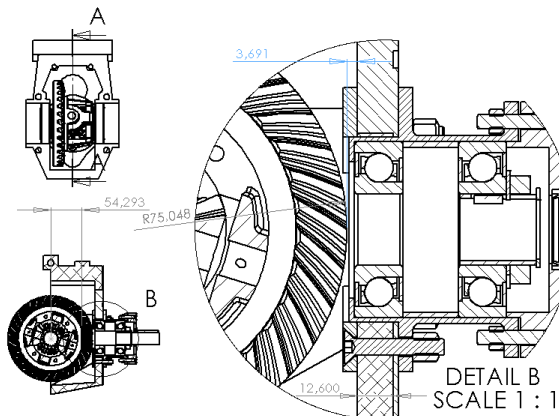
**Figuur 26. Bus met spiebaan**

Fig. 27 toont een exploded view waarin alle afzonderlijke onderdelen van het lagerhuis te zien zijn. Details over het ontwerp van het lagerhuis en berekeningen i.v.m. lagerkeuze en levensduur zijn terug te vinden in bijlage 9.



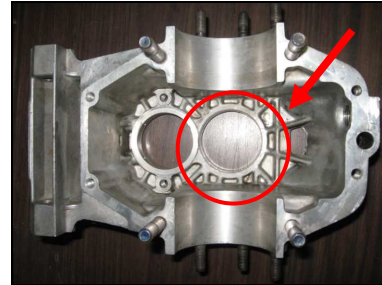
**Figuur 27. Exploded view lagerhuis**

In de behuizing zelf is te weinig ruimte om de boutverbindingen te voorzien omwille van de interne verstevigingsribben. Daarom frezen we een deel van de binnenkant van de behuizing vlak. Ook het kroonwiel van het differentieel zorgt voor een beperking in vrijheid bij het aanbrengen van bouten. Fig. 28 toont een detailtekening van het geassembleerde lagerhuis in de reductietrap zonder rondselas.



**Figuur 28. Detailtekening lagerhuis zonder rondselas**

Omdat het kroonwiel draait tot op 3,5 mm van het gefreesde vlak, en we geen interfererende onderdelen willen, dienen we een inham te voorzien in de 5 mm dikke ring die de verzonken bouten bevat. Deze ring zorgt ervoor dat we een plat vlak hebben om de vijf bouten in vast te zetten. Dit is noodzakelijk door de verstevigingsribben zoals te zien is in Fig. 29



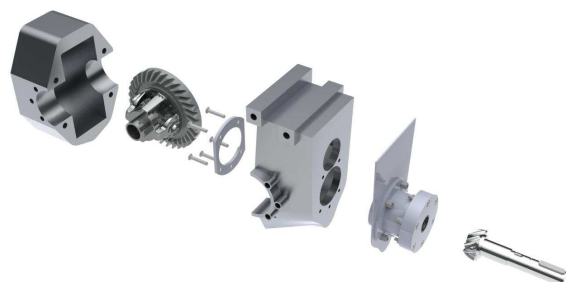
**Figuur 29. Verstevigingsribben in behuizing reductietrap**

Fig. 30 toont de grote boutring met inham. De bouten zijn berekend om de axiale krachten van de rondselas op te vangen. Voor de berekeningen van de bouten verwijzen we naar bijlage 9.



**Figuur 30. Grote boutring met inham**

In Fig. 31 is een exploded view van het totale ontwerp van de eindreductie met geïntegreerd lagerhuis te zien. We dienen echter nog te vermelden dat de afstand van de rondselasdiepte tot de hartlijn van het differentieel correct moet zijn om deze geruisloos en zonder al te veel wrijvingsverliezen te laten draaien. De aangegeven hartlijnafstand, die geëst staat in de rondselas bij aankoop, wordt verwerkt in dit ontwerp. Indien er toch afwijkingen voorvallen voorzien we shims om deze fout op te vangen.



**Figuur 31. Exploded view eindreductie met geïntegreerd lagerhuis en rondselas**

## Resultaten en optimalisatie mechanische aandrijflijn

Het resultaat van het ontwerp van de mechanische aandrijflijn is weergegeven in Fig. 32. Het is deze mechanische aandrijflijn die geïntegreerd wordt op het chassis van een originele 2CV.

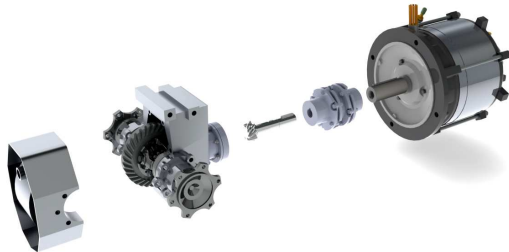


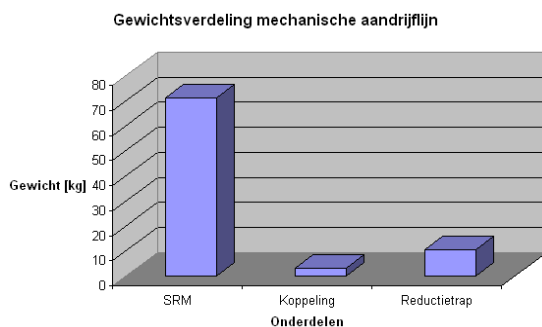
Figure 32. Samenstellingstekening mechanische aandrijflijn

Het resultaat van de integratie van alle ontwerpen die gemaakt werden in het kader van het CQS Group T Racing Team vormt de Odyssee racewagen die afgebeeld is in Fig. 33. Deze elektrische racewagen beschikt over een aerodynamische bio-composieten racebody, lithium-ion ijzerfosfaat batterijpakket, boordcomputer en convertor en de besproken mechanische aandrijflijn.



Figuur 33. Ontwerp Odyssee racewagen

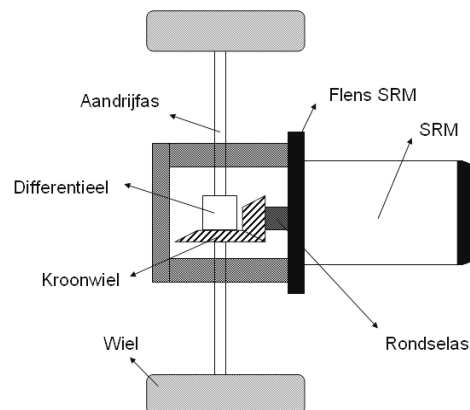
Het totale gewicht van de mechanische aandrijflijn (zonder aandrijfassen en remschijven meegerekend) bedraagt 85 kg. De gewichtsverdeling van de belangrijkste onderdelen is weergegeven in Fig. 34.



Figuur 34. Gewichtsverdeling belangrijkste componenten mechanische aandrijflijn

De reluctantiemotor is hierbij verantwoordelijk voor 84% van het totale gewicht. De reductietrap weegt 10,5 kg en de koppeling 3 kg.

Indien men wenst deze mechanische aandrijflijn te optimaliseren dient eerst het gewicht van de reluctantiemotor te dalen. De gietijzeren flenzen van de elektromotor die een gewicht van 16 kg hebben, kunnen in eerste instantie veel lichter uitgevoerd worden. Omwille van kosten werd echter gekozen voor het gebruik van standaardonderdelen. Ook de diameter en lengte van de rotor kan kleiner uitgevoerd worden voor onze toepassing. Indien men deze wijzigingen aanbrengt kan men het gewicht drastisch verlagen. Het lijkt ons interessant om in de toekomst een trillingsanalyse te doen op de ontworpen mechanische aandrijflijn. Deze analyse, in combinatie met het ontwerpen van een geoptimaliseerde bevestiging van de mechanische aandrijflijn in het voertuig, zijn nodig om de elektrische racewagen verder te optimaliseren. Ook het opmeten van de voertuigprestaties lijkt ons interessant om deze te vergelijken met de beschreven simulaties in deze thesis. Een meer efficiëntere en compactere manier om de mechanische aandrijflijn te verwezenlijken, doch duurder in productie, is weergegeven in Fig. 35.



Figuur 35. Geoptimaliseerd concept mechanische aandrijflijn

Hierbij maken we nog steeds gebruik van het differentieel als reductietrap maar voorzien we een compactere opstelling. Dit kunnen we verwezenlijken door vanaf de productie van de reluctantiemotor rekening te houden met het design van de totale mechanische aandrijflijn. Zo kan bijvoorbeeld een rondsel rechtstreeks op de rotor van de reluctantiemotor gefreesd worden. Op die manier elimineren we het gebruik van een koppeling in het ontwerp van de mechanische aandrijflijn. De opstelling wordt hierdoor lichter en compacter. Verder kunnen we het lagerhuis mee in de flens van de reluctantiemotor integreren. Deze flens dient echter ook geoptimaliseerd te worden naar een lager gewicht.

## Dankwoord

In eerste instantie bedanken we onze promotors, Prof. Ir. Guido Ceulemans en Dr. Ir. Geert Waeyenbergh voor de ondersteuning en advies bij het schrijven van deze paper en de realisatie van het ontwerp. Daarnaast gaat onze dank uit naar copromotor Ir. Bart Vandewal, Carlo Vangompel, en Lieven Gyssels voor de technische input bij het ontwerpen van de mechanische aandrijflijn en de praktische realisatie ervan. Onze dank gaat ook uit naar alle teamleden van het CQS Group T Racing Team voor de realisatie van de racewagen zelf en de feedback op het ontwerp. Tot slot danken we de ondernemingen Dietz Motoren, C. Vangompel Metaalbewerking, Siemens, Schaeffler Group – INA FAG, Cadmes, Kaneka, CQS Group, Harry Martens Limmen en Mehari - 2CV Club Cassis voor de sponsoring van materiaal, onderdelen en software die nodig waren om het ontwerp en de realisatie van de mechanische aandrijflijn mogelijk te maken.

## Referenties

- [1] Muhs D., Wittel H., Becker M., Jannasch D., Vossiek J. *Roloff/Matek Machineonderdelen*, vierde druk, Academic Service.
- [2] Leitman S., Brant B. *Build your own electric vehicle*, tweede druk, Mc Graw Hill.
- [3] Schaeffler Group Industrial. *Rolling bearings*, eerste druk, Schaeffler Group Industrial.
- [4] G.P.M. Hof. *Moderne elektrische aandrijvingen in de transporttechniek*, TU Delft.
- [5] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi. *Modern Electric, Hybrid, Electric, and Fuel Cell Vehicles*, CRS Press.
- [6] James Larminie, John Lowry. *Electric Vehicle Technology Explained*, John Wiley & Sons, Ltd.
- [7] P.H. Olving. *Vraagbaak Citroën 2CV/Dyane*, Kluwer bedrijfsinformatie BV.
- [8] FAG OEM und Handel AG. *The design of rolling bearing mountings*, FAG OEM und Handel AG.
- [9] Driesen J. *Cursus elektrische transport-technologie*, KU Leuven, 2009-2010.
- [10] Schoofs W. *Cursus voertuigtechnologie: vierwielaandrijving*, KU Leuven, 2008-2009.

[11] RT Quaiife Engineering Ltd. (2010). Differentials. Geraadpleegd op 12 mei 2010, van <http://www.quaife.co.uk/differentials>

# Het ontwerp en de realisatie van een mechanische aandrijflijn in een elektrische racewagen

Pieter Jan Jordaens en Reinout Grommen

Promotoren: Prof. Ir. Guido Ceulemans en Prof. Dr. Ir. Geert Waeyenbergh

Copromotor: Ir. Bart Vandewal

## **BIJLAGEN**

## Inhoudsopgave

Bijlage 1: Projectomschrijving en doelstellingen CQS Group T Racing Team.....	3
Bijlage 2: Randvoorwaarden en specificaties elektrische racewagen .....	4
1. Randvoorwaarden.....	4
2. Snelheid & acceleratie.....	5
3. Gewicht racewagen .....	10
Bijlage 3: Aandrijflijnconfiguraties voor elektrische voertuigen.....	12
1. Conventionele aandrijfconcepten .....	14
2. Aandrijfconcepten zonder gangwissel .....	17
3. Parallele aandrijfconcepten .....	21
4. In-wheel aandrijfconcepten .....	24
5. Conclusie.....	26
Bijlage 4: Bepaling aantal reductietrappen .....	27
1. Vereisten mechanische aandrijflijn .....	28
2. Differentieel als eindreductie: concept 1.....	31
3. Gebruik van twee reductietrappen: concept 2.....	35
4. Conclusie.....	38
Bijlage 5: MatLab Simulink-programma .....	39
Bijlage 6: Switched reluctance motor (SRM) – geschakelde reluctantiemotor .....	49
1. Werkingsprincipe SRM.....	50
2. Voor- en nadelen SRM.....	50
3. Specificaties SR 160/115 .....	51
Bijlage 7: Flender ARPEX ARS-6 koppeling.....	56
1. Keuze koppeling – vereisten koppeling .....	56
2. Specificaties ARPEX ARS-6 koppeling .....	56
3. Bestelling ARPEX ARS-6 koppeling .....	61
Bijlage 8: Reductietrap.....	62
1. Ontwerp reductietrap.....	63
2. Rondselas .....	66
3. Differentieel .....	74
4. Bevestiging onderdelen .....	77
Bijlage 9: Lagerhuis .....	78
1. Randvoorwaarden lagerhuis .....	78
2. Concept ontwerp lagerhuis.....	81
3. Keuze en ontwerp lagering.....	82
4. Montage & borging lagers.....	90
5. Ontwerp lagerhuis .....	95
6. Ontwerp deksel.....	101
7. Afstellen rondselasdiepte .....	102
8. Resultaat .....	102
Bijlage 10: Designspace Odyssee-racewagen .....	104
Bijlage 11: Exploded view ontwerpen .....	105
Bijlage 12: Technische tekeningen .....	107
Bijlage 13: Contactpersonen .....	113

## Bijlage 1: Projectomschrijving en doelstellingen CQS Group T Racing Team

Het CQS Group T Racing Team is een groep van 31 masterstudenten verbonden aan de Internationale Hogeschool Groep T te Leuven en 4 professionele bachelorstudenten verbonden aan de Karel de Grote Hogeschool te Hoboken. Het team heeft als doel de ontwikkeling van een hybride en elektrische aandrijflijn. Deze technologieën zullen gedemonstreerd worden in de vorm van twee racewagens. Beide wagens nemen in oktober 2010 deel aan een 24-uren en 24-minuten voor 2CV's op het circuit van Spa-Francorchamps. Het prototype van de elektrische aandrijflijn, de Odyssee, wil op dit event dat elektrisch rijden een enorm potentieel heeft. De hybride variant neemt volwaardig deel in de 'experimentele' klasse, een categorie voor alternatieve aandrijvingen.



Door deelname aan een race wil het team mensen sensibiliseren voor een groenere toekomst. Deze mechanische sport wordt normaal geassocieerd met prestaties en spanning, maar ook met lawaai en milieuhinder. Het CQS Group T Racing Team wil aantonen dat hetzelfde plezier ook milieuvriendelijker kan. Daarnaast wil het team innovatieve voertuigtechnologie tonen aan de buitenwereld.

Gedurende het academiejaar 2009-2010 zullen twee racewagens gebouwd worden: de Pegasus en de Odyssee. Beide wagens worden voorzien van een aërodynamische race-body. De body is volledig van Nabasco (Nature Based Composite). Deze bestaat uit een natuurvezel waarmee een composiet gemaakt wordt d.m.v. een biohars.

De teamleden van Pegasus zullen een hybride racewagen bouwen op basis van een permanent magneet synchrone motor. Verder maken zij de verbrandingsmotor die werkt op E85 (bio-ethanol) raceklaar.

De teamleden van de Odyssee brengen de finale hand aan de geschakelde reluctantiemotor (SRM). Deze elektromotor werd het voorbije academiejaar ontworpen voor de aandrijving van een elektrische stadswagen in het kader van het Vehicle Design Summit project. Er zal een energetische- en trillingsanalyse uitgevoerd worden op deze revolutionaire motor. Daarnaast wordt een geschikt lithium-ion batterijpakket en BMS (Battery Management System) onderzocht. De Odyssee zal tevens van een batterij-wisselsysteem voorzien worden. Verder werkt dit team een mechanische aandrijving uit op maat van de reluctantiemotor.

Website: [www.cqsgrouptracingteam.be](http://www.cqsgrouptracingteam.be)



## Bijlage 2: Randvoorwaarden en specificaties elektrische racewagen

Indien men een elektrische aandrijflijn wenst te ontwerpen dient men eerst de randvoorwaarden en gewenste wagenparameters onder de loep te nemen. Een ontwerp dient immers steeds aan bepaalde voorwaarden en wensen te voldoen. De Odyssee, afgebeeld in Fig. 1, betreft een elektrische racewagen die deelneemt aan een 24-uren en 24-minuten race op het circuit van Spa-Francorchamps. De wagen heeft drie belangrijke randvoorwaarden die het ontwerp van de aandrijflijn beïnvloeden. Deze randvoorwaarden vloeien voort uit het wedstrijdreglement van de 2CV-race en de wensen van het CQS Group T Racing Team.



Figuur 1. Designspace elektrische racewagen Odyssee

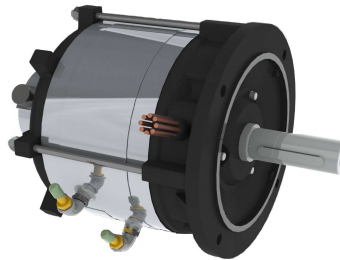
### 1. Randvoorwaarden

Een eerste randvoorwaarde opgesteld door het reglement van de race omvat de fysiologie van de 2CV. Het reglement schrijft immers voor dat het origineel chassis behouden moet blijven. Dit typische ladderchassis van de 2CV is weergegeven in Fig. 2. Het is wel toegelaten om verstevigingen aan te brengen aan het chassis.



Figuur 2. Chassis 2CV

Naast het chassis dient men ook de bijhorende ophanging en de originele aandrijfassen te behouden. Ook belangrijk bij het ontwerp van de aandrijftopologie is het verplichte gebruik van voorwielaandrijving en de positionering van de remschijven vlak naast het differentieel. Een tweede voorwaarde, die ons ditmaal opgelegd wordt door het CQS Group T Racing Team, is het gebruik van een geschakelde reluctantiemotor (SRM) als hart van de aandrijving. Deze motor werd in een voorgaand studentenproject ontwikkeld voor een stadswagen en heeft daarom een beperkt piekvermogen van 30 kW. Fig. 3 toont een CAD-tekening van deze motor.

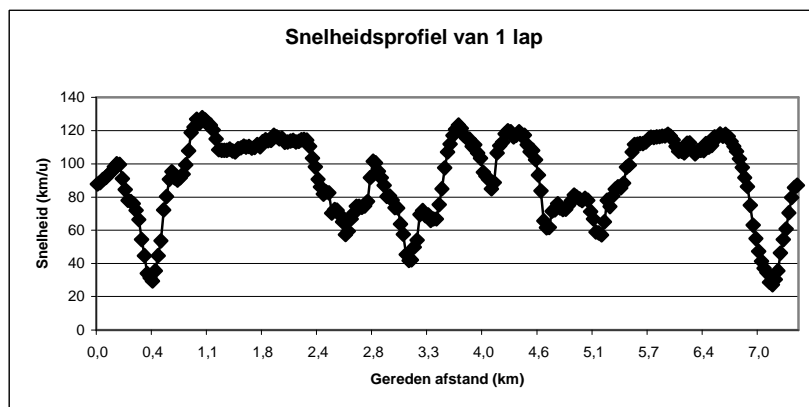


**Figuur 3. CAD-tekening SRM**

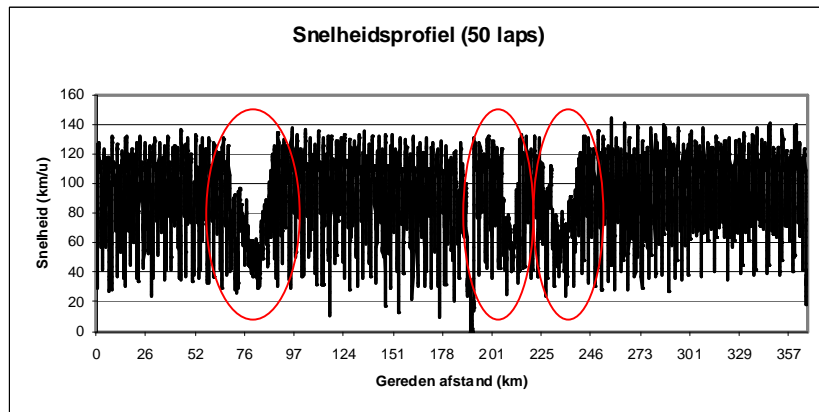
Ten slotte wenst men een mechanische aandrijflijn te bekomen die streeft naar lichtgewicht en efficiëntie. Aangezien het batterijpakket een gewicht heeft van  $\pm 200$  kg dient men te streven naar gewichtsreducties op andere componenten in de aandrijflijn. In Hoofdstuk 3 gaan we hier dieper op in.

## 2. Snelheid & acceleratie

Om de gewenste specificaties van de racewagen te definiëren vertrekken we van de prestaties van een concurrerend team. Uit metingen met GPS in een concurrerende 2CV racewagen op het circuit van Spa-Francorchamps blijkt dat de gemiddelde snelheid op  $\pm 95$  km/u ligt. In de berekening van de gemiddelde snelheid werden de trage rondes (zie rode aanduiding Fig. 5), die het resultaat waren van een botsing of panne op het circuit, geëlimineerd om een correct beeld te krijgen van de gemiddelde snelheid. De topsnelheid die men op één ronde kan behalen ligt tussen de 130 en 144 km/u zoals te zien in Fig. 4 en Fig. 5. We zullen de aandrijflijn van de racewagen zodanig dimensioneren zodat het voertuig deze snelheden op zijn minst evenaart.

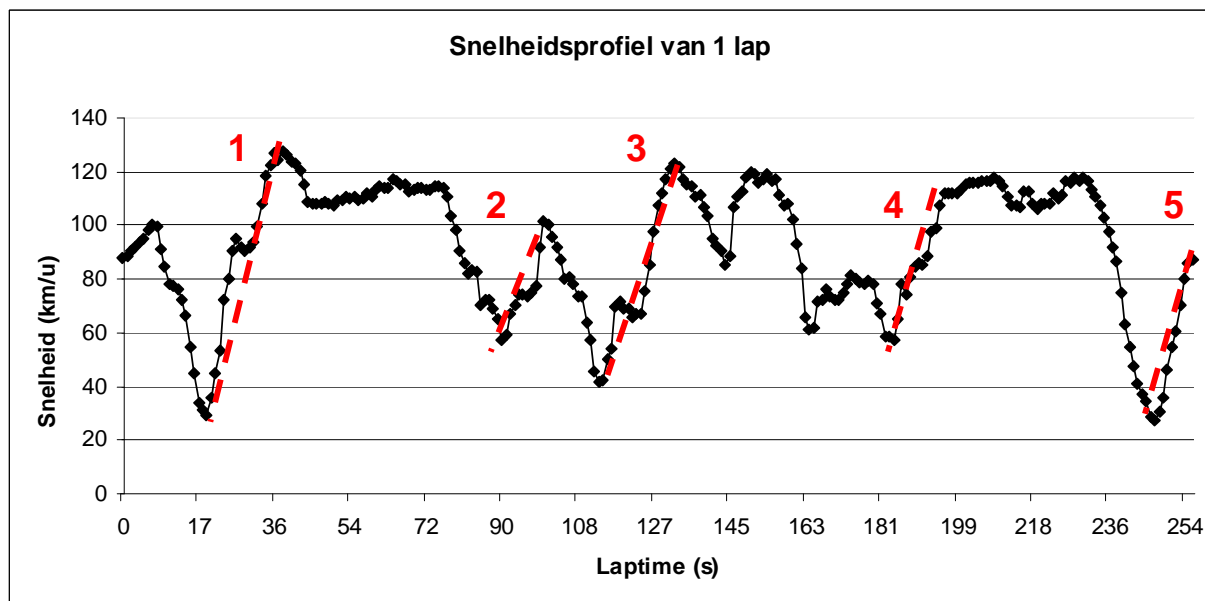


**Figuur 4. Snelheidsprofiel van één ronde**



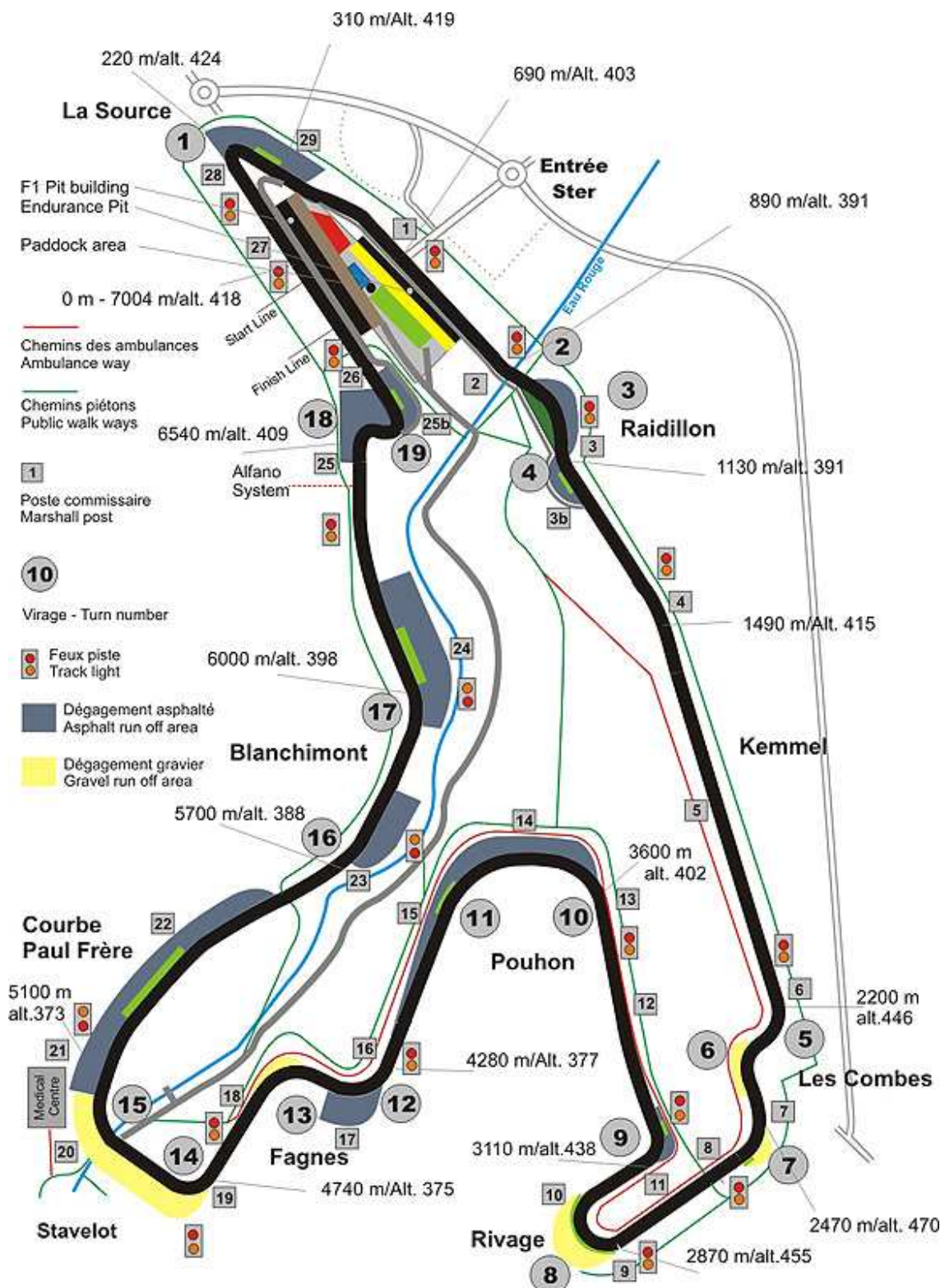
**Figuur 5. Snelheidsprofiel 50 rondes**

Ook qua acceleratie specificaties vertrekken we van metingen die genomen werden op een vorige editie van de 2CV-race. Om een idee te krijgen van de gewenste acceleratie vertrekken we meer bepaald van het snelheidsprofiel van één ronde zoals te zien in Fig. 6. In deze grafiek kunnen we vijf acceleraties terugvinden waarvan we de gemiddelde versnelling kunnen bepalen d.m.v. het toepassen van lineaire interpolatie. We dienen nu wel de laptime in seconden uit te zetten op de x-as i.p.v. het gereden aantal kilometers.



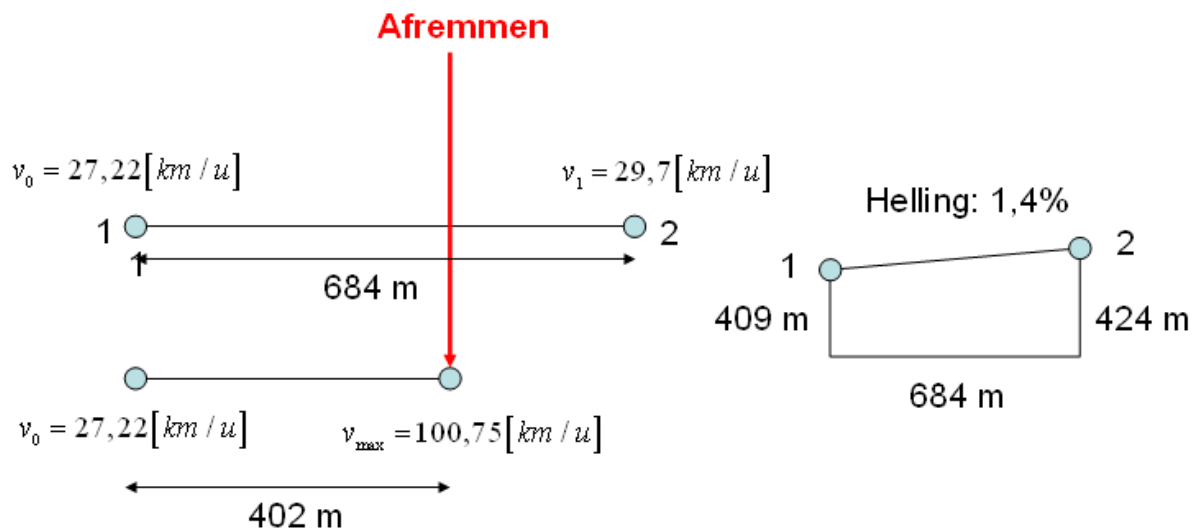
**Figuur 6. Snelheidsprofiel van één ronde met X-as laptime**

Er dient echter opgemerkt te worden dat de acceleraties één, twee, drie en vier plaats vinden op stukken waar er een significant hoogteverschil optreedt. Een gemiddelde acceleratie zou niet te vergelijken zijn met de acceleratiespecificatie van bestaande voertuigen omdat deze laatste op een vlakke ondergrond gemeten worden. Fig. 7 toont het circuit van Spa-Francorchamps met bijgevoegde hoogtes.



Figur 7. Circuit Spa-Francorchamps

Om een idee te krijgen van de acceleratiespecificatie (acceleratie van 0 km/u tot 100 km/u) van de 2CV racewagens zoeken we een stuk waar de laagste snelheid bekomen wordt en vervolgens geaccelereerd wordt tot minstens 100 km/u. Een zone die in aanmerking komt, en die tevens de meest vlakke zone op het circuit is, bevindt zich tussen punt één en twee op Fig. 8. Het hoogteverschil tussen punt één ( $\pm 409$  meter) en twee ( $\pm 424$  meter) op deze 684 meter circuit bedraagt ongeveer 15 meter. Dit komt overeen met een helling van 1,4%.



Figuur 8. Meest vlakke stuk circuit Spa-Francorchamps

De minimum- en maximumwaarde van de gemeten snelheden tussen punt één en het punt waar  $\pm 100$  km/u wordt bereikt is weergegeven in Tabel 1.

**Tabel 1: Meetwaarden acceleratie tussen punt 1 & 2**

Tijd (s)	Snelheid (km/u)
0	Min: 27,22
15	Max: 100,75

Er dient opgemerkt te worden dat de maximumsnelheid op 402 meter van het 600 meter lange traject bereikt wordt. Daarna begint men af te remmen om op een veilige manier door de bocht in punt 2 te gaan. We veronderstellen dat de racewagen met een constante versnelling dit traject aflegt. We veronderstellen m.a.w. dat er niet geschakeld zal worden gedurende de 402 meter. Als we uitgaan van deze veronderstelling kunnen we de acceleratie afleiden uit de formule van de éénparige versnelde rechtlijnige beweging:

$$s = s_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

- $s$  = afgelegde weg na  $t$  (s)
- $s_0$  = afgelegde weg op tijdstip 0
- $v_0$  = snelheid op tijdstip 0 (in ons geval is dit de snelheid in punt 1 = 7,56 m/s)
- $t$  = tijd
- $a$  = versnelling

Indien we uitgaan van bovenstaande situatie (acceleratie van punt 1 tot 2) dan wordt deze vergelijking:

$$402 = 0 + 7,56 \cdot 15 + \frac{1}{2} \cdot a \cdot 15^2$$

$$\rightarrow a = 2,565 \text{ m/s}^2$$

We moeten bij de berekening van de acceleratie ook rekening te houden met de helling. Deze zal zorgen voor een vertraging van  $0,24 \text{ m/s}^2$ . Dit maakt dat de versnelling van de racewagen neer komt op  $2,325 \text{ m/s}^2$ . Indien we veronderstellen dat het voertuig deze constante versnelling heeft vanaf stilstand bekomen we een acceleratie van 0 tot 100 km/u in 12 seconden.

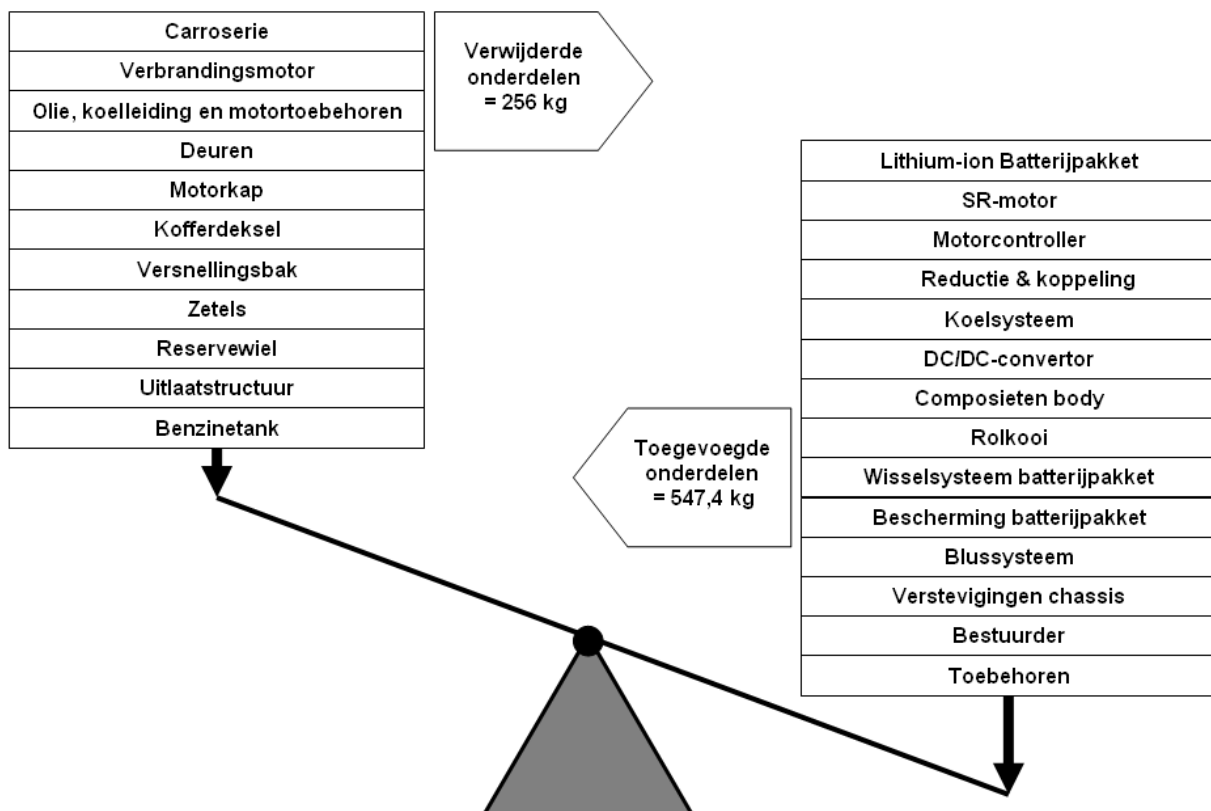
$$\Delta t_{0-100} = \frac{\Delta v}{a} = \frac{27,78 \text{ m/s}}{2,325 \text{ m/s}^2} = 12 \text{ s}$$

Er dient opgemerkt te worden dat bij de berekening van de gewenste acceleratie enkele veronderstellingen werden gemaakt. Dit maakt dat een versnelling van 0 tot 100 km/u in 12 seconden zal afwijken van de werkelijkheid. In punt 1 waar men een snelheid heeft van 27,22 km/u bevindt het voertuig zich reeds in de tweede versnelling. Verder zal het voertuig tussen punt 1 en 2 geen constante versnelling hebben. De fout die we maken op deze berekening schatten we op  $\pm 1$  à 4 seconden. Bijgevolg willen we een mechanische aandrijflijn ontwerpen die tussen de 13 en 16 seconden optrekt van 0 tot 100 km/u.

### 3. Gewicht racewagen

Hoe hoger het gewicht hoe kleiner het bereik van de elektrische racewagen. We wensen een racewagen te bouwen die aan de hierboven beschreven snelheid -en acceleratiespecificaties voldoet, en een minimaal gewicht heeft. In deze paragraaf schatten we het totale gewicht van de racewagen. Het gewicht is voor ons een belangrijke input bij het simuleren van de prestaties van het voertuig. Deze simulaties worden in bijlage 5 beschreven.

Uit de originele 2CV worden een heel aantal onderdelen gestript die niet nodig zijn in de elektrische racewagen. Hierbij denken we in de eerste plaats aan evidente zaken zoals de verbrandingsmotor en de benzinetank maar ook aan de zetels en het reservewiel bijvoorbeeld. We dienen echter te onderstrepen dat het gewicht van een elektrisch voertuig in vergelijking met een conventioneel brandstofvoertuig beduidend hoger ligt. Dit heeft vooral te maken met het feit dat brandstoffen een veel hogere energiedichtheid hebben dan batterijen. We schatten het gewicht van het batterijpakket, het zwaarste component in de racewagen, op zo'n 200 kg. Fig. 9 geeft visueel in functie van het gewicht de verhouding tussen de te verwijderen en de toe te voegen componenten weer.



Figuur 9. Gewichtbalans verwijderde & toegevoegde onderdelen

Tabel 2 geeft een overzicht van de geschatte gewichten na demontage van de originele 2CV, en de montage van de onderdelen die de conversie tot elektrische racewagen mogelijk maken.

**Tabel 2. Schatting gewichten racewagen**

<b>Onderdeel</b>	<b>Gewicht [kg]</b>
<b>Standaard 2 CV</b>	<b>585</b>
Carrosserie	-96
Verbrandingsmotor	-40
Olie, kloelleidingen en motortoebehoren	-5
Deuren	-32
Motorkap	-8,5
Kofferdeksel	-4,5
Versnellingsbak	-26
Zetels	-20
Reservewiel	-9
Uitlaatstructuur	-10
Benizinetank	-5
<b>Resultaat na demontage</b>	<b>329</b>
Lithium-ion batterijpakket	200
SR-motor	71
Motorcontroller	20
Reductietrap & koppeling	20
Koelsysteem	20
DC/DC-converter	0,4
Composieten body	50
Rolkooi	36
Wisselsysteem batterijpakket	15
Bescherming batterijpakket	5
Blussysteem	10
Versteving chassis	10
Bestuurder	75
Toebehoren	15
<b>Totaal gewicht elektrische racewagen met bestuurder</b>	<b>876,4</b>



### Bijlage 3: Aandrijflijnconfiguraties voor elektrische voertuigen

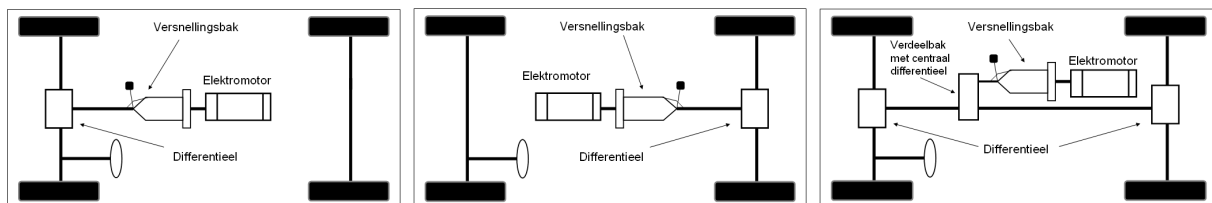
Elektrische aandrijfsystemen komen voor in verschillende aandrijflijnconfiguraties. Allereerst is er de keuze tussen de opstelling van de motor en de eventueel bijhorende reductietrap. We maken hierbij een onderscheid tussen voorwielaandrijving, achterwielaandrijving of vierwielaandrijving. Men kan ook kiezen tussen één of meerdere elektromotoren in de aandrijflijn-out. Het gebruik van slechts één motor biedt het voordeel dat we besparen in gewicht en kosten. Een elektromotor dient immers ook voorzien te worden van een dure motorcontroller. Indien men werkt met twee elektromotoren dient men logischerwijs ook te beschikken over twee motorcontrollers.

Daarnaast speelt de inbouwruimte een belangrijke rol. Indien men gebruik maakt van slechts één elektromotor dan heeft men meer inbouwruimte t.o.v. het gebruik van meerdere motoren van dezelfde grootte. Anderzijds biedt een aandrijfconcept met meerdere elektromotoren het voordeel dat de stromen, vermogens en meestal ook de grootte van de afzonderlijke motoren lager liggen. Men kan in dit geval ook het totale motorgewicht meer gelijkmatig verdelen over de inbouwruimte van het voertuig, hoewel men dit ook kan verwezenlijken bij de plaatsing van de batterijmodules. Eenmaal een motor gekozen is kunnen we een onderscheid maken tussen een directe of indirecte koppeling met de wielen. Bij de directe koppeling zal de elektromotor rechtstreeks gekoppeld worden aan de aandrijfassen van de wielen. De indirecte koppeling daarentegen voorziet tussen motor en aandrijflijn mechanische componenten zoals een reductietrap, een differentieel of een combinatie van deze twee. Indien men werkt met een reductietrap heeft men ook nog de keuze tussen het aantal trappen die men wenst te implementeren.

Bovenstaande keuzes vloeien voort uit de specificaties waaraan het elektrisch voertuig dient te voldoen. Het spreekt bijvoorbeeld voor zich dat een elektrische racewagen over een groter vermogen dient te beschikken dan een elektrische golfwagen. Daarnaast hangen deze keuzes af van beperkingen en randvoorwaarden zoals inbouwruimte, maximale stroom en spanning van het batterijpakket, kostprijs, maximale voertuiggewicht, enz...

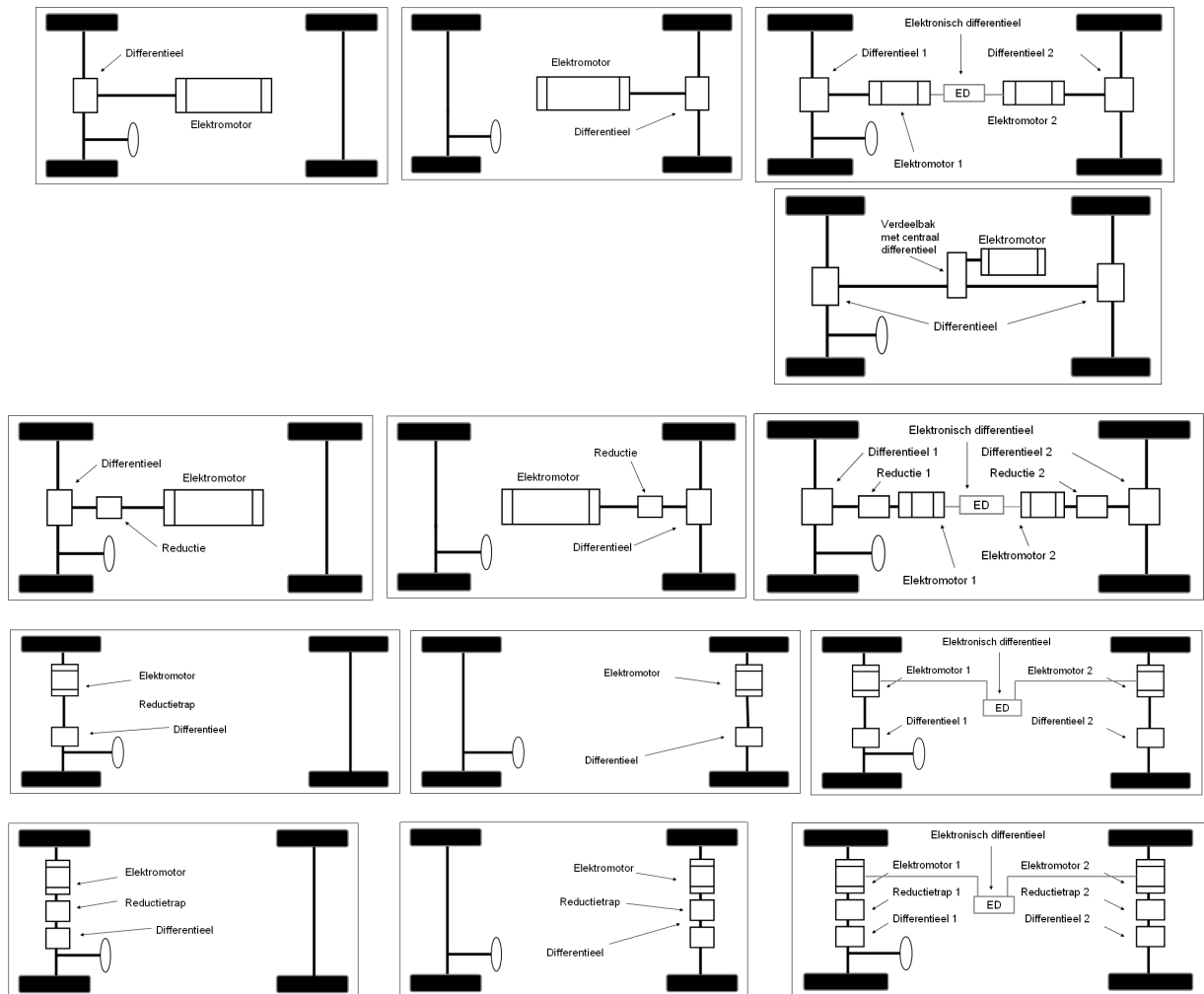
Indien men bovenstaande keuzes in beschouwing neemt dan kunnen we een onderscheid maken tussen 25 verschillende aandrijfconcepten. Over het algemeen kunnen we deze aandrijfconcepten onderverdelen in vier groepen:

#### 1. Conventionele aandrijfconcepten



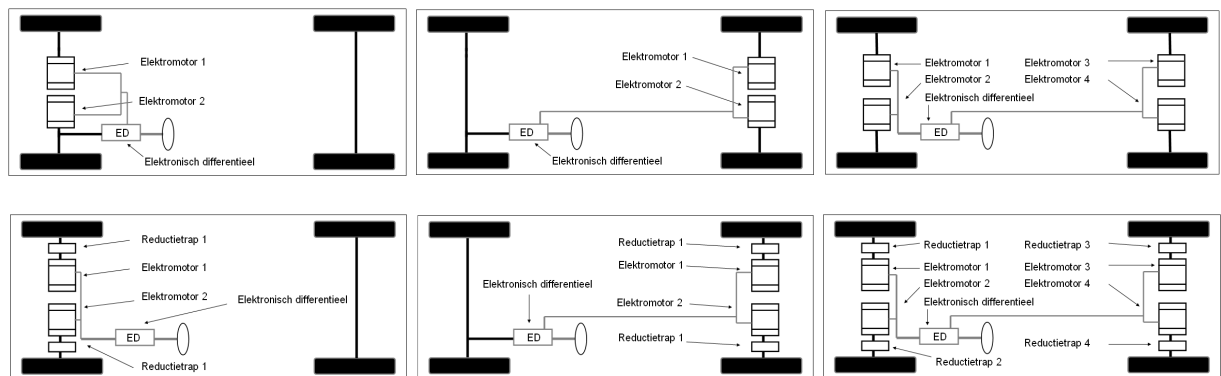
Figuur 1. Conventionele aandrijfconcepten (voorwiel- achterwiel- en vierwielaandrijving)

## 2. Aandrijfconcepten zonder gangwissel



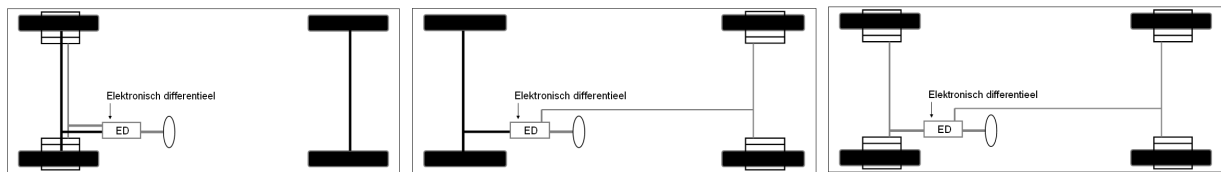
Figuur 2. Aandrijfconcepten zonder gangwissel (voorwiel- achterwiel- en vierwiel-aandrijving)

## 3. Parallele aandrijfconcepten



Figuur 3. Parallele aandrijfconcepten (voorwiel- achterwiel- en vierwiel-aandrijving)

## 4. In-wheel aandrijfconcepten



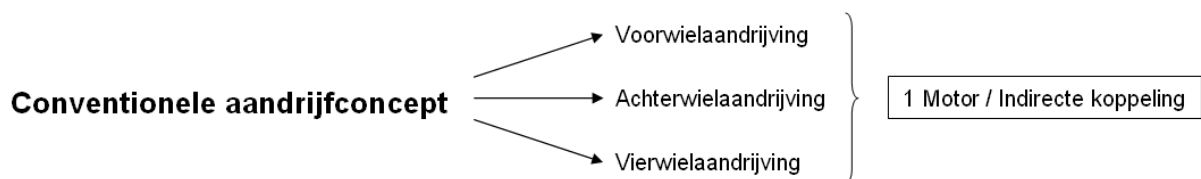
Figuur 4. In-wheel aandrijfconcepten (voorwiel- achterwiel- en vierwielaandrijving)

In wat volgt zullen we elk aandrijfconcept bespreken en onderzoeken of deze interessant blijkt te zijn voor onze elektrische racewagen. Belangrijk hierbij zijn de randvoorwaarden die opgelegd worden door het CQS Group T Racing Team en de organisatie van de 2CV-race. Dit impliceert dat het gebruik van achterwiel- en vierwielaandrijving uitgesloten is. Het reglement van de 2CV-race schrijft immers voor dat men enkel een voorwiel lay-out mag toepassen. Dit gegeven maakt dat van de 25 mogelijke aandrijfconcepten voor een elektrisch voertuig slechts 8 overblijven voor onze toepassing.

### 1. Conventionele aandrijfconcepten

Een eerste mogelijke aandrijfconfiguratie voor een elektrisch voertuig noemen we het conventionele aandrijfconcept. Dit aandrijfconcept gaat uit van het vervangen van de conventionele brandstofmotor door een elektromotor. Aangezien men slechts één component van de originele aandrijflijn dient te vervangen is dit concept makkelijk haalbaar op korte termijn. Daarnaast wordt een groot aantal van de originele onderdelen behouden zoals de gangwissel, het differentieel en de aandrijfassen.

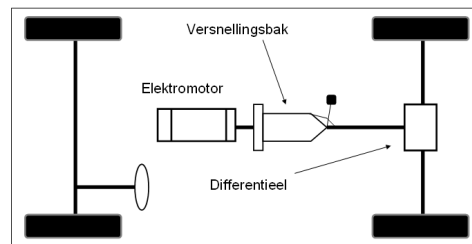
Fig. 5 toont schematisch de keuzes die gemaakt kunnen worden indien men uitgaat van het conventionele aandrijfconcept. Uit het schema is af te leiden dat dit concept toepasbaar is op voorwiel-, achterwiel- en vierwielaandrijving. Voor elke aandrijf lay-out is slechts één elektromotor nodig welke indirect gekoppeld wordt met de wielen via de gangwissel.



Figuur 5. Keuzes conventionele aandrijfconcept

Het conventionele aandrijfconcept is erg makkelijk en snel te implementeren. Daarnaast is dit aandrijfconcept ook goedkoop. Men dient enkel een elektromotor aan te kopen en een koppeling tussen motor en gangwissel te voorzien. Daarom wordt dit concept veel gebruikt door hobbyisten die hun voertuig willen converteren naar een elektrische variant.

Als voorbeeld bekijken we de elektrificatie van een BMW 325i met achterwielaandrijving. Deze conversie is schematisch weergegeven in Fig. 5. De brandstofmotor wordt hierbij vervangen door een inductiemotor van het merk Siemens.



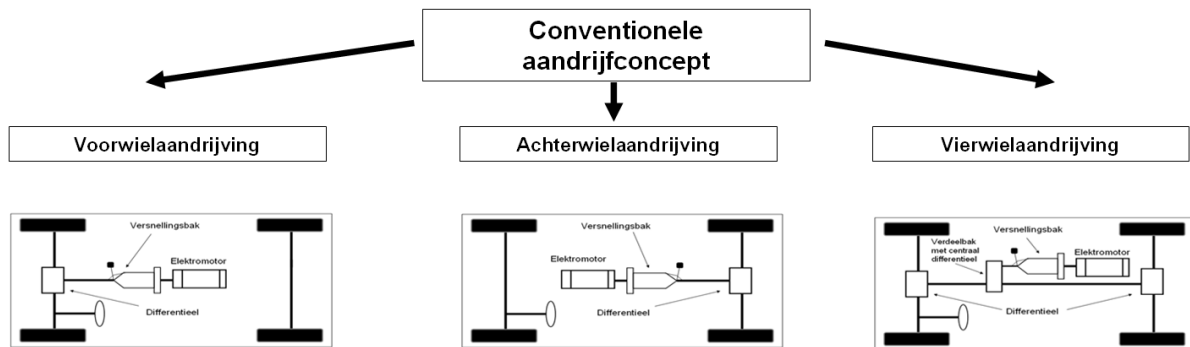
**Figuur 5. Conventioneel aandrijfconcept met achterwielaandrijving**

De inductiemotor wordt bij deze conversie rechtstreeks gekoppeld aan de gangwissel met geïntegreerd differentieel. Fig. 6 geeft visueel de conversie weer van de BMW 325i.



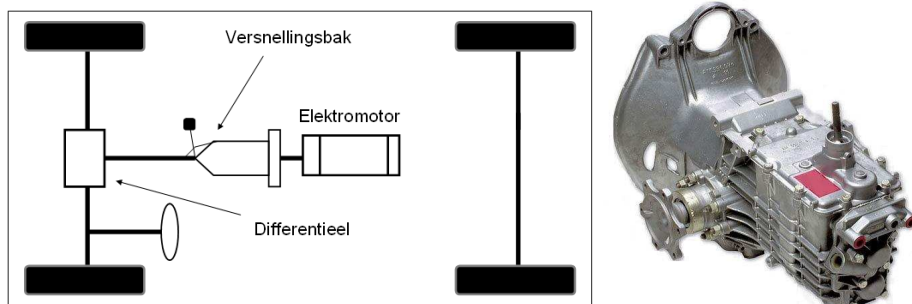
**Figuur 6. Elektrificatie van BMW 325i**

Het grote nadeel van het conventionele aandrijfconcept is het tamelijk hoge gewicht van de mechanische aandrijflijn aangezien men gebruik maakt van onderdelen die eigenlijk bestemd en ontworpen zijn op maat van een brandstofmotor. Men kan opteren om slechts gebruik te maken van enkele trappen van de gangwissel door bepaalde tandwielen te verwijderen. Op deze manier verkleint het gewicht slechts een fractie. Dezelfde conversie is ook mogelijk voor de voor- en vierwielaandrijving. Fig. 7 geeft alle mogelijke conventionele aandrijfconcepten schematisch weer.



**Figuur 7. Conventionele aandrijfconcepten**

Voor een 2CV-racewagen kan dit aandrijfconcept in aanmerking komen omwille van zijn eenvoud, lage kostprijs en relatief laag gewicht van de gangwissel t.o.v. hedendaagse voertuigen. Een 2CV maakt gebruik van voorwielaandrijving en de gangwissel met geïntegreerd differentieel weegt zo'n 25 kg. In vergelijking met hedendaagse voertuigen is dit een erg laag gewicht. Indien men een nieuwe 2CV-gangwissel wenst aan te kopen betaald men zo'n 1200€. In Fig. 8 is het conventionele aandrijfconcept met voorwielaandrijving en de originele 2CV-gangwissel weergegeven.



**Figuur 8. Conventionele aandrijfconcept met voorwielaandrijving en 2CV gangwissel**

Aangezien voorwielaandrijving een vereiste is kunnen we enkel de het aandrijfconcept van Fig. 8 toepassen. We vatten de voor- en nadelen van dit aandrijfconcept in Tabel 1 samen:

**Tabel 1. Voor- en nadelen conventionele aandrijfconcept**

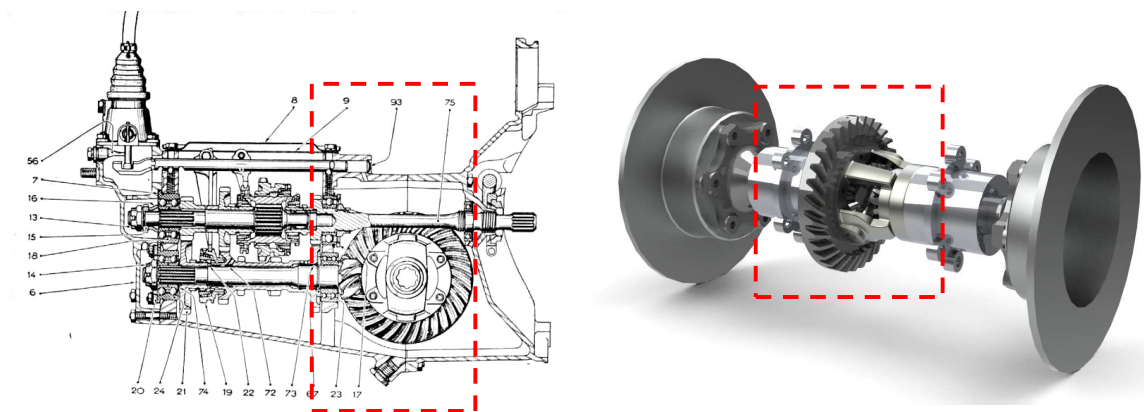
Voordelen	Nadelen
- Goedkoop	- Niet efficiënt
- Makkelijk te implementeren	- Hoog gewicht t.o.v. andere aandrijfconcepten
- Haalbaar op korte termijn	- Veel draaiende onderdelen (betrouwbaarheid daalt)
- Weinig nieuwe onderdelen nodig	

## 2. Aandrijfconcepten zonder gangwissel

Een tweede mogelijk aandrijfconcept gaat uit van het vervangen van de conventionele brandstofmotor en bijhorende gangwissel door componenten die eenzelfde functie bieden. Men noemt 'het aandrijfconcepten zonder gangwissel', omwille van het ontbreken van de gangwissel (= versnellingsbak). Dit concept maakt echter nog steeds gebruik van een mechanisch differentieel die dienst doet als reductietrap. De mogelijke aandrijfconcepten zonder gangwissel werden reeds schematisch weergegeven in Fig. 2.

De aandrijfconcepten zonder gangwissel zijn t.o.v. de conventionele aandrijfconcepten lichter in gewicht en hebben minder inbouwruimte nodig omdat de elektromotor en reductietrap minder ruimte innemen dan een elektromotor gekoppeld aan een gangwissel. Daarnaast zijn deze aandrijflijnen ook efficiënter. Men dient echter meestal wel enkele onderdelen zelf te ontwikkelen, wat maakt dat deze concepten iets duurder zijn dan de voorgaande.

Men gebruikt het differentieel meestal als reductietrap in deze aandrijfconcepten. Men kan het geïntegreerd differentieel verwijderen uit de gangwissel van een voertuig en hiervoor een nieuwe behuizing ontwerpen. Fig. 9 is de samenstellingstekening van een originele 2CV-gangwissel. Het differentieel is in rode kleur aangegeven. De overbrenging van rondselas op kroonwiel zorgt voor de reductietrap in dit geval. Indien de overbrengingsverhouding van rondselas op kroonwiel volstaat, dan kan men deze gebruiken als eindreductie in de aandrijving.



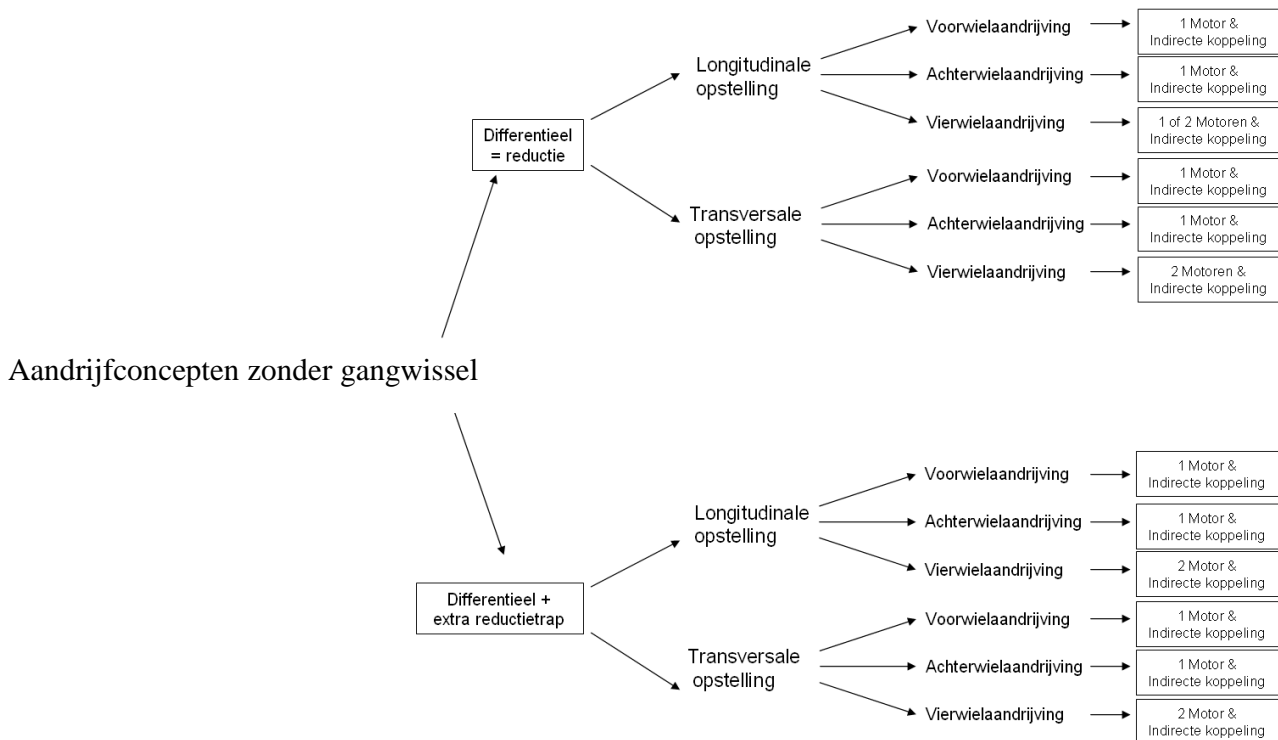
**Figuur 9. Differentieel 2CV**

Een andere optie is een bestaand differentieel aankopen. Fig. 10 toont een dergelijk nieuw differentieel dat verkrijgbaar is op de markt. Men moet er dan wel voor zorgen dat de aandrijfassen passen op het differentieel. Indien dit niet zo is moet een koppeling ontworpen worden.



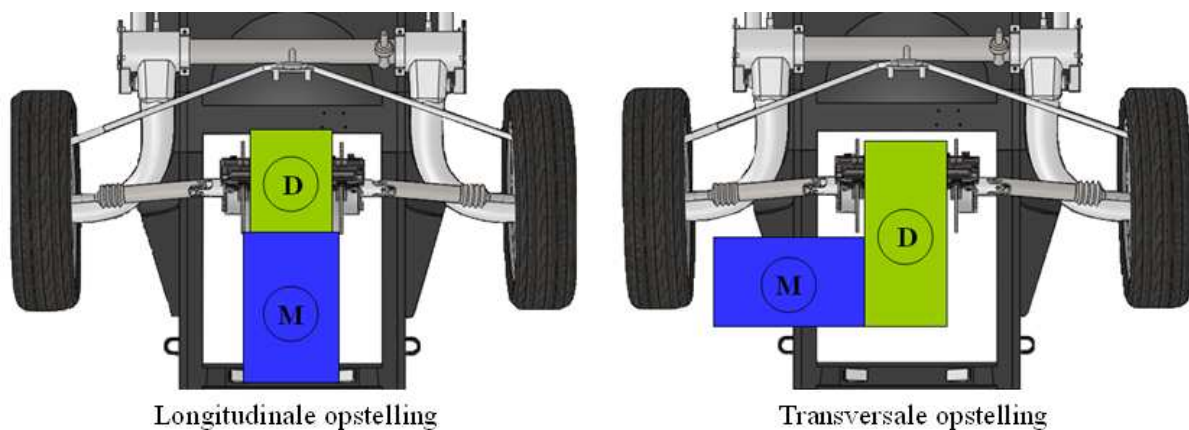
**Figuur 10. Verkrijgbaar differentieel op de markt**

Men maakt bij de aandrijfconcepten zonder gangwissel een onderscheid tussen een opstelling die gebruik maakt van het differentieel als eindreductie, en een opstelling die een extra reductietrap behoeft. De keuzes binnen de aandrijfconcepten zonder gangwissel zijn schematisch weergegeven in Fig. 11. Alle mogelijke aandrijfconcepten zonder gangwissel hebben net zoals bij de conventionele aandrijfconcepten een indirecte koppelingen van de motor t.o.v. wielen.



**Figuur 11. Keuzes binnen de aandrijfconcepten zonder gangwissel**

Indien de overbrengingsverhouding van het differentieel niet volstaat om voldoende tractiekracht en voldoende snelheid te bieden aan de wielen, moet nog een bijkomende reductietrap geïmplementeerd worden. Dit kan het geval zijn als de motorkeuze en motorvermogen reeds vast liggen, zoals bijvoorbeeld in onze toepassing. De extra reductie kan bestaan uit één- of meerdere reductietrappen. Men kan verder ook kiezen tussen een longitudinale of een transversale opstelling van de aandrijflijn. Hierbij kan men over het algemeen stellen dat een transversale opstelling compacter is dan de longitudinale opstelling. Qua gewichtsverdeling scoort de longitudinale opstelling ook iets beter. Beide opstellingen worden conceptueel weergegeven in Fig. 12.



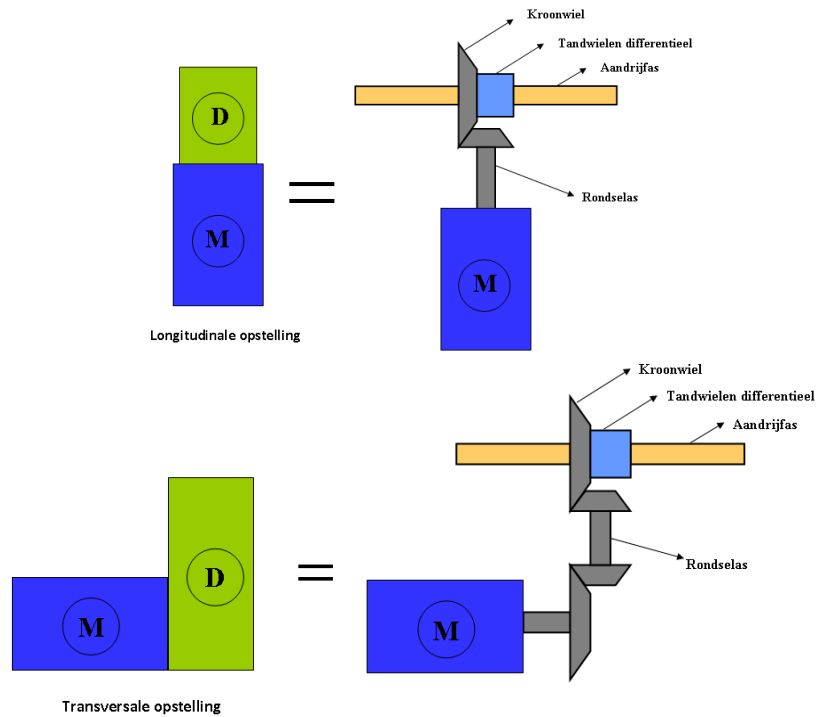
**Figuur 12. Longitudinale en transversale opstelling van de aandrijflijn op een 2CV-chassis**

Net zoals bij het conventionele aandrijfconcept is er op vlak van aandrijf lay-out keuze tussen voorwiel, achterwiel- en vierwielaandrijving. Omwille van randvoorwaarden zijn we in ons ontwerp beperkt tot de voorwiel aangedreven optie.

Indien we het differentieel van de huidige gangwissel willen gebruiken dient men te opteren voor de longitudinale opstelling omwille van eenvoud, gewichtsreductie en efficiëntie. Men moet echter na gaan of de overbrengingsverhouding van het differentieel voldoende is om de gewenste tractiekracht en topsnelheid te bieden. In bijlage 4 gaan we hier dieper op in. Indien dit niet het geval is moeten we een extra reductietrap implementeren of een andere elektromotor kiezen.

Indien men toch kiest voor de transversale opstelling moet een extra tandwieloverbrenging ontworpen worden die het motorkoppel loodrecht op de rondselsas overbrengt. Het extra tandwiel heeft echter een hoger totaalgewicht en een lagere efficiëntie tot gevolg. Zowel het longitudinale als het transversale concept worden conceptueel weergegeven in Fig. 13.





**Figuur 13. Interne onderdelen eindreductie longitudinale & transversale opstelling**

We vatten de voor- en nadelen van de aandrijfconcepten zonder gangwissel samen in Tabel 2:

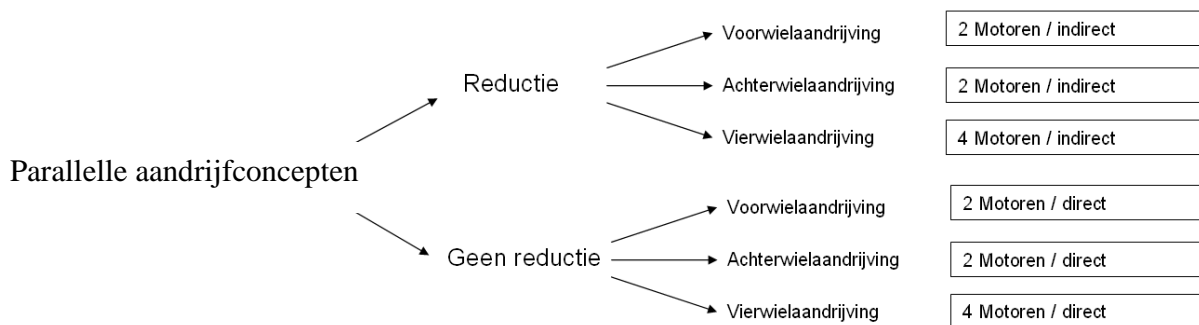
**Tabel 2. Voor- en nadelen van de aandrijfconcept zonder gangwissel**

Voordelen	Nadelen
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Relatief goedkoop te produceren</li> <li>- Haalbaar op korte termijn</li> <li>- Relatief makkelijk te implementeren</li> <li>- Relatief efficiënt</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Behoorlijk aantal custom-made onderdelen nodig</li> </ul>

### 3. Parallele aandrijfconcepten

Als derde mogelijke aandrijfconfiguratie beschouwen we de zogenaamde parallelle aandrijfconcepten. Wederom is hier een onderscheid mogelijk op vlak van lay-out van de aandrijving. We maken een onderscheid tussen voorwiel, achterwiel- en vierwielaandrijving. Omwille van de randvoorwaarden zijn enkel de voorwiel aangedreven concepten mogelijk voor onze toepassing. De mogelijke parallelle aandrijfconcepten werden reeds in Fig. 3 weergegeven.

Net zoals bij de aandrijfconcepten zonder gangwissel dient men eerst na te gaan of een extra reductietrap nodig is. Dit zal afhangen van de presentaties die de wagen moet leveren en het koppel en toerental van de gekozen elektromotor. Indien men kiest voor de voorwiel- of achterwielaandrijving, dan resulteert dit in twee motoren indirect of direct gekoppeld aan de wielen zoals te zien is in Fig. 14. Let op, dit is niet hetzelfde als het in-wheel aandrijfconcept. Bij de vierwielaandrijving zal men steeds gebruik maken van vier motoren, direct of indirect gekoppeld.



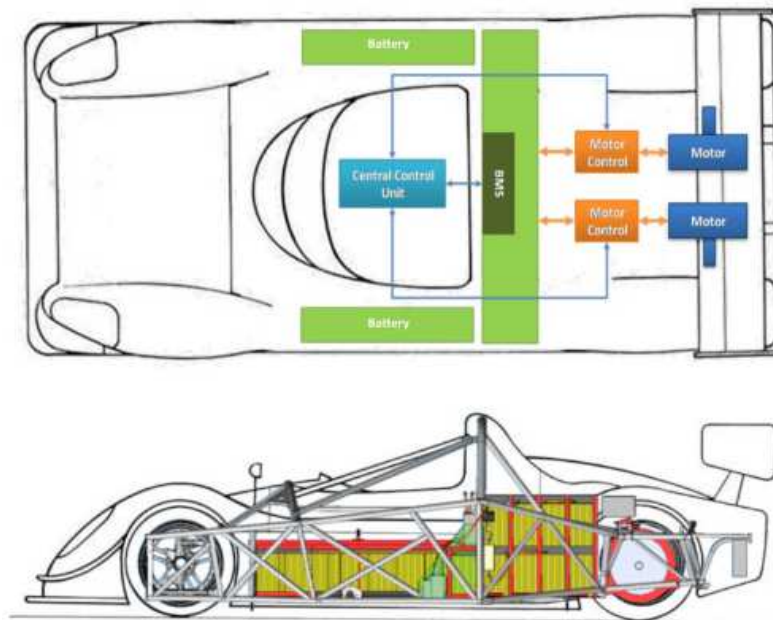
Figuur 14. Keuzes binnen de parallelle aandrijfconcepten

Het voordeel van dit aandrijfconcept is het ontbreken van een mechanische differentieel. Indien de elektromotor een laag gewicht heeft kan het interessant zijn om het nodige vermogen op te splitsen in twee of vier motoren (afhankelijk van de gekozen aandrijf lay-out). Dit is niet alleen beter voor de tractie op elk wiel van de wagen, maar dit concept kan ook een positieve invloed hebben op het totale gewicht van het voertuig. Indien het gewicht van de twee motoren lager is dan één elektromotor van hetzelfde vermogen gekoppeld aan een mechanisch differentieel, dan is het interessant dit concept toe te passen. Er geldt algemeen immers, hoe lager het totaalgewicht, hoe groter het bereik van de wagen.

Men moet echter wel een elektronisch differentieel (ED) voorzien ter vervanging van het mechanische differentieel. Anders bestaat het gevaar om uit de bocht te slippen. De ontwikkeling van een dergelijk elektronisch differentieel is een erg tijdrovende en complexe opdracht. De aankoop van een dergelijk systeem is dan weer duur. Omwille van beperkte tijd en financiële middelen leek het ons dan ook niet opportuun dit concept toe te passen. Tevens volgt uit de randvoorwaarden dat het toepassen van een dergelijk concept niet toegelaten is volgens het reglement van de 2CV-race. De originele aandrijfassen dient men bij de aandrijving te behouden.

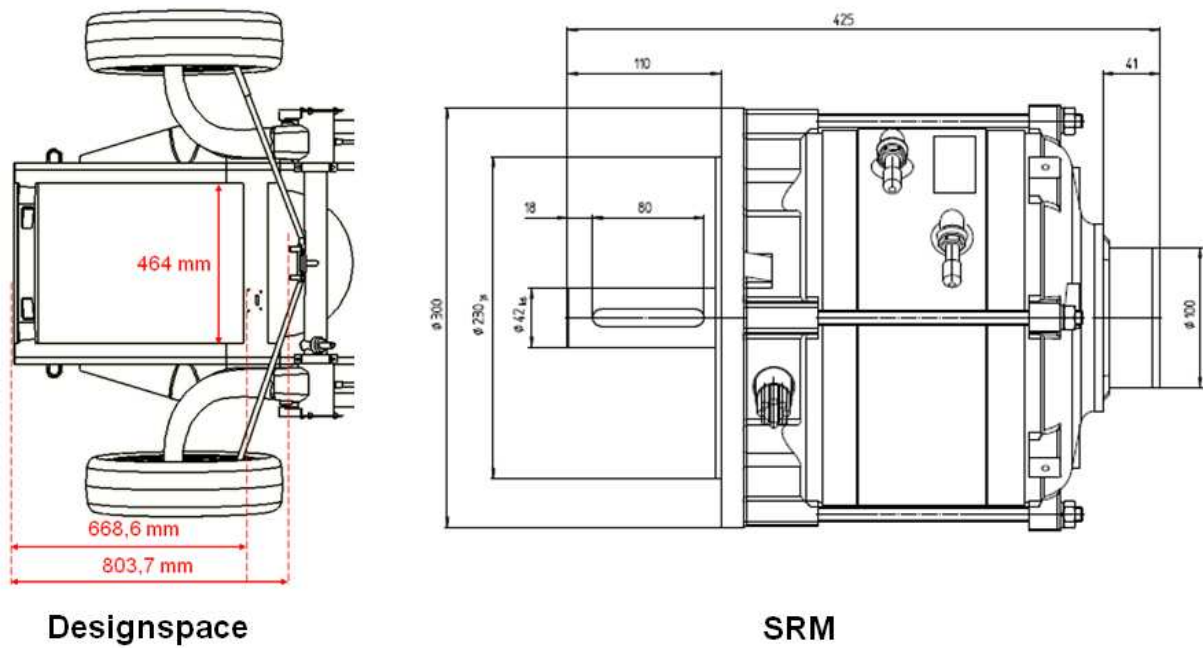
Het parallelle aandrijfconcept wordt bijvoorbeeld toegepast door een studententeam van Imperial College te Londen. Het team heeft als doel een elektrische racewagen te ontwikkelen welke van Ushuaia, de meest zuidelijke stad van de wereld, tot Prudhoe Bay in het verre noorden van Alaska kan rijden. Met dit initiatief wil het team aantonen dat het mogelijk is om lange afstanden te rijden met elektrische voertuigen. Daarnaast willen ze ook de reeds beschikbare technologie omtrent elektrische voertuigen promoten, net zoals het CQS Group T Racing Team. Het toegepaste aandrijfconcept is te zien in Fig. 15.

Men start in dit ontwerp van een reeds bestaande racewagen met lichtgewicht spaceframe en body uit composiet. Vervolgens implementeert men het achterwiel parallelle aandrijfconcept met twee permanent magneet synchrone elektromotoren. De 'Central Control Unit' fungeert in dit geval als elektronisch differentieel welke de controllers van de motoren zal aansturen opdat de motoren in een bocht aan verschillende snelheden draaien.



**Figuur 15. Parallelle aandrijfconcept toegepast door Racing Green Endurance Imperial College Londen**

De reden waarom deze racewagen gebruik maakt van het parallelle aandrijfconcept vloeit voort uit de keuze van de elektromotoren. Men maakt gebruik van permanent magneet synchrone motoren van de onderneming Evo Electric. Opmerkelijk aan deze motoren is het lichte gewicht en kleine afmetingen. Indien men zou beslissen om de reluctantiemotor, welke relatief grote afmetingen heeft, in een parallelle opstelling te implementeren in de 2CV-racewagen zou men plaatsgebrek ondervinden. Dit is mede een gevolg van de relatief kleine afmetingen van het 2CV-ladderframe waarop de motor moet geïmplementeerd worden. De afmetingen van de inbouwruimte en SR-motor worden weergegeven in Fig. 16.



Figuur 16. Inbouwruiimte 2CV racewagen - afmetingen SRM

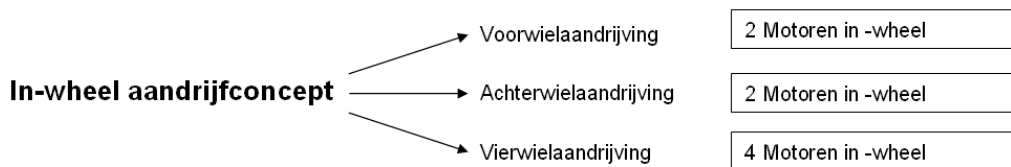
We vatten de voor- en nadelen van het parallelle aandrijfconcept samen in Tabel 3:

Tabel 3. Voor- en nadelen parallelle aandrijfconcept

Voordelen	Nadelen
- Haalbaar op korte termijn	- Relatief duur
- Relatief makkelijk te implementeren	- Elektronisch differentieel nodig
- Efficiënt	- Reglement laat dit concept niet toe

## 4. In-wheel aandrijfconcepten

Tot slot hebben we nog de in-wheel aandrijfconcepten. Hierbij wordt de elektromotor rechtstreeks in het wiel van het voertuig geïntegreerd. Bij de voorgaande aandrijfconcepten beweegt de rotor van de elektromotor steeds t.o.v. de stator. Bij de in-wheel motoren is dit net andersom, nu wordt de rotor aan de buitenkant van de motor uitgevoerd en de gefixeerde stator aan de binnenkant. De rotor zal tevens in dit geval dienst doen als as van het wiel waarop men de ophanging bevestigt. Net zoals bij de voorgaande aandrijfconcepten kunnen we een onderscheid maken op vlak van lay-out van de aandrijving. Afhankelijk van de lay-out van de aandrijflijn bevat het voertuig twee of vier elektromotoren. Fig. 17 toont schematisch de mogelijke keuzes en configuraties bij het ontwerp van een elektrisch voertuig met dit concept. Hierbij is op te merken dat er geen gebruik wordt gemaakt van een mechanisch differentieel, maar van een zogenaamd ED: elektronisch differentieel.



Figuur 17. Keuzes bij het in-wheel aandrijfconcept

In Fig. 18 is ter voorbeeld het Bridgestone in-wheel concept en het active-wheel concept van Michelin te zien. Bij het active-wheel concept van Michelin gaat men nog een stapje verder bij het integreren van meerdere functies. Men integreert namelijk ook de ophanging in het wiel. Meestal zijn het de permanent magneet synchrone motoren met een groot aantal polen of de BLDC-motoren die in aanmerking komen voor de in-wheel aandrijfconcepten.



Figuur 18. Bridgestone in-wheel motor & active-wheel concept van Michelin

Het grote voordeel van een in-wheel motor is het ontbreken van mechanische verliezen die zich voordoen in de transmissie. De draaiende onderdelen in de transmissie zorgen voor ongewenste verliezen in het aandrijfsysteem. Aangezien er bij het in-wheel aandrijfconcept geen overbrenging, aandrijfassen of differentieel nodig is, omdat de as van het wiel rechtstreeks op de motor gekoppeld is, heeft men bij dit aandrijfconcept het hoogste rendement van alle eerder besproken aandrijfconcepten.

In bepaalde gevallen gebruikt men nog wel een kleine planetaire tandwielset om het toerental te verlagen en het koppel komende van de motor te verhogen. Als we de evolutie bekijken komende van het conventionele aandrijfconcept tot het in-wheel aandrijfconcept, kunnen we stellen dat het aandrijfsysteem steeds compactere dimensies en minder energieverliezen heeft. Voor ons project lijkt het in-wheel aandrijfconcept erg interessant als men dit enkel vanuit een energetisch standpunt bekijkt. Ook op vlak van inbouwvrijheid zit er voor ons potentieel in dit concept.

Als men kijkt naar de van technische haalbaarheid op korte termijn moeten we toch concluderen dat de andere aandrijfconcepten interessanter zijn voor onze toepassing. Ook op vlak van beperkingen en randvoorwaarden is dit concept niet haalbaar. Het ontwerpen van een in-wheel motor op basis van een geschakelde reluctantiemotor vraagt tevens erg veel ontwikkeltijd en is duur.

Op dit moment zijn de meeste in-wheel motoren nog steeds in R&D fase. Enkele grote namen uit de voertuigindustrie zoals bv. Honda, Bridgestone, Michelin, Mitsubishi,... werken momenteel een in-wheel aandrijfconcept uit. Niet alleen voor auto's lijkt dit een interessant aandrijfconcept te zijn. Zo zijn er al elektrische scooters en vorkliften die gebruik maken van deze technologie.

We vatten de voor- en nadelen van het in-wheel aandrijfconcept samen in Tabel 4:

**Tabel 4. Voor- en nadelen in-wheel aandrijfconcept**

<b>Voordelen</b>	<b>Nadelen</b>
- Meest efficiënte aandrijfconcept	- Erg duur
- Makkelijk te implementeren (compact)	- Niet haalbaar op korte termijn
- Laag gewicht	- Elektronisch differentieel ontwerpen
	- Regelement laat dit concept niet toe

## 5. Conclusie

Indien we een waardig aandrijfconcept moeten kiezen voor onze toepassing, moeten we eerst besluiten dat op vlak van lay-out enkel de voorwiel aangedreven configuraties aan de orde komen. De redenen hiervoor vloeien voort uit de randvoorwaarden van het project. Om een algemene conclusie te vormen over de aandrijfconcepten vergelijken we de vier verschillende concepten onderling in een beslissingsmatrix a.d.h.v. enkele belangrijke parameters. Deze vergelijking is weergegeven in Tabel 5. De scores in deze beslissingsmatrix gaan van 0 tot 5 waarbij 0 staat voor de laagste score op een bepaalde parameter en 5 voor de hoogste score.

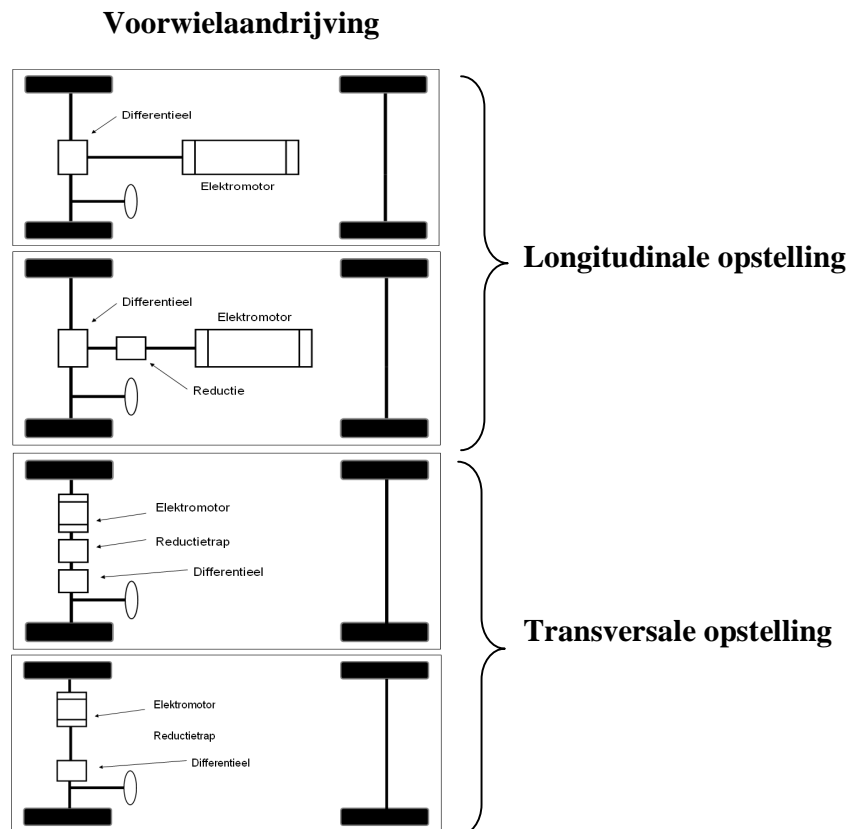
**Tabel 5. Beslissingsmatrix aandrijfconcepten**

<b>Aandrijfconcepten</b>	<b>Concept 1: Conventionele</b>	<b>Concept 2: Zonder gangwissel</b>	<b>Concept 3: Parallele</b>	<b>Concept 4: In-wheel</b>
Kostprijs	5	4	2	0
Gewicht & afmetingen	2	3	3	5
Haalbaarheid op korte termijn	5	4	3	0
Behoud van 2CV onderdelen	5	5	3	0
Efficiëntie	1	3	4	5
<b>Totaal</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>15</b>	<b>10</b>

Uit de beslissingsmatrix kunnen we concluderen dat het aandrijfconcept zonder gangwissel voor onze toepassing de meest interessante optie is. De reden hiervoor ligt vooral bij de randvoorwaarden van het CQS Group T Racing Team. Er dient een concept gekozen te worden dat goedkoop en realiseerbaar is op korte termijn. Om die reden verkiezen we het longitudinale aandrijfconcept zonder gangwissel. Uit de randvoorwaarden volgt tevens dat het type elektromotor reeds gekozen is. Men dient hier rekening mee te houden bij de keuze van het aandrijfconcept. Dit maakt bijvoorbeeld dat het parallelle aandrijfconcept minder wenselijk is om te implementeren omwille van hoog motorgewicht. Indien men twee SR-motoren implementeert in parallelle opstelling vertrekt men van  $\pm 140$  kg bij het ontwerp van de aandrijving. Het conventionele aandrijfconcept heeft een iets lagere score omwille van het extra en nutteloze gewicht van de originele gangwissel. Ook op vlak van efficiëntie kan dit concept niet tippen aan de andere aandrijfconcepten. De in-wheel aandrijfconcepten krijgen de laagste score omdat deze op vlak van haalbaarheid op korte termijn en kostprijs een minimale score halen.

## Bijlage 4: Bepaling aantal reductietrappen

In bijlage 3 werden de mogelijke aandrijfconcepten voor een elektrisch voertuig besproken. We concluderen dat het aandrijfconcept zonder gangwissel voor onze toepassing de meest interessante oplossing is. Dit concept biedt een ideaal compromis tussen efficiëntie, kostprijs en technische haalbaarheid op korte termijn. Fig. 1 geeft schematisch de mogelijke aandrijfconcepten zonder gangwissel. In bijlage 3 kwamen we tevens tot de conclusie dat de longitudinale opstelling de voorkeur genoot voor onze toepassing in functie van inbouwruimte.



**Figuur 1. Aandrijfconcepten zonder gangwissel**

Zoals te zien is in Fig. 1 kan men bij de aandrijfconcepten zonder gangwissel kiezen of men naast het differentieel als reductie, ook gebruik maakt van een extra reductietrap in de aandrijving. Om te bepalen of het al dan niet interessant is om te werken met een één- of tweetrapsreductie in de elektrische racewagen, werd een haalbaarheidsstudie uitgevoerd. Een eerste concept gaat uit van slechts één reductietrap in de aandrijving. Hierbij doet het differentieel dienst als reductietrap.

Een tweede concept gaat uit van twee reductietrappen, waarvan één het differentieel omvat. Indien dit concept haalbaar, en interessant blijkt te zijn voor onze toepassing, dienen we te kiezen voor een extra tandwielkast in combinatie met het originele differentieel.



Om een vergelijkende studie uit te voeren tussen concept 1 (gebruik van slechts één reductietrap) en concept 2 (tweetraps-reductie) vertrekken we van volgende 2CV-gegevens uit de handleiding van het voertuig:

- Aantal tanden rondselas: 8
- Aantal tanden kroonwiel: 33
- Overbrengingsverhouding (i) van het differentieel: 8/33

Volgende gegevens werden geschat:

- $r_{\text{wiel}} = \frac{0,57}{2} = 0,285\text{m}$
- $m_{2\text{CV}} = 850\text{kg}$

## 1. Vereisten mechanische aandrijflijn

Als we kijken naar de vereisten voor de mechanische aandrijflijn, dient deze aan de volgende criteria te voldoen:

- Lichtgewicht
- Hoge efficiëntie
- Betrouwbaarheid
- Lage kostprijs

Allereerst moet de elektrische aandrijflijn zo licht mogelijk ontworpen worden. Het is belangrijk om het totale gewicht van de racewagen zo laag mogelijk te houden. Op die manier kan men het bereik van de wagen maximaliseren.

Als tweede criterium dient de aandrijflijn een hoge efficiëntie na te streven. Ook dit criterium heeft zijn invloed op het bereik van de racewagen.

De overbrenging moet verder ook betrouwbaar zijn. Onder betrouwbaarheid verstaan we dat de transmissie het niet mag begeven tijdens de race. Plots stilvallen omwille van asbreuk kan leiden tot gevaarlijke situaties op het circuit. Bovendien moet men in geval van een panne de transmissie snel, en eenvoudig kunnen vervangen. Algemeen kunnen we stellen: hoe meer draaiende onderdelen, hoe lager de efficiëntie en hoe onbetrouwbaarder het concept.

Tot slot dient men te kiezen voor een concept dat zo goedkoop mogelijk gebouwd kan worden. Hoe meer onderdelen die we kunnen overnemen uit de originele aandrijving, hoe beter dus.

Als men kijkt naar de randvoorwaarden, moet men ook rekening houden met het koppel en het toerental van de motor. Er dient een ideale overbrengingsverhouding gekozen te worden in functie van koppel en toerental. Om een idee te krijgen van de ideale overbrengingsverhouding werden enkele simulaties uitgevoerd. Het zelf geschreven programma dat hiervoor werd gebruikt, wordt in Bijlage 5 uitvoerig besproken.

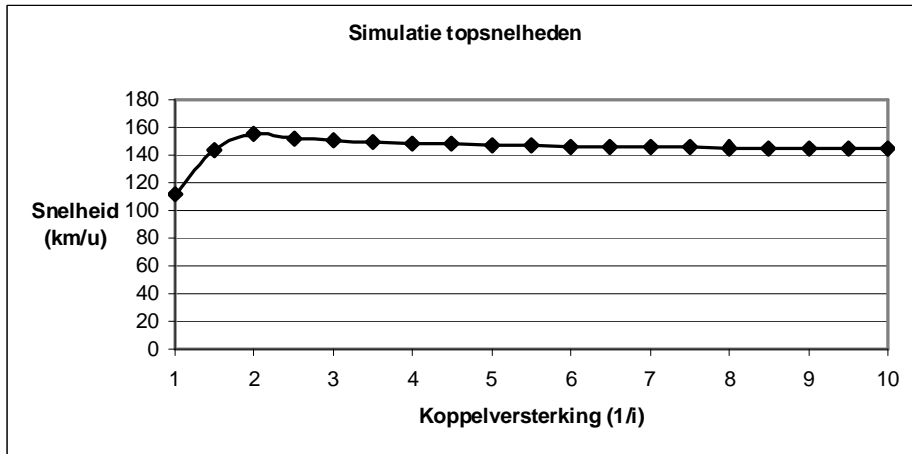
Indien we de overbrengingsverhouding (i) van nul tot tien uitzetten in functie van de topsnelheid, acceleratie en toerental krijgen we een beeld van de ideale overbrengingsverhouding voor onze toepassing.

Tabel 1 geeft de bekomen waarden uit simulaties van topsnelheid, acceleratietijd en maximum toerental bij verschillende overbrengingsverhoudingen. Uit de tabel kunnen we afleiden dat de oranje waarden als overbrengingsverhouding (1,000 tot 0,333) een te lage acceleratietijd hebben dan de gewenste acceleratiespecificatie. In bijlage 2 concludeerden we dat de acceleratie van 0 tot 100 km/u onder de 17 seconden moet liggen. Bij de overbrengingsverhoudingen in rode kleur (0,125 tot 0,100) bekomen we een te hoog maximum toerental. Het maximum toerental van de reluctantiemotor bedraagt immers 10 000 rpm.

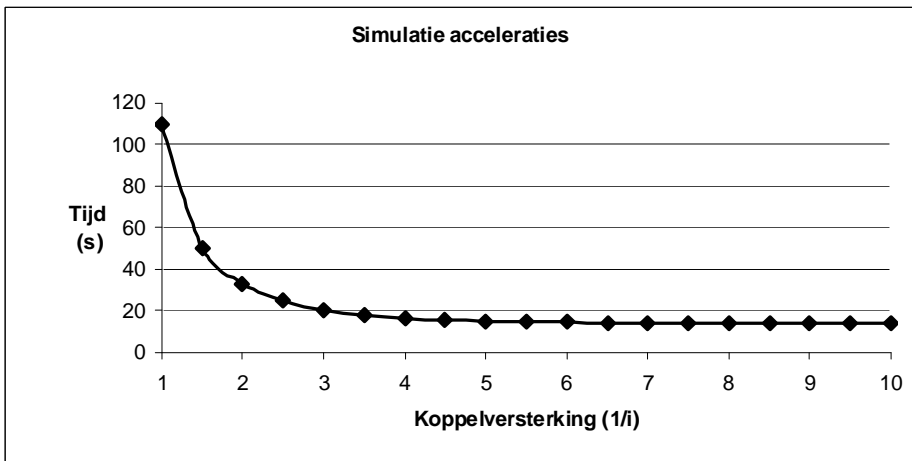
**Tabel 1. Simulaties Matlab Simulink**

overbrengingsverhouding (i)	Topsnelheid [km/u]	Acceleratietijd 0 tot 100 [s] [s]	Maximum toerental [rpm]
1,000	111,5	110	1020,5
0,667	143,72	50	1972
0,500	154,68	33	2830
0,400	152	24,5	3477,5
0,333	150,25	20	4123
0,286	149,1	17,5	4774
0,250	148,25	16,2	5424
0,222	147,46	15,5	6070
0,200	147	15	6720
0,182	146,46	14,5	7368
0,167	146	14,4	8018
0,154	145,78	14	8667
0,143	145,45	14	9320
0,133	145,27	14	9966
0,125	145	14	10600
0,118	144,9	14	11266
0,111	144,7	14	11915
0,105	144,6	14	12565
0,100	144	14	13225

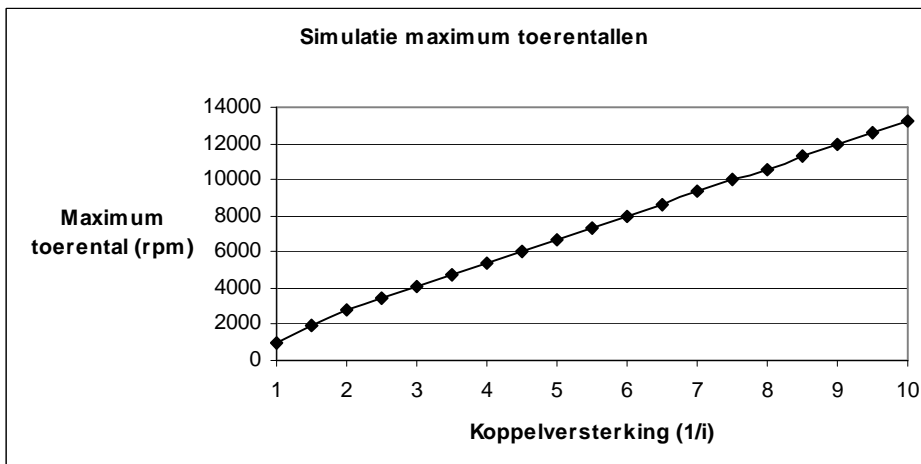
De bijhorende grafieken van de gesimuleerde topsnelheden, acceleraties en maximumtoerentallen worden respectievelijk weergegeven in Fig. 2, Fig. 3 en Fig. 4. Uit de simulaties kunnen we afleiden dat de ideale overbrengingsverhouding zich tussen de 0,133 en 0,250 bevindt. De meest ideale overbrengingsverhouding in deze simulatie is 0,154. Hierbij bereikt men een topsnelheid en acceleratie die voldoet aan de gewenste voertuigspecificaties. Tevens bereikt men bij deze topsnelheid een maximum toerental van 8667 rpm. Dit toerental ligt lager dan de maximaal bereikbare 10 000 rpm, dus kunnen we stellen dat deze overbrengingsverhouding haalbaar is.



**Figuur 2. Simulatie topsnelheden**



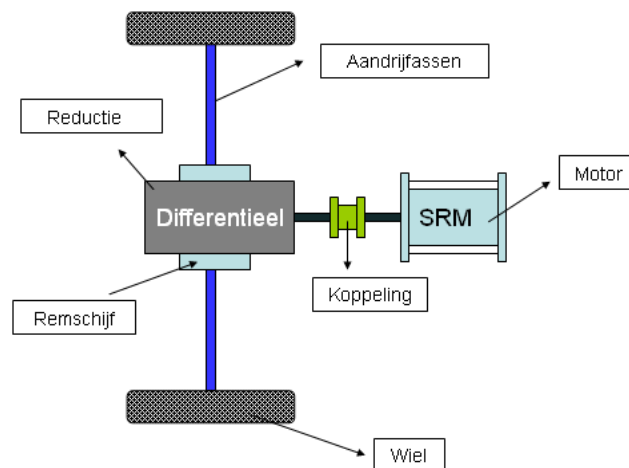
**Figuur 3. Simulatie acceleraties**



**Figuur 4. Simulatie maximum toerentallen**

## 2. Differentieel als eindreductie: concept 1

Een eerste concept voor de ontwikkeling van een longitudinale aandrijflijn zonder gangwissel maakt enkel gebruik van het differentieel als reductietrap. Dit concept scoort goed op alle streefdoelen die vooropgesteld worden in deze thesis. Indien we dit concept gebruiken kunnen we uitgaan van een erg hoge efficiëntie. De efficiëntie bij kegeltandwiel-overbrengingen kan zelfs oplopen tot 95 à 99 %. Het gebruik van het differentieel is tevens een goedkope oplossing aangezien de rondselas en kroonwiel van de huidige 2CV aandrijving kunnen overgenomen worden indien de overbrengingsverhouding voldoende is voor de toepassing. Concept 1 is afgebeeld in Fig. 5



Figuur 5. Concept 1

Het toepassen van dit concept bespaart bovendien productiekosten van een nieuwe rondselas en differentieeltandwielen. Men kan immers als alternatief opteren om zelf een differentieel te ontwerpen met een ideale overbrengingsverhouding in functie van de gewenste wagenprestaties. Indien men zelf deze onderdelen dient te ontwerpen en te produceren kan de kostprijs echter wel erg hoog oplopen. Omdat deze thesis kadert in een studentenproject waarbij er zelf naar middelen moet gezocht worden, betekent dit dat onze aandrijflijn ook binnen de beschikbare budgetten moet vallen. Verder is de tijdspanne van één jaar onvoldoende om zelf alle onderdelen op maat te ontwikkelen. Ten slotte dienen we bij dit concept voor elk onderdeel van de aandrijving te streven naar een lage massa.

Om de haalbaarheid van dit concept te onderzoeken vertrekken we van de specificaties van het differentieel. Het kroonwiel bevat 33 tanden. Het kegeltandwiel op de rondselas heeft 8 tanden. De overbrengingsverhouding van het differentieel bedraagt dus  $8/33$ . Met deze overbrenging kunnen we nu het toerental van de aandrijflijn berekenen bij 100 km/u.

$$v = 100 \frac{km}{u} = 27,8 \frac{m}{s}$$

$$\omega_{as,100km/u} = \frac{v}{r_{wiel}} = 97,5 \frac{rad}{s}$$

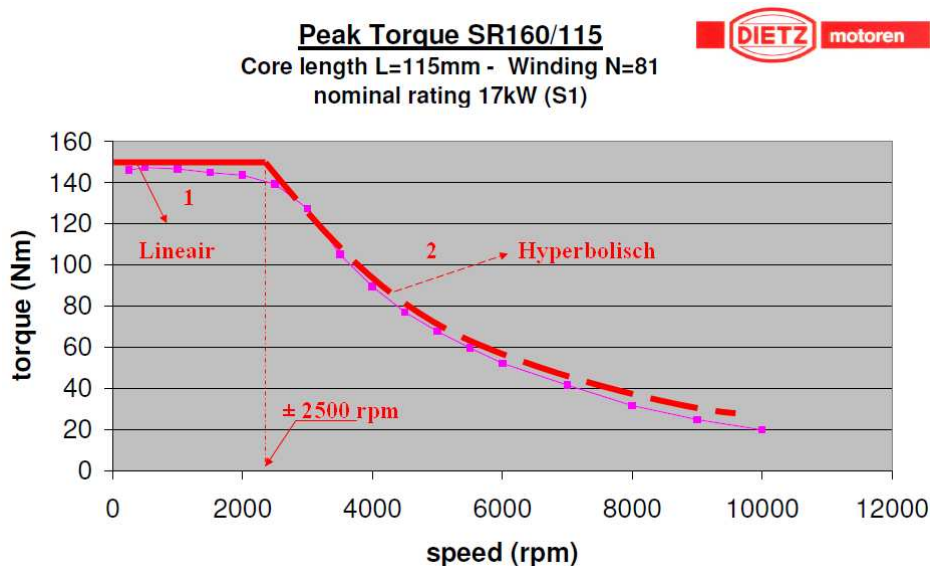
$$\omega_{mot,100km/u} = \omega_{as,100km/u} \cdot \frac{1}{i} = 97,5 \frac{rad}{s} \cdot \frac{1}{\frac{8}{33}} = 402,2 \frac{rad}{s}$$

$$n_{mot,100km/u} = \omega_{mot,100km/u} \cdot \frac{60}{2\pi} = 3840 rpm$$

De motor zal in een toerentalgebied van 0 tot 3840 toeren per minuut werken indien men van 0 tot 100 km/h optrekt. We kunnen nu als eerste criterium de tijd berekenen die nodig is om het voertuig van 0 tot 100 km/u te laten accelereren. We zullen met andere woorden de acceleratie als belangrijkste criterium nemen bij de ontwikkeling van de racewagen.

Een belangrijke input bij deze rudimentaire berekeningen van de acceleratiespecificaties is het motorkoppel. Deze kunnen we aflezen op de koppel-toerental karakteristiek van de SR-motor. Voor de koppel-toerental karakteristiek en de specificaties van deze motor verwijzen we naar bijlage 6.

Om de berekeningen te vereenvoudigen splitsen we de karakteristiek op in zijn lineair en hyperbolisch gedeelte zoals te zien is in Fig. 6. In het lineair gebied ligt het koppel vast, maar in het hyperbolische gedeelte werken we met een gemiddelde koppelwaarde d.m.v. interpolatie.



**Figuur 6. Lineair en hyperbolische gebied koppel-toerentalcurve SRM**

We berekenen vervolgens de snelheid bij overgang van lineair naar hyperbolisch gebied:

$$v_{wissel} = n_{mot} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot r_{wiel} \cdot i = 2500rpm \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,285 \cdot \frac{8}{33} = 18,1m/s = 65km/u$$

- 0 km/u tot 65 km/u:

$$T_{mot,max} = 150Nm$$

$$T_{as} = T_{mot} \cdot \frac{1}{i} = 150Nm \cdot 4,125 = 618,75Nm$$

$$a = \frac{T_{as}}{r_{wiel} \cdot m_{2CV}} = \frac{618,75Nm}{0,285m \cdot 850kg} = 2,55m/s^2$$

$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{18,1m/s}{2,655m/s^2} = 6,82s$$

- 65 km/u tot 100 km/u:

$$T_{mot,2500rpm} = 150Nm$$

$$T_{mot,3840rpm} = 90Nm$$

(de gemiddelde koppelwaarde wordt hier bepaald d.m.v. interpolatie)

$$T_{mot,gem} = 120Nm$$

$$T_{as} = T_{mot} \cdot \frac{1}{i} = 120Nm \cdot \frac{1}{\frac{8}{33}} = 495Nm$$

$$a = \frac{T_{as}}{r_{wiel} \cdot m_{2CV}} = \frac{495Nm}{0,285m \cdot 850kg} = 2,04m/s^2$$

$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{27,78m/s - 18,1m/s}{2,04m/s^2} = 4,75s$$

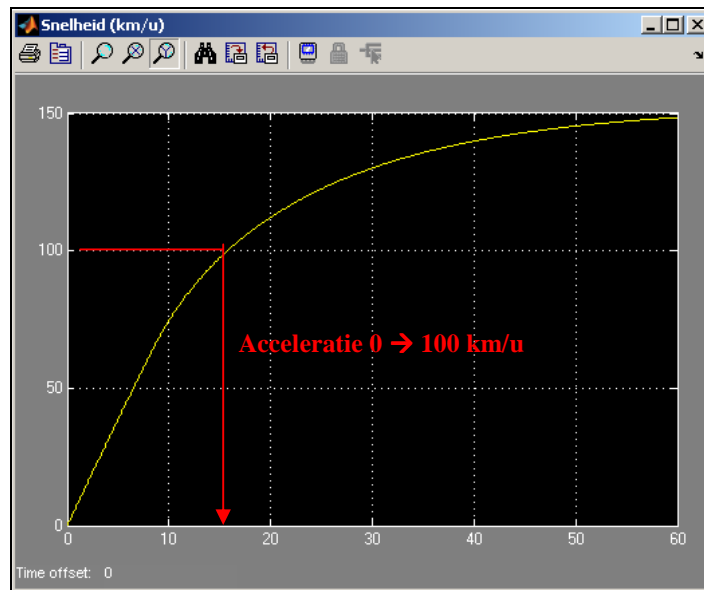
- totale tijd om op te trekken van 0 tot 100 km/u bedraagt:

$$t_{tot} = 6,82s + 4,75s = 11,57s$$

Deze rudimentaire berekening houdt echter geen rekening met de weerstandskrachten die inwerken op het voertuig. Ze geven ons wel een eerste indruk van de prestaties van het voertuig in functie van het toegepaste concept.

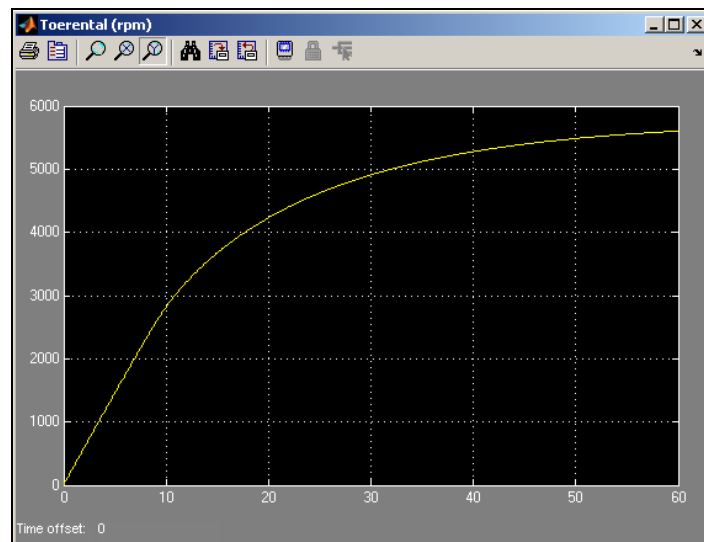
Om meer realistische waarden te bekomen op vlak van topsnelheid en acceleratie werd een simulatieprogramma in Matlab geschreven. Dit simulatieprogramma wordt beschreven in bijlage 5.

Indien men concept 1 simuleert in dit programma bekomt men een topsnelheid van 152 km/u en een acceleratie 0 tot 100 km/u in 14,5 seconden. Het maximum toerental bedraagt bij deze topsnelheid 5730 rpm. Fig. 7 en Fig. 8 geven de simulatiegrafieken bij een overbrengingsverhouding van 8/33.



Snelheid [km/u]  
Tijd [s]

Figuur 7. Simulatie snelheid concept 1



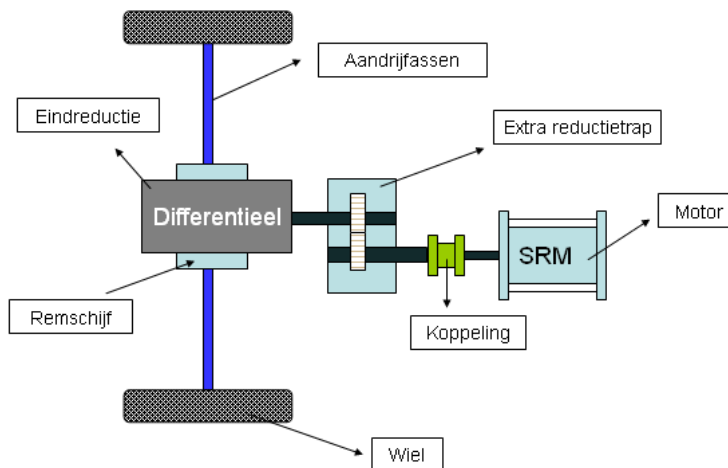
Toerental [Rpm]  
Tijd [s]

Figuur 8. Simulatie toerental concept 1

### 3. Gebruik van twee reductietrappen: concept 2

Wanneer we een extra reductietrap zouden implementeren, dan zal de aandrijflijn zwaarder, en minder efficiënt worden. We schatten dit extra gewicht van tandwielen, assen en behuizing op zo'n 15 kg. Tevens zou het implementeren van een extra reductietrap de kostprijs verhogen. Indien men opteert om te werken met maatwerk dan loopt de prijs erg hoog op.

Concept 2 blijkt tevens op het eerste zicht niet haalbaar te zijn omwille van de beperkte inbouwruimte in het voertuig. Concept 1 zit immers al op het randje van mogelijke inbouw. Indien men een extra trap in de aandrijflijn implementeert zal de totale mechanische aandrijflijn groter worden, en meer inbouwruimte vergen dan mogelijk. Fig. 9 toont schematisch hoe concept 2 er zou kunnen uitzien.



Figuur 9. Concept 2

Concept 2 bevat naast het originele differentieel, een extra reductietrap in de mechanische aandrijving. Indien men kiest om dit concept toe te passen, dient men in functie van de vereiste wagenspecificaties de overbrenging van de extra reductietrap te bepalen. Uit de simulaties blijkt dat een overbrengingsverhouding van 0,154 ideaal is voor onze toepassing. Om deze overbrengingsverhouding te bekomen in de aandrijflijn moet de extra reductietrap een overbrengingsverhouding van 0,637 voorzien. Het differentieel in concept 2, dat dienst doet als eindreductie, voorziet immers een overbrengingsverhouding van 8/33. De totale reductie bedraagt dan:

$$\text{Totale overbrengingsverhouding (i)} = 0,637 \times \frac{8}{33} = 0,154$$

Om de haalbaarheid van dit concept te onderzoeken werd een rudimentaire studie van de acceleratiespecificaties uitgevoerd. Hierbij werd geen rekening gehouden met de weerstandskrachten die inwerken op het voertuig. De totale overbrengingsverhouding  $i$  van concept 2 bedraagt ditmaal 0,154.



Verder zal het gewicht van de wagen stijgen met 15 kg omwille van de extra reductietrap. Dit maakt dat de wagen nu naar schatting 865 kg zal wegen.

$$v = 100 \frac{\text{km}}{\text{u}} = 27,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\omega_{as,100\text{km/u}} = \frac{v}{r_{wiel}} = 97,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{mot,100\text{km/u}} = \omega_{as,100\text{km/u}} \cdot \frac{1}{i} = 97,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{0,154} = 633 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$n_{mot,100\text{km/u}} = \omega_{mot,100\text{km/u}} \cdot \frac{60}{2\pi} = 6044,7 \text{rpm}$$

De motor zal werken in een toerentalgebied van 0 tot 6044,7 toeren per minuut indien men van 0 tot 100 km/h optrekt. We kunnen nu wederom als eerste criterium de tijd berekenen die nodig is om het voertuig van 0 tot 100 km/u te laten accelereren. Net zoals voorgaande rudimentaire berekening zullen we de koppel-toerental karakteristiek van de reluctantiemotor opdelen in twee gebieden.

We berekenen de snelheid bij de overgang van het lineair naar het hyperbolisch gebied:

$$v_{wissel} = n_{mot} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot r_{wiel} \cdot i = 2500 \text{rpm} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,285 \cdot 0,154 = 11,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 41,36 \frac{\text{km}}{\text{u}}$$

- 0 km/u tot 41,36 km/u:

$$T_{mot,max} = 150 \text{Nm}$$

$$T_{as} = T_{mot} \cdot \frac{1}{i} = 150 \text{Nm} \cdot \frac{1}{0,154} = 975 \text{Nm}$$

$$a = \frac{T_{as}}{r_{wiel} \cdot m_{2CV}} = \frac{975 \text{Nm}}{0,285 \text{m} \cdot 865 \text{kg}} = 3,95 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{11,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,95 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 2,91 \text{s}$$

- 41,36 km/u tot 100 km/u:

$$T_{mot,2500\text{rpm}} = 150 \text{Nm}$$

$$T_{mot,6044,7\text{rpm}} = 50 \text{Nm}$$

(de gemiddelde koppelwaarde wordt hier bepaald d.m.v. interpolatie)

$$T_{mot, gem} = 100 Nm$$

$$T_{as} = T_{mot} \cdot \frac{1}{i} = 100 Nm \cdot \frac{1}{0,154} = 650 Nm$$

$$a = \frac{T_{as}}{r_{wiel} \cdot m_{2CV}} = \frac{650 Nm}{0,285 m \cdot 865 kg} = 2,64 m/s^2$$

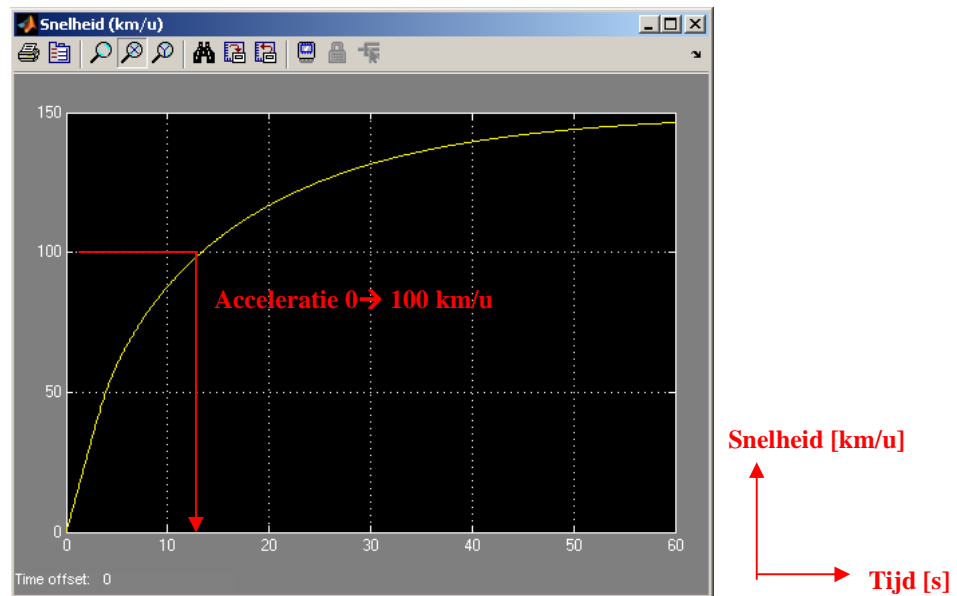
$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{27,78 m/s - 11,5 m/s}{2,64 m/s^2} = 6,16 s$$

- totale tijd om op te trekken van 0 tot 100 km/u bedraagt:

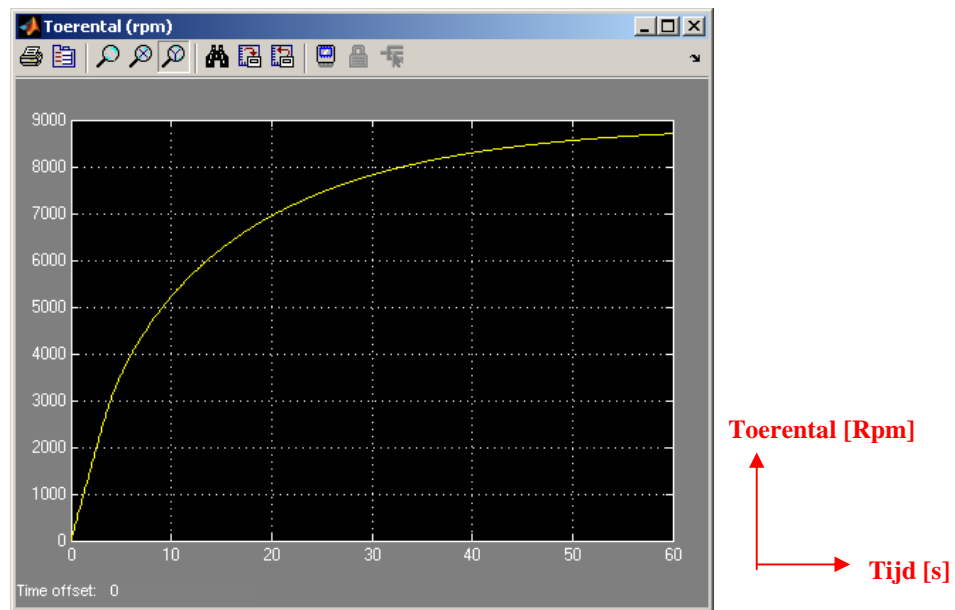
$$t_{tot} = 2,91 s + 6,16 s = 9,07 s$$

Deze rudimentaire berekening houdt echter geen rekening met de weerstandskrachten die inwerken op het voertuig. Ze geven ons wel een eerste indruk van de prestaties van het voertuig in functie van het toegepaste concept. We kunnen wel besluiten dat concept 2 betere acceleratiespecificaties biedt in vergelijking met concept 1. Indien we concept 2 implementeren trekken we op 2,5 seconden sneller op in vergelijking met concept 1.

Indien men concept 2 simuleert in het programma bekomt men een topsnelheid van 150 km/u en een acceleratie van 0 tot 100 km/u in 13,4 seconden. Het maximum toerental bedraagt bij deze topsnelheid 8888 rpm. Fig. 10 en Fig. 11 geven de simulatiegrafieken bij een overbrengingsverhouding van 0,154.



Figuur 10. Simulatie snelheid concept 1



**Figuur 11. Simulatie toerental concept 1**

## 4. Conclusie

Als we de gesimuleerde prestaties van concept 1 en 2 met elkaar vergelijken (zie Tabel 2 en Tabel 3) kunnen we besluiten dat concept 2 in functie van de vooropgestelde voertuig-specificaties beter scoort dan concept 1. Beide concepten bereiken de vooropgestelde topsnelheid van 144 km/u. Hierbij lopen de toerentalen niet op tot boven de grenswaarde van de SR-motor. Concept 2 scoort echter beter op acceleratie vanuit stilstand.

**Tabel 2: Simulaties Concept 1**

Topsnelheid [km/u]	Acceleratie 0 tot 100 km/u [s]	Maximum toerental [rpm]
152	14,5	5730

**Tabel 3: Simulaties Concept 2**

Topsnelheid [km/u]	Acceleratie 0 tot 100 km/u [s]	Maximum toerental [rpm]
150	13,4	8888

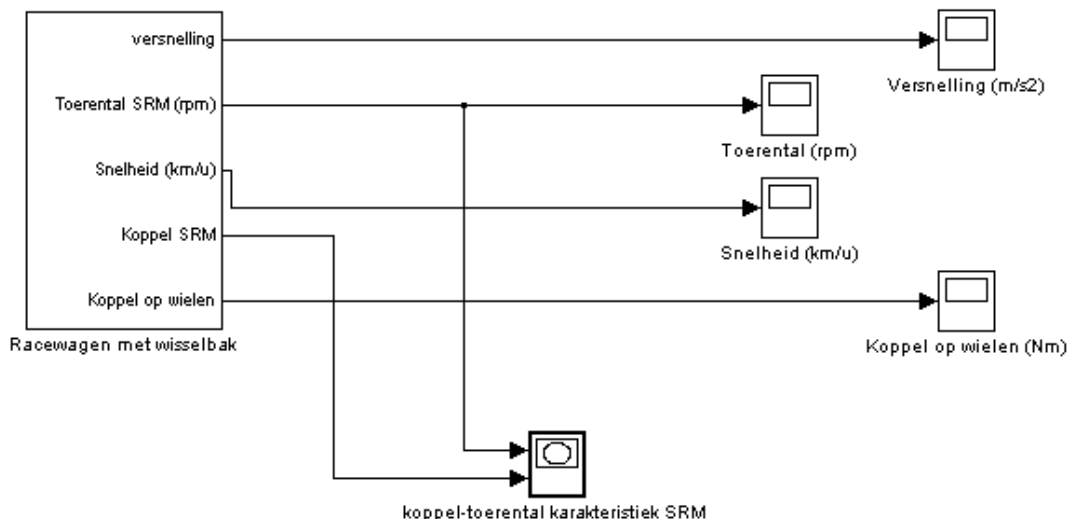
Als we verder rekening houden met de beschikbare inbouwruimte en kostprijs, dienen we toch te opteren voor concept 1. Dit concept vergt minder inbouwruimte dan concept 2 en kost minder. Verder zijn er minder draaiende onderdelen, waardoor de betrouwbaarheid stijgt en er minder wrijvingsverliezen zijn. Tevens zal het ontwerpen van de extra reductietrap in concept 2 extra tijd kosten. Aangezien de tijdspanne om het ontwerp te realiseren erg kort is, is het aangewezen te opteren voor concept 1.

## Bijlage 5: MatLab Simulink-programma

Om een idee te krijgen van de voertuigprestaties bij bepaalde wagenparameters zoals massa, overbrengingsverhouding, luchtweerstand, enz... werd een programma in MatLab Simulink geschreven. Op deze manier omzeilen we lange en iteratieve berekeningen bij het kiezen van een bepaald concept. De output van het programma geeft grafieken over snelheid, acceleratie en toerental van de motor in functie van tijd. Daarnaast integreerden we ook een berekening die toelaat een extra reductietrap te simuleren. Deze kan al dan niet vast of schakelbaar ingesteld worden in het programma.

Er werd gekozen om het programma te schrijven in MatLab Simulink. Simulink, een extensie van de rekenkundige softwareomgeving MatLab, is een modelgebaseerde simulatieomgeving die toelaat dynamische systemen te simuleren. Het is een grafisch programma waarmee men het systeem kan modeleren door het tekenen van blokschema's. De gebruikte blokken omvatten wiskundige operaties. Door de blokken met elkaar te linken kan men een wiskundig model van het systeem genereren.

Bij het openen van de programmatuur krijgt men Fig. 1 te zien. In deze figuur ziet men links de functionele blok genaamd 'Racewagen met wisselbak'. We noemen deze blok zo omdat we kunnen kiezen of we met één of twee al dan niet schakelbare trappen (zoals een wisselbak) werken. De versnelling, snelheid van het voertuig, het toerental en koppel van de reluctantiemotor, en het koppel op de wielen zal door deze blok gesimuleerd worden. De functionele blok, die het wiskundige model omvat, is daarom geconnecteerd met grafieken. Het zijn deze grafieken waar we geïnteresseerd in zijn bij het simuleren van een bepaald concept.



Figuur 1. Beginscherm Simulink programma

Men kan in het blok 'Racewagen met wisselbak' de parameters van het voertuig ingeven door hierop dubbel te klikken in het programma. Het invoerscherm dat men dan te zien krijgt is weergegeven in Fig. 2. Zoals de naam van de functionele blok het al aangeeft, bezit het wiskundig model de mogelijkheid om al dan niet een wisselbak te implementeren. Deze wisselbak heeft slechts twee trappen. Parameter '1<sup>ste</sup> trap' staat in voor het simuleren van de koppelversterking (1/i) van de eerste reductietrap, '2<sup>de</sup> trap' stelt de koppelversterking (1/i) van de tweede reductietrap voor. In de programmatuur kan men bovendien instellen of deze reductietrappen vast of schakelbaar moeten zijn. Indien men een schakelbare wisselbak wenst te implementeren dient men de snelheid in te geven waarbij er moet geschakeld worden naar een volgende versnelling. Men kan ook kiezen om slechts één reductietrap te simuleren. Naast de koppelversterking van de trappen dient men ook volgende wagenparameters in te geven in het programma:

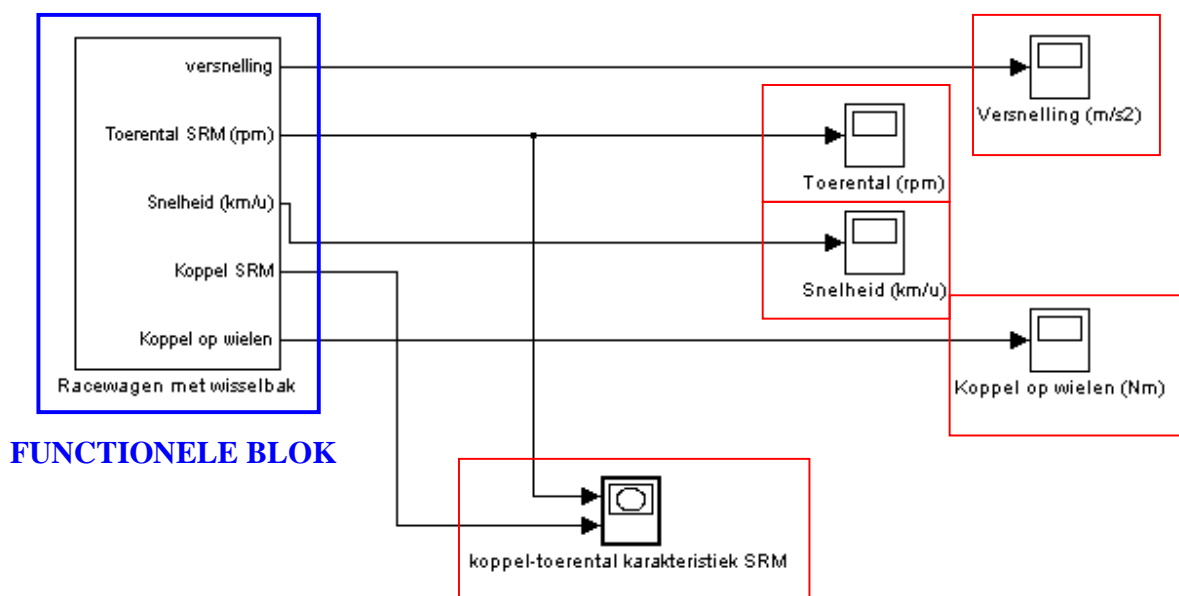
1. Frontaal oppervlak  $A = 1,55 \text{ m}^2$
2. Massa van het voertuig  $m = 876,4 \text{ kg}$
3. Weerstandscoefficiënt  $C_d = 0,37$
4. Luchtdichtheid  $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$
5. De gravitatie  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
6. Rotatie-inertie factor  $C_w = 0,06$
7. Hellingshoek  $\alpha = 0^\circ$
8. Rolcoefficient  $f_{rol} = 0,015$

Parameter	Value
1ste trap	4.125
2de trap	3
frontaal oppervlak	1.61
massa	876.4
factor lucht	0.41
Rho	1.225
Gravitatie	9.81
factor rotatie-inertie	0.06
helling	0
rolcoef	0.015

**Figuur 2. Invoer parameters racewagen**

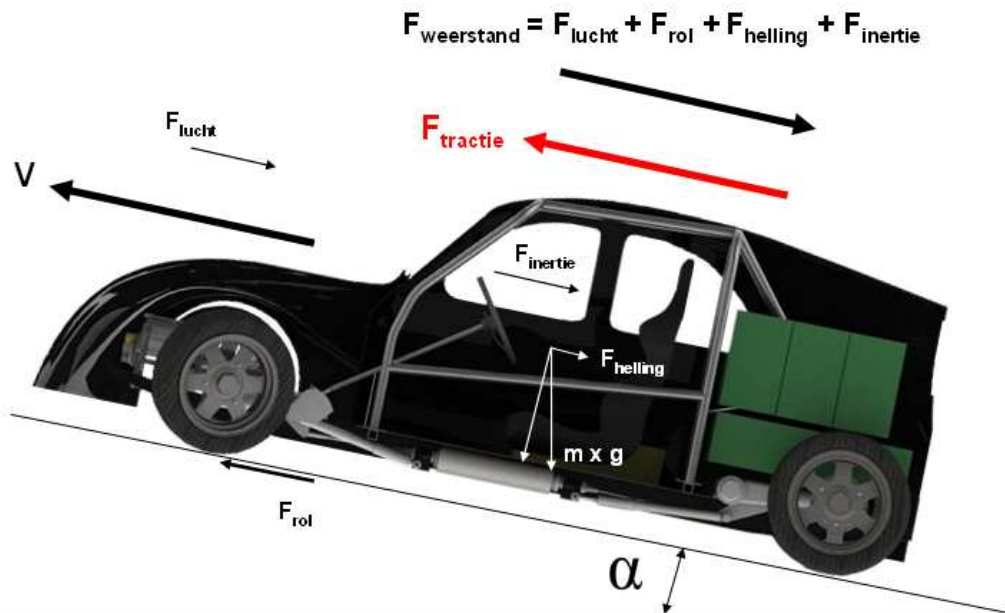
De 'Factor lucht' in het inputvenster komt overeen met de zogenaamde Drag coëfficiënt of weerstandscoefficiënt ( $C_d$ ), en is een maat voor de aerodynamica van de wagen.  $\rho$  stelt de luchtdichtheid voor. De factor rotatie-inertie ( $C_w$ ) is een maat voor de inertie van de draaiende onderdelen in het voertuig zoals wielen, draaiende aandrijfcomponenten, en rotor van de reluctantiemotor. Tot slot staat de parameter 'rolcoef' voor de rolweerstandcoëfficiënt die we nodig hebben om de rolweerstand te bepalen.

De in het rood aangegeven blokken in Fig. 3 geven de grootheden die we willen simuleren. Elke rode blok stelt hierbij een grafiek voor. Op deze manier zullen we de versnelling en de snelheid van de wagen simuleren. Daarnaast plotten we ook het toerental en het koppel op de wielen. Ter volledigheid simuleren we nog de koppel-toerental karakteristiek van de gebruikte motor.



**Figuur 3. Simulaties grootheden**

De kern van het programma zit vervat in de zogenaamde functionele blok. Deze heeft de naam 'Racewagen met wisselbak'. De hoofdblok is in Fig. 3 in blauwe kleur weergegeven. In dit blok beschrijven we de krachten die inwerken op het elektrische voertuig. Deze krachten zijn visueel weergegeven in Fig. 4. Verder simuleren we ook de koppel-toerental karakteristiek van de reluctantiemotor in dit blok.



**Figuur 4. Krachten op elektrische voertuig tijdens rijden**

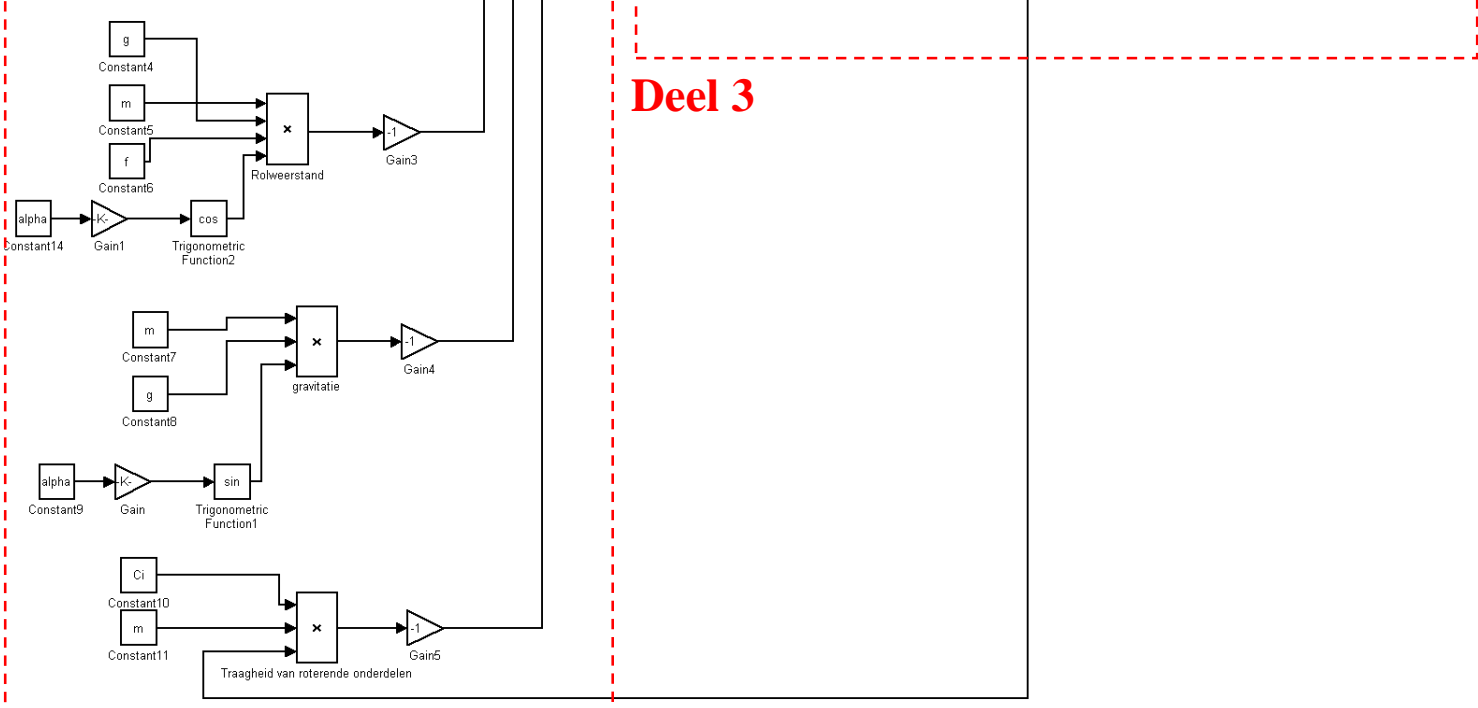
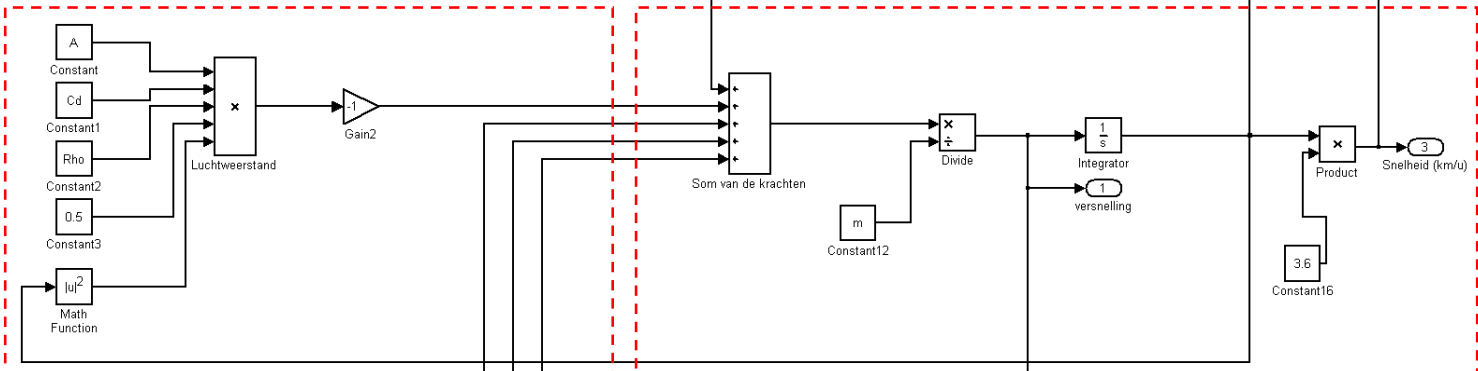
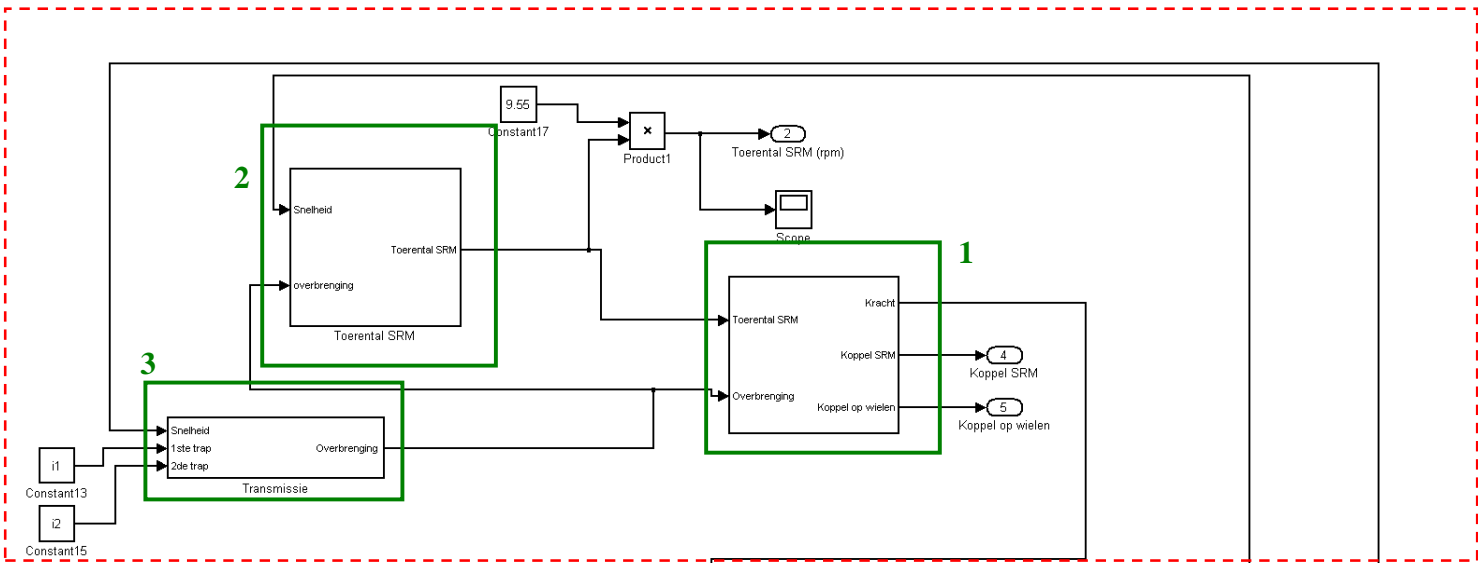
Indien we naar de onderliggende programmastructuur van de blauwe functionele blok kijken, zien we dat deze kan opgedeeld worden in drie grote delen. Fig. 5 toont de onderliggende programmatuur met de drie grote delen aangegeven in rode kleur. Een eerste deel zal de tractiekracht van het voertuig simuleren. De tractiekracht van een voertuig kan via onderstaande formule berekend worden:

$$F_{\text{tractie}} = T_{\text{mot}} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{\eta}{r_{\text{wiel}}}$$

In de programmatuur veronderstellen we echter dat het rendement  $\eta$  van de transmissie gelijk is aan 100%. De koppelversterking ( $1/i$ ) dient men in te geven in het inputvenster van het programma. De wielstraal zit als een constante in de programmatuur vervat. We veronderstellen dat deze 0,265 meter bedraagt. Om de tractiekracht te bepalen dienen we eerst het motorkoppel te simuleren. Verder zal deel 1 van de programmatuur ook het toerental van de reluctantiemotor berekenen.

Binnen deel 1 van de programmastructuur in Fig. 5 kan men nog een aantal blokken onderscheiden die een onderliggende programmatuur bevatten. Deze blokken zijn weergegeven in een groene kleur. Andere blokken in deel 1 geven constanten, wiskundige operaties of grafieken weer. Deel 2 in de programmastructuur zal de weerstandskrachten die inwerken op het voertuig simuleren. Deel 3 omvat de kinematische vergelijking van het voertuig.

# Deel 1



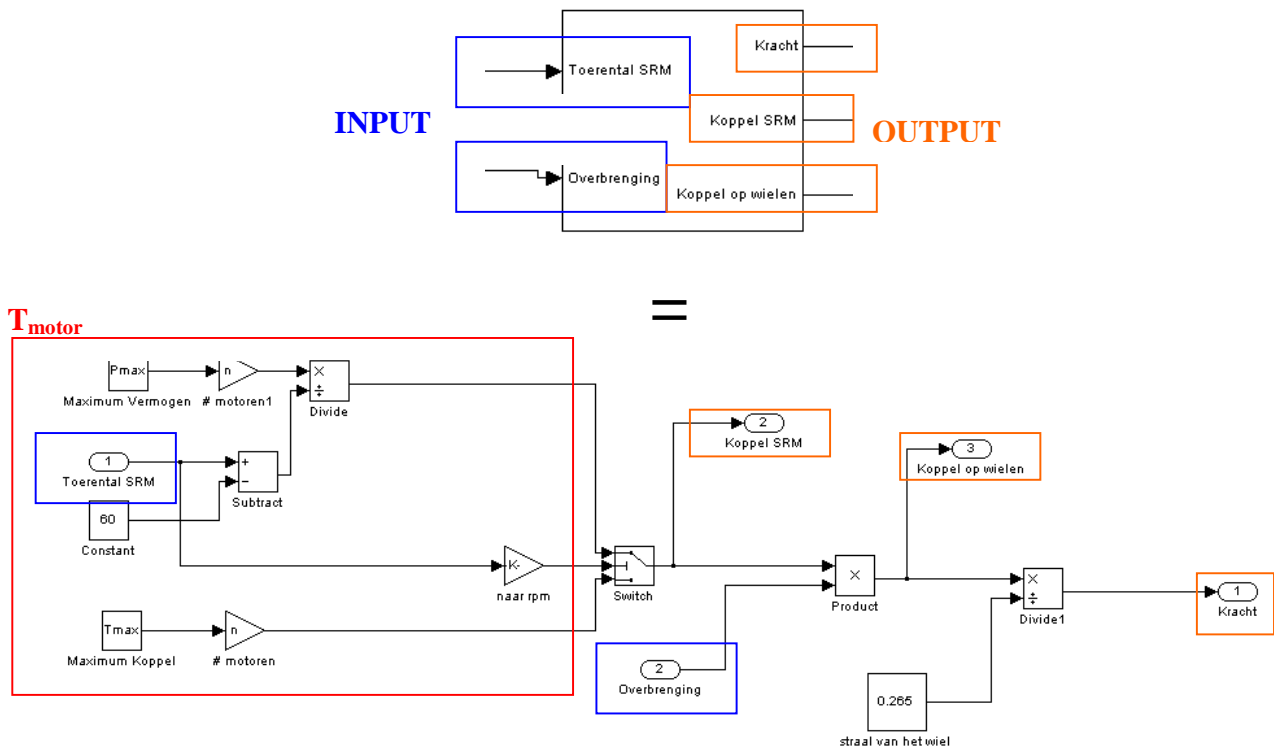
# Deel 3

# Deel 2

Figuur 5. Programmatuur functionele blok

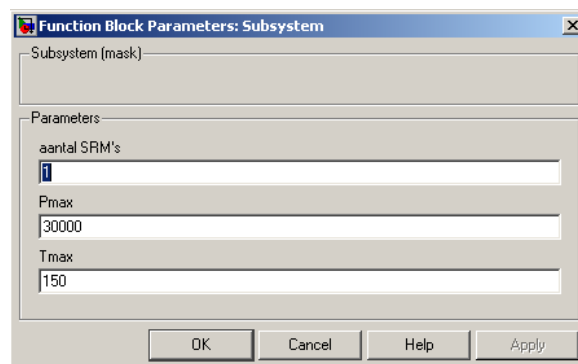


Een eerste programmablok uit deel 1 van de programmatuur is weergegeven in Fig. 6. In deze blok kunnen we een aantal eigenschappen instellen van de gebruikte reluctantiemotor. Dit zijn typische gegevens die verkregen worden bij de motorfabrikant zoals het maximum koppel en toerental. Ook de onderliggende programmatuur is weergegeven in Fig. 6. De blauwe waarden (toerental SRM en overbrenging) zijn inputwaarden bij de berekeningen in blok 1. De oranje waarden (kracht, koppel SRM en koppel op wielen) zijn outputwaarden van de berekeningen in blok 1.



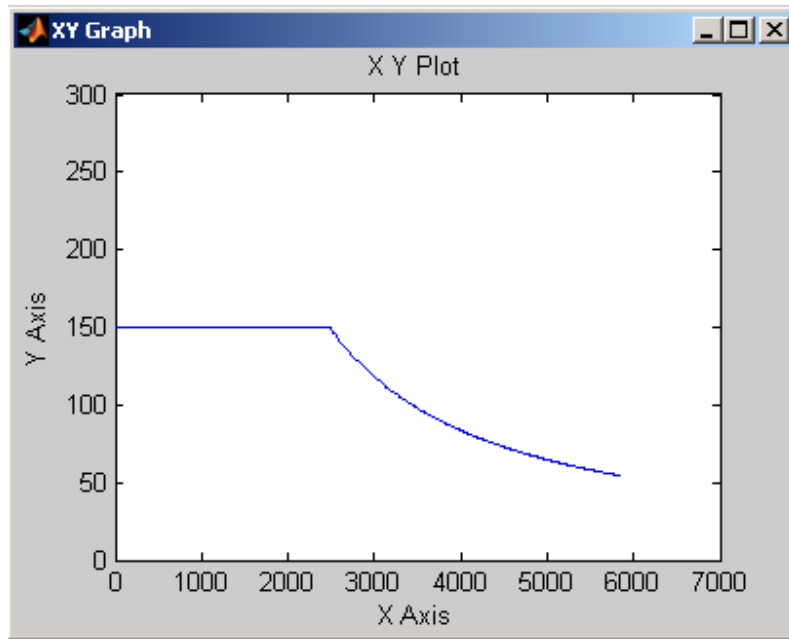
**Figuur 6. Blok 1 deel 1 - Simulatie koppel-toerentalkarakteristiek SRM**

Indien men klikt op blok 1 kunnen we het aantal gebruikte reluctantiemotoren, het maximum vermogen van een dergelijke motor (in Watt) en het maximumkoppel (in Nm) ingeven. Het is blok 1 die de koppel-toerentalkarakteristiek van de motor in het programma zal modeleren. Het inputvenster van blok 1 is weergegeven in Fig. 7.



**Figuur 7. Inputvenster simulatie SRM**

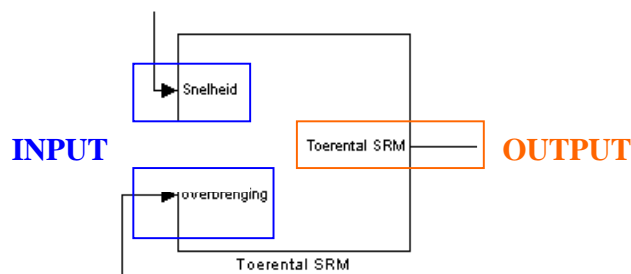
Het rode deel binnen de programmatuur van blok 1 zal het koppel van de motor simuleren in functie van het toerental van de motor. De switch stellen we in op 2500 toeren per minuut. Deze zal ervoor zorgen dat we vanaf 2500 toeren per minuut overgaan van een lineair koppel naar een hyperbolisch koppel in de koppel-toerentalkarakteristiek. Indien men het berekende koppel en toerental uitzet in een grafiek bekomen we de gesimuleerde koppel-toerentalkarakteristiek welke afgebeeld is in Fig. 8.



**Figuur 8. Gesimuleerde koppel-toerentalkarakteristiek**

Naast een benadering van de koppel-toerentalkarakteristiek berekenen we ook het koppel op de wielen en de tractiekracht. Het koppel op de wielen is ook een output van de functionele blok (zie Fig. 3).

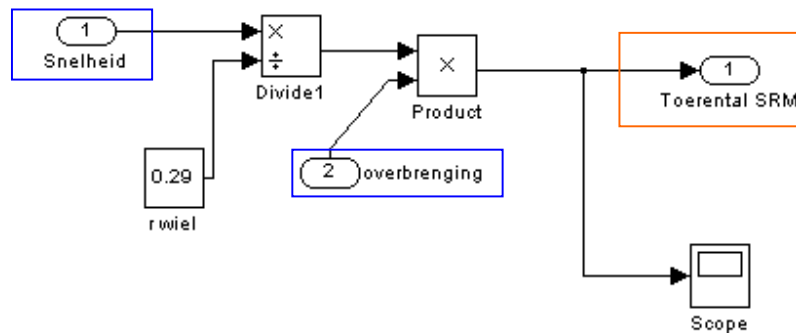
Blok 2 in deel 1 van Fig. 5 berekent het toerental van de reluctantiemotor. Blok 2 is afgebeeld in Fig. 9, en heeft als input de snelheid van het voertuig en de overbrengingsverhouding. De output van deze blok is het toerental van de reluctantiemotor.



**Figuur 9. Blok 2 deel 1 – bepaling toerental SRM**

De onderliggende programmatuur van blok 2 is weergegeven in Fig. 10. Deze programmatuur is opgebouwd vertrekkende van onderstaande formule:

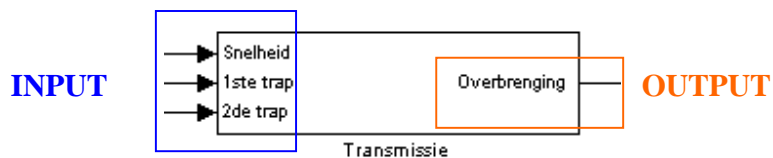
$$\omega_{SRM} = \omega_{wiel} \cdot \frac{1}{i} = \frac{v}{r_{wiel}} \cdot \frac{1}{i}$$



**Figuur 10. Programmatuur blok 2 deel 1**

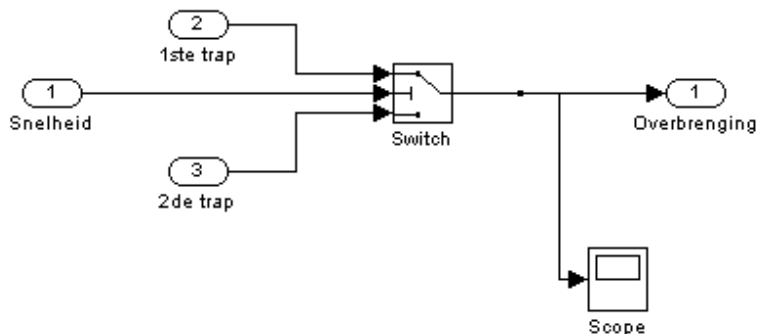
De snelheid van het voertuig wordt berekend uit de kinematische vergelijking ( $\sum F = m \cdot a$ ) en teruggekoppeld naar blok 2. Deze kinematische vergelijking wordt in deel 3 van de programmatuur van het functionele blok geïntegreerd (zie Fig. 5).

Blok 3 uit deel 1, simuleert het gedrag van de transmissie. Fig. 11 toont blok 3 dat als inputwaarden de snelheid en de koppelversterkingsfactor ( $1/i$ ) van de toegepaste trappen heeft.



**Figuur 11. Blok 3 deel 1 – transmissie**

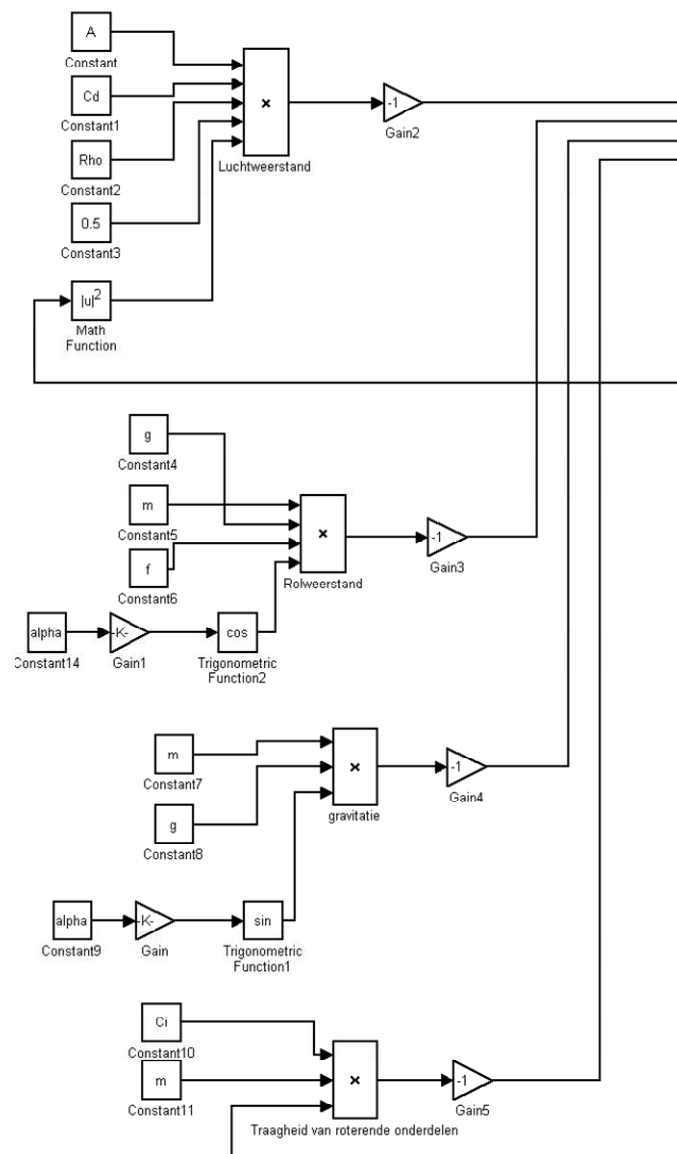
De onderliggende programmatuur van blok 3 is afgebeeld in Fig. 12.



**Figuur 12. Programmatuur blok 3 deel 1**

Afhankelijk van een gekozen aandrijfconcept kan men kiezen om één trap, een vaste tweetrapsreductie of een schakelbare tweetrapsreductie te simuleren. De output van dit blok geeft ons de totale overbrengingsverhouding van de reductiekast. Indien we wensen om een simulatie te maken met slechts één reductietrap dan kiezen we de threshold in de switch voldoende hoog zodat er niet geschakeld wordt. Indien we deze threshold van de switch instellen op bijvoorbeeld 500, dan betekent dit dat we pas zullen schakelen bij 500 km/u. Omdat dit een snelheid is die we nooit zullen bereiken elimineren we de tweede schakeltrap in de simulatie.

Deel 2 van de programmatuur, afgebeeld in Fig. 13, simuleert de weerstandsbedende krachten die inwerken op het rijdende voertuig. Door de som te nemen van deze tegenwerkende krachten, en de tractiekracht kunnen we de kinematische vergelijking van de racewagen bepalen.



Figuur 13. Programmatuur deel 2

De tegenwerkende krachten die vervat zijn in de programmatuur zijn:

- Luchtweerstand:

$$F_{lucht} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{lucht} \cdot A \cdot C_d \cdot v^2$$

- Rolweerstand:

$$F_{rol} = m \cdot g \cdot f_{rol} \cdot \cos \alpha$$

- Weerstand t.g.v. gravitatie:

$$F_{helling} = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

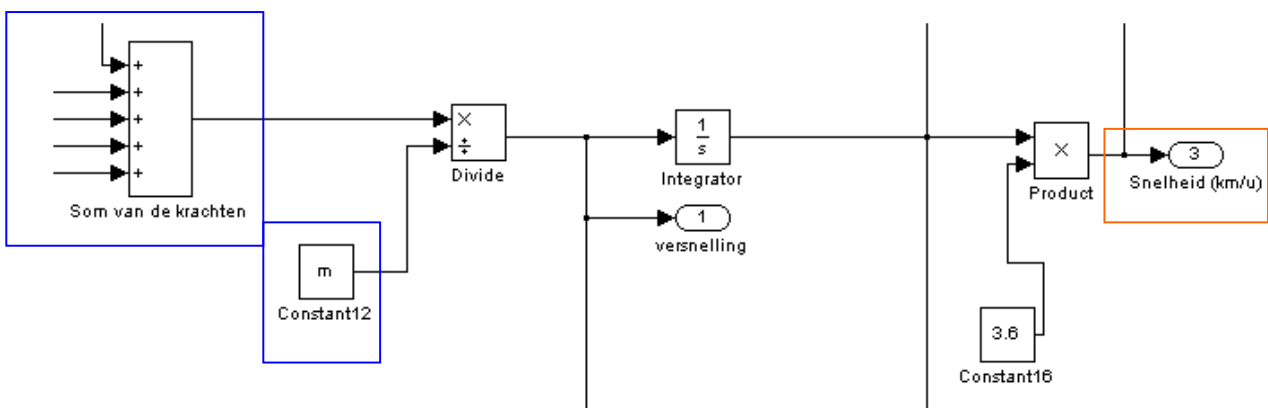
- Inertieweerstand van de draaiende onderdelen in de aandrijflijn:

$$F_{inertie} = m \cdot a \cdot C_w$$

In deel 3 ten slotte, beschrijven we de kinematische vergelijking. Deze gaat uit van de bewegingswet:  $\sum F = m \cdot a$ . Uit deze vergelijking volgt dat:

$$\sum F = m \cdot a \rightarrow F_{tractie} - F_{weerstand} = m \cdot a$$

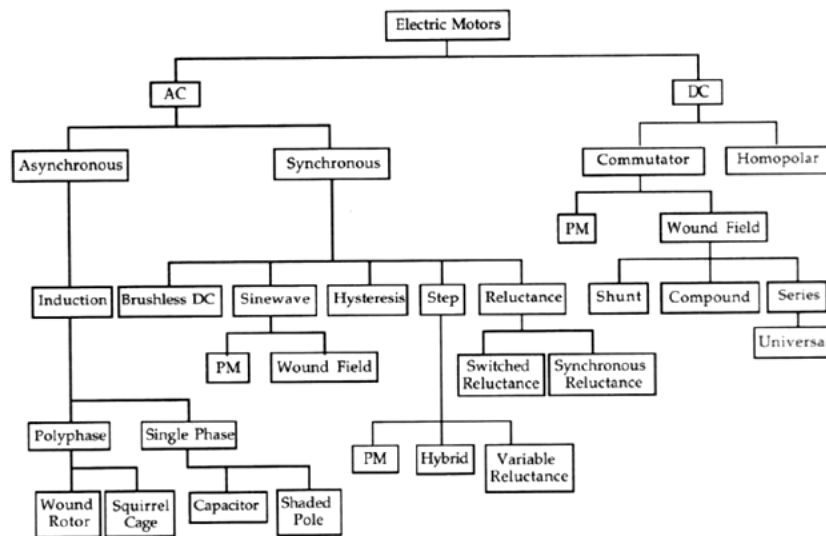
Indien we deze formule implementeren in de programmatuur kunnen we de versnelling van het voertuig bepalen. De krachten en de massa van het voertuig vormen hierbij de input. Het integreren van de berekende versnelling levert ons de snelheid als output. De programmatuur is te zien in Fig. 14. Het is deze snelheid die teruggekoppeld worden naar blok 2 en 3.



Figuur 14. Programmatuur deel 3

## Bijlage 6: Switched reluctance motor (SRM) – geschakelde reluctantiemotor

Eén van de randvoorwaarden binnen deze thesis is het gebruik van een geschakelde reluctantie motor in de aandrijflijn. Deze beperking werd ons opgedragen door het management van het CQS Group T Racing Team. Het team wil deze technologie promoten naar de buitenwereld. Over het algemeen kan men stellen dat binnen de elektrische transporttechnologie een ruime keuze is aan motoren om te gebruiken in een aandrijflijn. Fig. 1 toont schematisch de mogelijke keuze van type elektromotoren. De eerste keuze betreft het gebruik van een wisselstroommotor (AC) of een gelijkstroommotor (DC). Wisselstroommotoren hebben de voorkeur op gelijkstroommotoren omdat deze laatste beschikken over borstels die onderhevig zijn aan onderhoud.



Figuur 1. Keuze elektromotoren

Volgende wisselstroommotoren komen in aanmerking voor de aandrijving van een elektrisch voertuig:

1. De geschakelde reluctantiemotor (SRM)
2. De inductiemotor met kooianker
3. De borstelloze DC-motor (BLDC)
4. De permanent magneet synchrone motor (PMSM)

Het valt op dat er een grote verscheidenheid is aan aandrijfmotoren. Geen enkele van de hierboven beschreven motoren is superieur ten opzichte van de andere. Elke type motor heeft zijn voor- en nadelen. In wat volgt focussen we enkel op de geschakelde reluctantiemotor aangezien deze het hart van onze aandrijflijn zal vormen.

## 1. Werkingsprincipe SRM

Het werkingsprincipe van de reluctantiemotor berust op het natuurkundig verschijnsel: magnetische reluctantie. Reluctantie of magnetische weerstand is een hindernis voor de magnetische flux. Ferrometalen hebben zo'n lage reluctantie dat we deze kunnen verwaarlozen. Bijgevolg zullen deze metalen de flux zeer goed geleiden. Lucht is veel moeilijker doordringbaar voor de magnetische flux. Indien een magnetisch veld door een beweegbare rotor vloeit, zal de rotor zich zodanig richten dat hij een zo klein mogelijke weerstand vormt voor de magnetische flux.



Figuur 2. Werkingsprincipe SRM

Zoals te zien is op Fig. 2 is de reluctantiemotor qua opbouw een erg eenvoudige motor. Zowel de rotor als de stator hebben uitspringende polen en bestaan uit een stalen blikpakket. Op de statorpolen zijn koperen windingen aangebracht. De reluctantiemotor die we in onze aandrijflijn gebruiken is een zogenaamde 8/6 SRM, dit betekent dat er 8 polen op de stator staan, en 6 op de rotor. De acht statorspoelen worden aangestuurd door vier fases. Men dient achtereenvolgens deze fases te bekrachtigen om de rotor te laten draaien. Het is de motorcontroller die verantwoordelijk is voor het correct aansturen van de statorspoelen.

## 2. Voor- en nadelen SRM

Het grote voordeel van de reluctantiemotor is de eenvoudige en robuuste opbouw van dit type elektromotor. De gelammelleerde rotor behoeft weinig onderhoud en heeft een grote levensduur. Omdat de opbouw van de reluctantiemotor geen permanente magneten bevat, is dit type ook relatief goedkoop te produceren in massa, in tegenstelling tot bijvoorbeeld het PMSM-type. Dit laatste gegeven is erg interessant voor automobielconstructeurs.

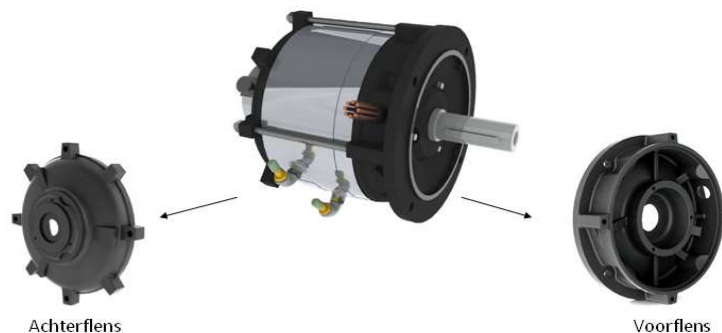
Tevens blijkt dat de zeldzame materialen die nodig zijn in de legeringen van permanente magneten momenteel qua kostprijs de hoogte inschieten. Deze zeldzame metalen worden immers op grote schaal gebruikt in heel wat toepassingen zoals windturbines en hybride voertuigen. Dit maakt dat de prijs van elektromotoren die gebruik maken van permanente magneten ook duurder worden in prijs. Dit is één van de redenen waarom het interessant kan zijn om in de toekomst reluctantiemotoren toe te passen in elektrische voertuigen. Tabel 1 geeft een overzicht van de voor- en nadelen van dit type elektromotor.

**Tabel 3. Voor- en nadelen geschakelde reluctantiemotoren**

<b>Voordelen</b>	<b>Nadelen</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>- Geen gebruik van magnetisch materiaal</li><li>- Eenvoudig design: rotor en stator is blikpakket</li><li>- Robuuste constructie / weinig onderhoud</li><li>- Hoge specifieke energiedichtheid</li><li>- Goedkoop te produceren</li><li>- Lage inertie</li><li>- Hoog rendement</li><li>- Laagste levenscyclusimpact van alle elektromotoren</li><li>- Veldverzwakking is mogelijk</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Koppelrimpel / deze zorgt voor trillingen</li><li>- Geluidsemissies van hoge frequentie</li><li>- Complexe motorcontroller nodig</li><li>- Motorcontroller is duur</li></ul>

### 3. Specificaties SR 160/115

De gebruikte reluctantiemotor werd in samenwerking met de Duitse onderneming Dietz Motoren en het Ieperse PsiControl ontwikkelt. Dietz Motoren is verantwoordelijk voor de effectieve productie van de onderdelen (kostprijs 13 000€), PsiControl geeft technische ondersteuning in het ontwerp en het gebruik van de motorcontroller. Het gewicht van de motor bedraagt 71 kg. De gietijzeren flenzen afgebeeld in Fig. 3 zijn verantwoordelijk voor 23% van het totaalgewicht. De voorste flens weegt 10,26 kg, de achterste 5,74 kg. Deze standaardflenzen worden in massaproductie gemaakt voor stationaire toepassingen. Daarom optimaliseert men momenteel deze flenzen niet naar lichtgewicht. Omdat onze aandrijflijn wel streeft naar een minimaal totaal gewicht opteren we om de flenzen bij te werken zodat het totale motorgewicht daalt. De praktische realisatie van de aandrijflijn zal echter deze aangepaste flenzen nog niet bevatten.



**Figuur 3. Flenzen reluctantiemotor**

De specificaties van de switched reluctance motor geven we weer via de datasheet van de motor, de koppel-toerentalkarakteristiek, en de rendementscurve. Deze zijn respectievelijk weergegeven in Fig. 4. en Fig. 5. Verder voorzien we de 2D-tekeningen met afmetingen van het motordesign in Fig. 6 die nodig zijn voor de implementatie van de motor in de racewagen. Belangrijk bij het ontwerp van de mechanische aandrijflijn is de diameter en tolerantie van de motoras, deze bedraagt 42 k6. Daarnaast dienen we te beschikken over de koppelrimpel, deze bedraagt 24,03 % bij maximaal koppel. Men dient na te gaan of deze koppelrimpel geen negatieve invloed heeft op de integriteit van de rondselas.



## Datasheet SR160-115

### a. Prestatiegegevens:

Nominaal opgegeven uitgangsvermogen motoras  $P_n$ [W]= 17 000

Maximum opgegeven uitgangsvermogen motoras  $P_{max}$  [W]= 30 000

Nominaal koppel bij standaardtemperatuur (21°C)  $T_n$ [Nm]= 85

Maximaal koppel standaardtemperatuur (21°C)  $T_{max}$ [Nm]= 150

Nominale klemspanning  $U$ [V]= 400

Nominaal opgegeven stroom  $I_{nom}$ [A]= 50

Maximaal opgegeven stroom  $I_{max}$ [A]= 200

Maximum theoretische snelheid van de motoras bij nullast  $w_0$ [rpm]= 10 000

Maximum koppelrimpel (theoretisch)

- Max koppel:  $KR$ [%]= 24,03 % (bij 1024 rpm)
- 50% max koppel:  $KR$ [%]= 29,22 % (bij 1024 rpm)

### b. Mechanische gegevens:

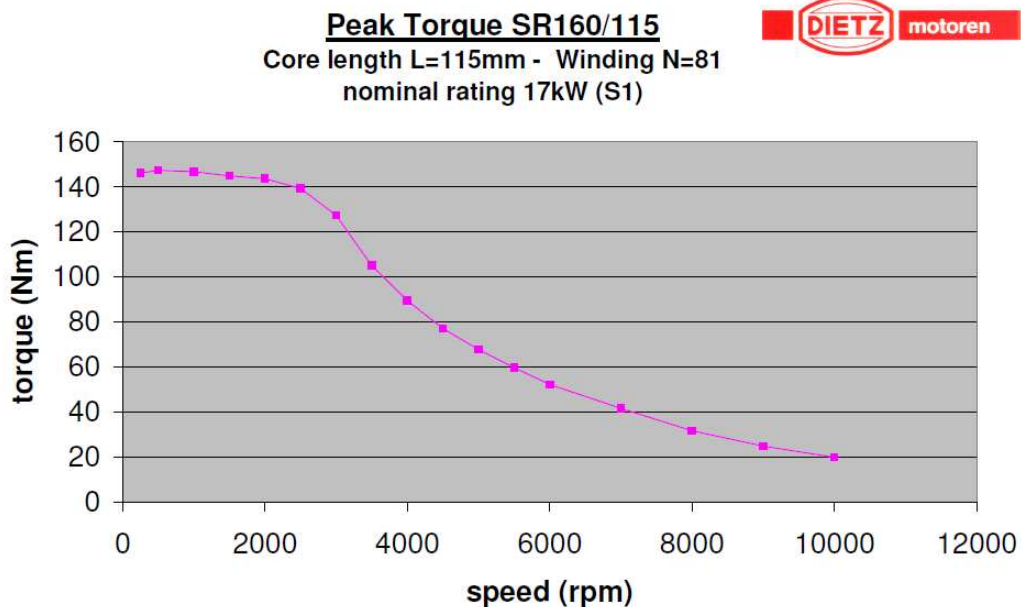
Gewicht [kg]= 71

Inertie van de rotor  $J_{rotor}$  [kgm<sup>2</sup>]= 0,02899

Aantal statorpoolparen (Fases)  $p(s)$ = 4

Aantal rotorpoolparen  $p(r)$ = 3

### Koppel-toerentalkarakteristiek



Figuur 4. Koppel-toerentalkarakteristiek

**Koppelrimpel (theoretische waarden uit stuurtabellen PsiControl)**

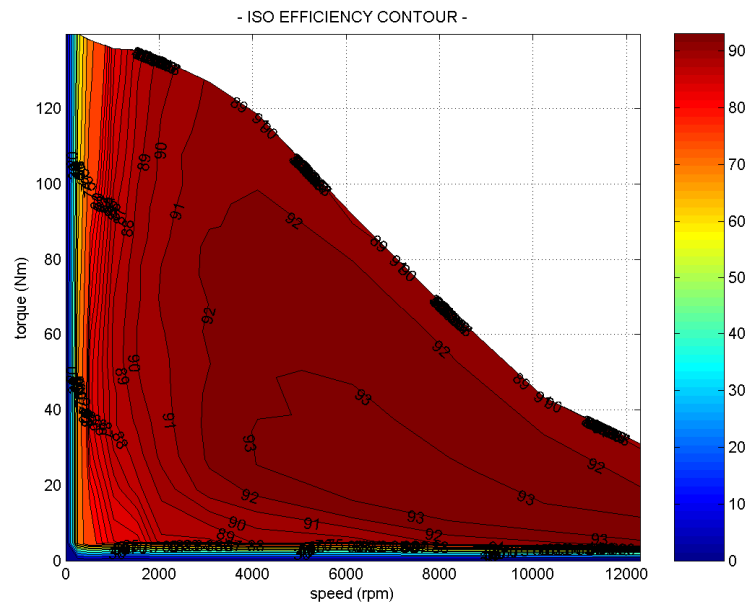
Koppelrimpel (Nm):

RPM	Torque (Nm)	9,27	18,54	27,81	37,08	46,35	55,62	64,89	74,16	83,42	92,69	101,96	111,23	120,50	129,77	139,04	148,31
256		8,67	16,29	21,73	27,22	30,41	32,58	37,35	41,21	42,60	47,09	48,09	52,53	54,97	59,73	62,07	64,94
512		9,40	16,13	23,77	31,28	34,85	38,76	41,81	43,49	45,40	50,91	50,96	52,95	56,57	60,33	61,14	68,36
1024		5,40	7,41	11,04	16,97	26,86	33,37	36,10	43,34	44,31	48,17	52,07	53,26	58,42	60,40	65,04	71,29
1536		9,61	16,38	18,59	18,49	18,46	20,63	19,07	26,99	31,23	39,37	42,06	49,03	56,80	59,55	65,12	67,87
2048		13,89	22,35	28,22	31,08	32,41	32,51	34,70	32,66	26,91	23,47	26,94	38,38	38,71	43,76	59,61	62,34
3072		15,68	26,05	31,85	36,13	38,04	41,41	43,79	40,19	40,21	39,95	38,02	31,33	28,02	35,65	42,34	53,27
4096		19,62	33,69	39,52	43,05	46,43	45,58	50,50	51,89	48,29							
6144		18,87	36,95	45,63	51,41	59,31	56,92	61,55	63,38	64,18							
8192		19,42	40,89	52,84	59,88	69,29											

Procentueel (%):

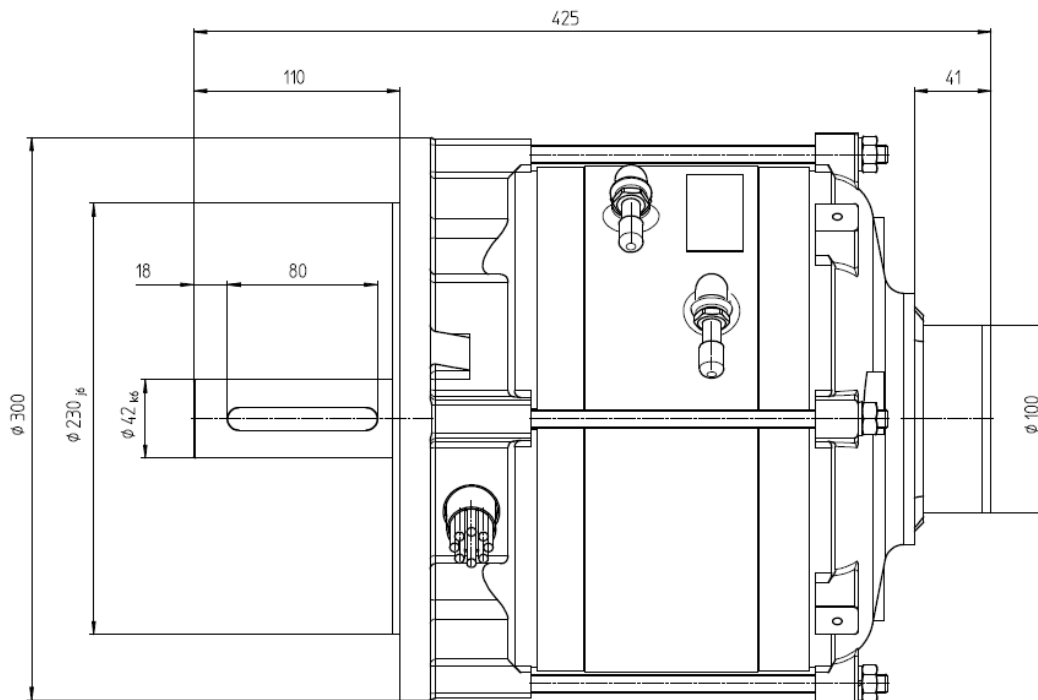
RPM	Torque (Nm)	9,27	18,54	27,81	37,08	46,35	55,62	64,89	74,16	83,42	92,69	101,96	111,23	120,50	129,77	139,04	148,31
256		46,76	43,93	39,07	36,70	32,81	29,29	28,78	27,79	25,53	25,40	23,58	23,61	22,81	23,01	22,32	21,89
512		50,72	43,51	42,74	42,18	37,60	34,84	32,22	29,32	27,21	27,46	24,99	23,80	23,47	23,25	21,99	23,05
1024		29,14	19,99	19,84	22,88	28,98	30,00	27,82	29,22	26,56	25,98	25,54	23,94	24,24	23,27	23,39	24,03
1536		51,85	44,17	33,43	24,93	19,91	18,54	14,69	18,20	18,72	21,24	20,62	22,04	23,57	22,94	23,42	22,88
2048		74,91	60,29	50,73	41,91	34,96	29,23	26,74	22,02	16,13	12,66	13,21	17,25	16,06	16,86	21,43	21,02
3072		84,59	70,27	57,26	48,72	41,04	37,23	33,74	27,10	24,10	21,55	18,65	14,09	11,63	13,73	15,23	17,96
4096		105,85	90,86	71,06	58,05	50,09	40,98	38,92	34,99	28,94							
6144		101,76	99,66	82,05	69,33	63,99	51,17	47,43	42,74	38,46							
8192		104,75	110,28	95,00	80,75	74,75	0,00	0,00	0,00	0,00							

## Rendementscurve

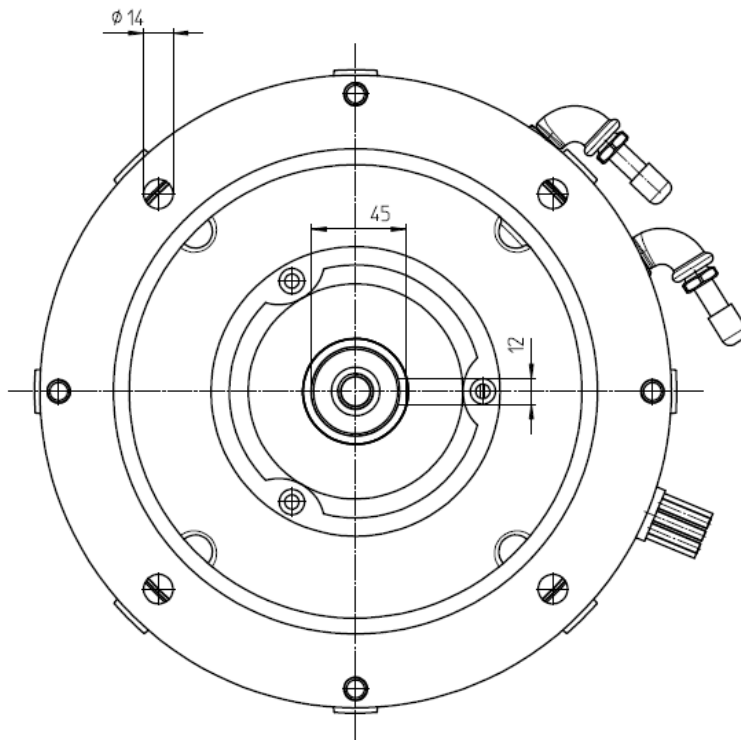


**Figuur 5. Rendementscurve**

## Afmetingen SR 160/115



**Figuur 6. Afmetingen SR-motor zijaanzicht**



**Figuur 7. Afmetingen SR-motor vooraanzicht**



**Figuur 8. SR-motor na productie**

## Bijlage 7: Flender ARPEX ARS-6 koppeling

### 1. Keuze koppeling – vereisten koppeling

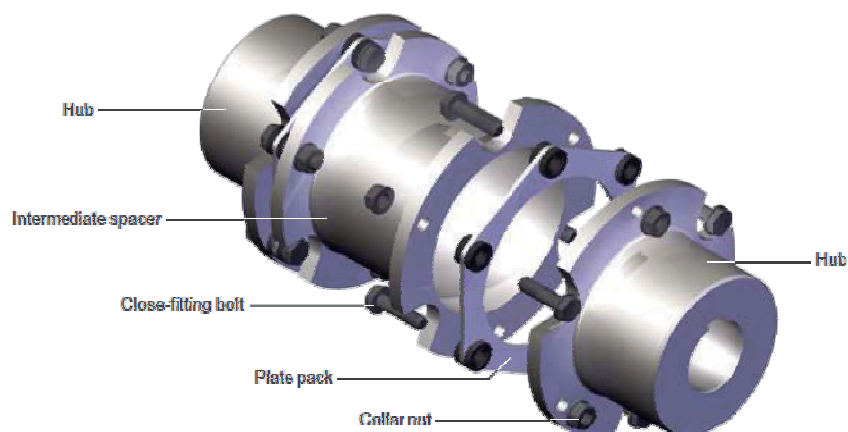
De functie van de koppeling is het overbrengen van rotatie-energie tussen twee assen. In ons geval is dit het overbrengen van het koppel van de motoras naar de rondselas. Bij de keuze van een gepaste koppeling dienen we eerst te bepalen aan welke voorwaarden deze koppeling dient te voldoen.

Voor onze toepassing dient de koppeling in eerste instantie te kunnen opereren aan hoge toerentallen (max. 10 000 rpm indien geen belasting, max. 6000 rpm bij belasting). Bij dergelijk hoge toerentallen veroorzaken onbalansen in de assen aanzienlijk hoge traagheidskrachten. Daarnaast moet deze koppeling zodanig gekozen worden dat deze het koppel van de SR-motor kan overbrengen. Het maximumkoppel bedraagt in ons geval 150 Nm. Verder dient de koppeling een aanzienlijke overbrugging te kunnen maken tussen motor- en rondselas. De diameter van de SRM bedraagt 42 mm, deze van de rondselas 22,5 mm. Aangezien we streven naar lichtgewicht in het hele ontwerp van de aandrijflijn wensen we dat het gewicht van de koppeling onder de 5 kg blijft. Tot slot willen we een koppeling die makkelijk te monteren en te demonteerbaar is en die een bepaalde hoekafwijking toelaat.

Omdat andere type koppelingen het hoge toerental van de reluctantiemotor niet aankunnen werd gekozen voor het torsiestijve koppeltype.

### 2. Specificaties ARPEX ARS-6 koppeling

In samenspraak met de onderneming Siemens kwamen we tot de keuze van een ARPEX koppeling van het merk Flender. Dit is een torsiestijve lamellenkoppeling geschikt voor hoge toerentallen en is radiaal demonteerbaar. In Fig. 1 is de samenstellingstekening van deze koppeling te zien.



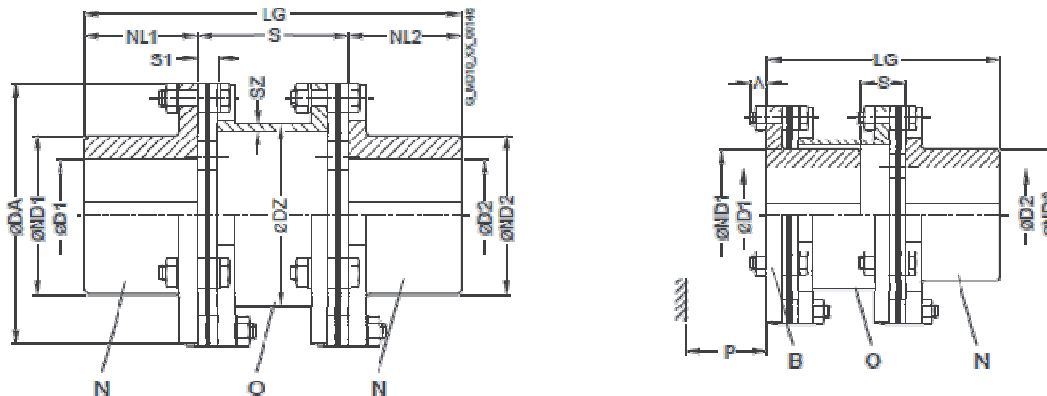
Figuur 1. Samenstellingstekening ARPEX-koppeling

Uit de datasheet van de ARPEX ARS-6 koppelingen leiden we af dat deze een koppel tot 106 000 Nm kunnen overbrengen. Daarnaast is deze koppeling niet zwaar en geschikt om te opereren aan hoge toerentallen. In eerste instantie kiezen we voor de 78-6 Size aangezien deze slechts een gewicht van 1,1 kg heeft, en kan opereren bij een maximum toerental van 13500 rpm bij een maximum koppel van 320 Nm. Als we echter kijken naar de mogelijke diameters zitten we met een probleem aan de motorzijde. De maximale boring aan motorzijde is te klein voor de motoras. Om die reden kiezen we voor de 105-6 size, welke qua toelaatbaar koppel en maximumtoerental nog meer aankan is.

Omwille van de beperkte inbouwruimte kiezen we voor het NON-type i.p.v. het NEN-type omdat hierbij de tussenhub (intermediate spacer) korter is. Daarnaast is het NON-type ook lichter in gewicht dan de NEN. In dit geval weegt de koppeling 2,99 kg. De gekozen koppeling compenseert ook een hoekafwijking van  $0,7^\circ$ . De toegelaten uitlijningsfouten  $\Delta K_a$ ,  $\Delta K_r$ ,  $\Delta K_w$  zijn maximumwaarden en mogen niet gelijktijdig optreden. Figuur 6 geeft de toegelaten fouten weer.

Size	Rated torque	Maximum torque	Over-load torque	Fatigue torque	Maximum speed	Maximum permitted shaft misalignment			Torsional stiffness							
						$\pm \Delta K_a$	$\pm \Delta K_w$	$\pm \Delta K_r$	$C_{Tdyn}$			NHN	NZN	NWN		
DA	$T_{KN}$	$T_{Kmax}$	$T_{KOL}$	$T_{KW}$	$n_{Kmax}$	mm	mm	mm	NEN	NUN	NON				NEN	NZN
	Nm	Nm	Nm	Nm	rpm	mm	mm	mm	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	MNm/rad	
78-6	170	320	510	85	13400	1.10	0.7°	12.1	0.57	0.53	0.05	0.04	0.05	0.012	0.032	0.05
105-6	270	510	810	135	10000	1.80		12.1	0.88	0.53	0.09	0.09	0.09	0.024	0.070	0.09
125-6	490	930	1470	245	8400	2.02		12.1	1.04	0.68	0.17	0.17	0.18	0.043	0.141	0.19
140-6	700	1330	2100	350	7500	2.40		12.1	1.28	0.72	0.22	0.22	0.24	0.066	0.203	0.25
165-6	1250	2370	3750	625	6350	2.74		12.0	1.49	0.84	0.33	0.34	0.36	0.114	0.317	0.39
175-6	2000	3800	6000	1000	6000	2.86		12.0	1.55	0.98	0.48	0.50	0.52	0.196	0.443	0.57
195-6	3000	5700	9000	1500	5350	3.06		12.0	1.55	0.98	0.67	0.69	0.73	0.302	0.614	0.79
210-6	4400	8300	13200	2200	5000	3.14		12.0	1.77	1.10	0.77	0.78	0.82	0.352	0.669	0.88
240-6	5700	10800	17100	2850	4350	3.70		12.0	1.93	1.20	1.24	1.26	1.32	0.568	1.04	1.40
255-6	7600	14400	22800	3800	4100	3.84		11.9	2.09	1.50	1.39	1.42	1.46	0.697	1.22	1.57
280-6	10000	19000	30000	4600	3750	4.18		11.9	2.53	1.53	1.55	1.57	1.65	0.881	1.42	1.73
305-6	12000	21000	36000	5000	3400	4.46		11.9	2.72	1.80	2.83	2.87	3.05	1.51	2.71	3.32
335-6	18000	32000	54000	7500	3100	4.84		11.9	2.88	1.89	3.85	3.92	4.14	2.11	3.62	4.49
372-6	24000	43000	72000	10000	2800	4.98		11.8	3.03	2.16	5.72	5.84	6.12	3.14	-	6.75
407-6	34000	61000	102000	14000	2550	5.50		11.8	3.31	2.26	7.25	7.42	7.79	5.06	-	8.51
442-6	43000	77000	129000	18000	2350	6.02		11.8	3.59	2.48	10.0	10.2	10.8	7.42	-	11.9
487-6	55000	99000	165000	23000	2150	6.80		11.7	4.09	2.64	11.7	11.9	12.7	9.25	-	13.6
522-6	69000	124000	207000	29000	2000	7.34		11.7	4.35	2.86	14.0	14.3	15.1	11.4	-	16.2
572-6	92000	166000	276000	38000	1800	7.86		11.6	4.87	3.02	17.9	18.3	19.4	15.2	-	20.7
602-6	106000	191000	318000	44000	1700	8.24		11.6	5.13	3.24	21.1	21.7	22.9	18.2	-	24.5

Figuur 2. Datasheet keuze ARPEX ARS-6 Serie



Figuur 3. Afmetingen ARPEX ARS-6 Serie

Size	Rated torque	Maximum speed	Type	Dimensions in mm										Mass moment of inertia	Product code	Weight	
DA	$T_{KN}$	$n_{Kmax}$		D1, D2	ND1	ND2	DZ	SZ	NL1/ S1	NL2	S	A	P	LG	J	Order codes for bore diameters and tolerances are specified in catalog section 3	m
mm	Nm	rpm		Keyway DIN 6885 max. max.											kgm <sup>2</sup>		kg
78-6	170	13400	NON BON	28 28	39	39	45	2.5	30	8	51	-	-	111	0.001	2LC0470-0NV99-0AA0 2LC0470-0AS99-0AA0	1.1
105-6	270	10000	NON BON	45 45	63	63	72	2.5	45	8	51	-	-	141	0.003	2LC0470-1NV99-0AA0 2LC0470-1AS99-0AA0	2.4
125-6	490	8400	NON BON	55 55	76	76	84	2.5	55	11	67	-	-	177	0.008	2LC0470-2NV99-0AA0 2LC0470-2AS99-0AA0	4.3
140-6	700	7500	NON BON	65 65	91	91	99	2.5	65	11	70	-	-	200	0.015	2LC0470-3NV99-0AA0 2LC0470-3AS99-0AA0	6.1
165-6	1250	6350	NON BON	75 75	105	105	114	2.5	75	14	83	-	-	233	0.031	2LC0470-4NV99-0AA0 2LC0470-4AS99-0AA0	9.4
175-6	2000	6000	NON BON	80 80	110	110	120	3.0	80	15	95	-	-	255	0.047	2LC0470-5NV99-0AA0 2LC0470-5AS99-0AA0	12.1
195-6	3000	5350	NON BON	90 90	120	120	131	3.0	80	15	95	-	-	255	0.071	2LC0470-6NV99-0AA0 2LC0470-6AS99-0AA0	14.5
210-6	4400	5000	NON BON	95 95	126	126	139	4.0	90	15	105	-	-	285	0.105	2LC0470-7NV99-0AA0 2LC0470-7AS99-0AA0	18.7
240-6	5700	4350	NON BON	110 110	145	145	162	5.0	100	18	116	-	-	316	0.203	2LC0470-8NV99-0AA0 2LC0470-8AS99-0AA0	27.3
255-6	7600	4100	NON BON	115 115	154	154	170	5.0	110	23	146	-	-	366	0.309	2LC0471-0NV99-0AA0 2LC0471-0AS99-0AA0	36.5
280-6	10000	3750	NON BON	135 135 120 135	184 184 161 184	186 184	186	6.0	130 25	25	150 39	- 22	- 83	410 299	0.524 0.496	2LC0471-1NV99-0AA0 2LC0471-1AS99-0AA0	52.3 49.9

Figuur 4. Afmetingen ARPEX ARS-6 Serie

De exacte maat met tolerantie van de motoras bedraagt 42 k6. Uit de operation manual van de ARPEX koppeling lezen we dat we voor een dergelijke tolerantie een H7 of M7 dienen te gebruiken. Omdat onze elektromotor hoofdzakelijk in één richting werkt opteren we voor H7.

Type of fit	Shaft limits	Bore limits	
		Reversing operation	One-direction operation
Interference fit with keyway	h6	P7	N7
	k6	M7	H7
	m6	K7	H7
	n6	J7	H7
	p6	H7	F7
Shrink fit	Customer's specification	on request	on request

Figuur 5. Keuze toleranties

Als boring voor de motorzijde kiezen we 42 H7, als boring voor de bevestiging van de rondsels kiezen we voor 22 H7. Omdat dit type koppelingen enkel te verkrijgen zijn met één spie kiezen we voor een vlakke inlegspie volgens DIN 6885-1. Uit tabel 12-2 uit de tabellenboek van Roloff & Matek kiezen we meerbepaald voor een vlakke inlegspie DIN 6885 – A8 x 7 x 36. Na controleberekening wordt gekozen voor een spielengte van 36 mm. Hiervoor passen we formule 12.1 uit Roloff & Matek toe:

$$p_{gem} \approx \frac{2 \cdot T_{eq} \cdot K_{\lambda}}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq \bar{p} \rightarrow 212,6 \leq 310 \text{ N} / \text{m}^2 \text{ (OK)}$$

De factoren in bovenstaande hoofdformule zijn:

- $T_{nom} = 150 \text{ Nm}$
- $K_A = 1,1$  (tabel 3-5 R&M)  $\rightarrow$  want er is een koppelrimpel

$$T_{eq} = K_A \cdot T_{nom} = 1,1 \cdot 150 \text{ Nm} = 165 \text{ Nm}$$

- $K_{\lambda} = 1,32$  (zie tabel 12-2 c)
- $l = 36 \rightarrow K_{\lambda} = 1,25$   
 $l' = l - b = 32 - 8 = 28 \text{ mm} \rightarrow \frac{l'}{d} = 1,27 \rightarrow$  zie grafiek lastverdelingsfactor  $\rightarrow K_{\lambda} = 1,25$
- $n = 1$  (= aantal inlegspieën)
- $\varphi = 1$
- $h' = 0,45 \times h = 0,45 \times 7 = 3,15 \text{ mm}$

$$\bar{p} = \frac{R_e}{S_F} = \frac{465,5}{1,5} = 310 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$S_F = 1,5$  (tabel 12-1)

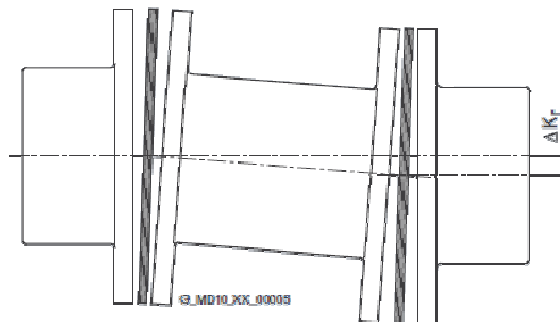
$$R_e = K_t \times R_{eN} = 0,95 \times 490 = 465,5 \text{ N/mm}^2$$



$K_t = 0,95$  (tabel 3-11)

Materiaal = C45  $\rightarrow R_{eN} = 490 \text{ N/mm}^2$

De gekozen koppeling compenseert ook een hoekafwijking van  $0,7^\circ$ . De toegelaten uitlijningsfouten  $\Delta K_a$ ,  $\Delta K_r$ ,  $\Delta K_w$  zijn maximumwaarden en mogen niet gelijktijdig optreden. Fig. 6 geeft de toegelaten uitlijnfouten weer. Voor de montageaanwijzing van de koppeling verwijzen we naar de gebruiksaanwijzing. Deze is terug te vinden en downloaden op de website van de fabrikant ([www.flender.com](http://www.flender.com)).



Size	Permitted angular misalignment $\pm\Delta K_w$							
	0.0°	0.1°	0.2°	0.3°	0.4°	0.5°	0.6°	0.7°
DA	Permitted axial misalignment $\pm\Delta K_a$ in mm							
78-6	1.10	0.94	0.79	0.63	0.47	0.31	0.16	0.00
105-6	1.80	1.54	1.29	1.03	0.77	0.51	0.26	0.00
125-6	2.02	1.73	1.44	1.15	0.87	0.58	0.29	0.00
140-6	2.40	2.06	1.71	1.37	1.03	0.69	0.34	0.00
165-6	2.74	2.35	1.96	1.57	1.17	0.78	0.39	0.00
175-6	2.86	2.45	2.04	1.63	1.23	0.82	0.41	0.00
195-6	3.06	2.62	2.19	1.75	1.31	0.87	0.44	0.00
210-6	3.14	2.69	2.24	1.79	1.35	0.90	0.45	0.00
240-6	3.70	3.17	2.64	2.11	1.59	1.06	0.53	0.00
255-6	3.84	3.29	2.74	2.19	1.65	1.10	0.55	0.00
280-6	4.18	3.58	2.99	2.39	1.79	1.19	0.60	0.00
305-6	4.46	3.82	3.19	2.55	1.91	1.27	0.64	0.00
335-6	4.84	4.15	3.46	2.77	2.07	1.38	0.69	0.00
372-6	4.98	4.27	3.56	2.85	2.13	1.42	0.71	0.00
407-6	5.50	4.71	3.93	3.14	2.36	1.57	0.79	0.00
442-6	6.02	5.16	4.30	3.44	2.58	1.72	0.86	0.00
487-6	6.80	5.83	4.86	3.89	2.91	1.94	0.97	0.00
522-6	7.34	6.29	5.24	4.19	3.15	2.10	1.05	0.00
572-6	7.86	6.74	5.61	4.49	3.37	2.25	1.12	0.00
602-6	8.24	7.06	5.89	4.71	3.53	2.35	1.18	0.00

Figuur 6. Toegelaten uitlijnfouten

### 3. Bestelling ARPEX ARS-6 koppeling

**Qty.: 1**

**FLENDER Coupling**

MLFB: 2LC0470-1NV99-0AA0-Z

L0N+M0X+W03

KL:

Customer's designation::

Total weight:: 2.99 [kg]

**ARPEX COUPLING SERIES ARS-6**

**TYPE NON SIZE 105**

**S=51 MM**

**(1) N-HUB**

**(2) N-HUB**

L0N=(1) BORE 22 H7 MM

KEYWAY ACC. TO DIN 6885-1 (P9)

WITH SET SCREW

M0X=(2) BORE 42 H7 MM

KEYWAY ACC. TO DIN 6885-1 (P9)

WITH SET SCREW

W03=HIGH PRECISION BALANCED

**Unit price: 605.20 EUR**

**Qty.: 2**

**FLENDER Coupling**

MLFB: 2LC0470-1NQ00-0AA0

KL:

Customer's designation::

Total weight:: 0.10 [kg]

**DISC PACK (COMPLETE)**

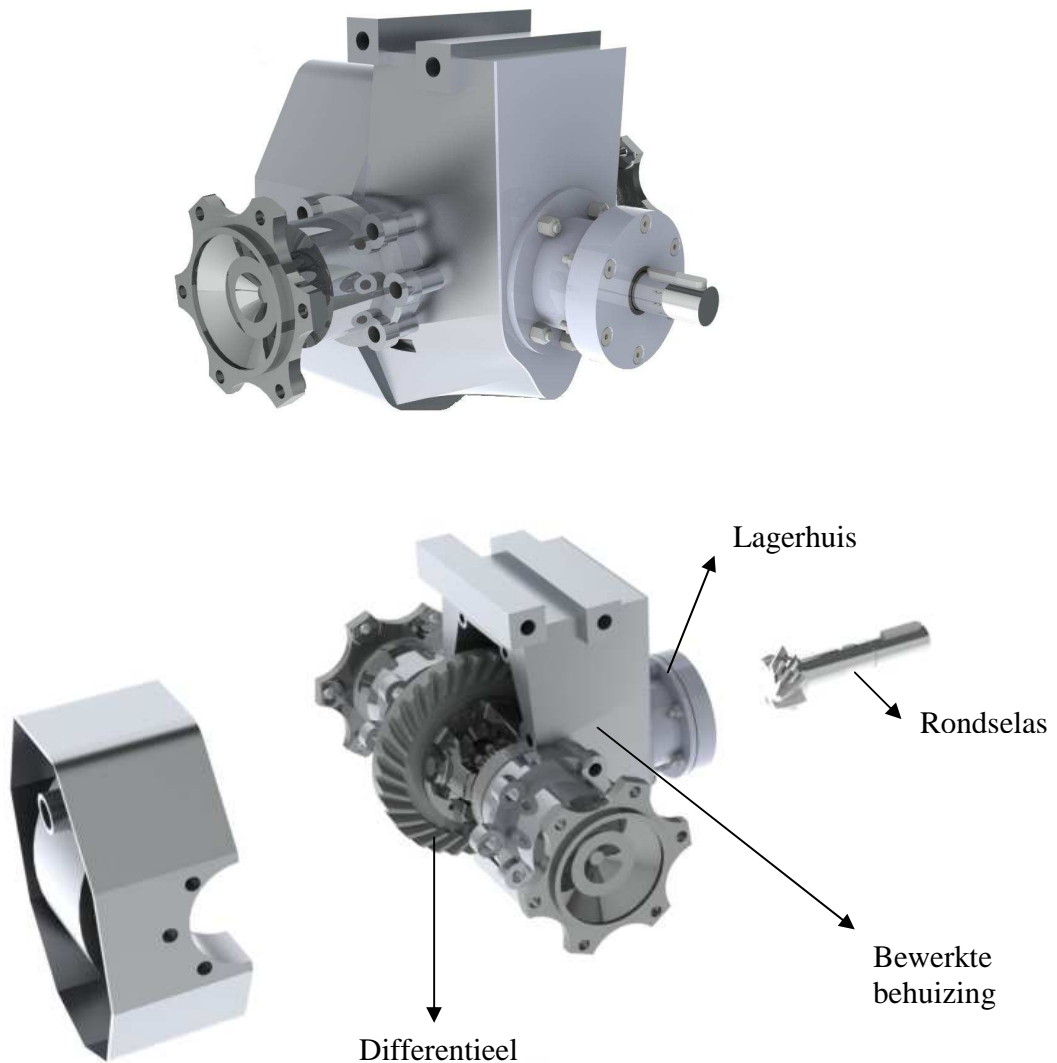
**FOR ARPEX COUPLING**

**SERIES ARS-6 SIZE 105**

**Unit price: 69.00 EUR**

## Bijlage 8: Reductietrap

De reductietrap past het aandrijfkoppel en de hoeksnelheid aan, zodanig dat de motor zich in een gunstig werkingsgebied bevindt bij de gewenste prestaties van de wagen. Het is de overbrengingsverhouding van de reductietrap samen met de bandenmaat die de acceleratieprestatie bepalen. De maximale snelheid hangt af van het vermogen zolang dat het maximale toerental niet overschreden wordt. De ontworpen reductietrap, afgebeeld in Fig. 1, bestaat uit een rondselas, het lagerhuis, het differentieel en een oliedichte behuizing.



Figuur 1. Reductietrap mechanische aandrijflijn Odyssee

De overbrenging van rondselas op kroonwiel van het differentieel doet hierbij dienst als reductie. Het differentieel verdeelt de aandrijfkraft over het linker- en rechterwiel. Tevens vangt dit differentieel de snelheidsverschillen tussen linker- en rechterwiel bij het nemen van bochten of bij onregelmatigheden in het wegdek en slijtage van de banden.

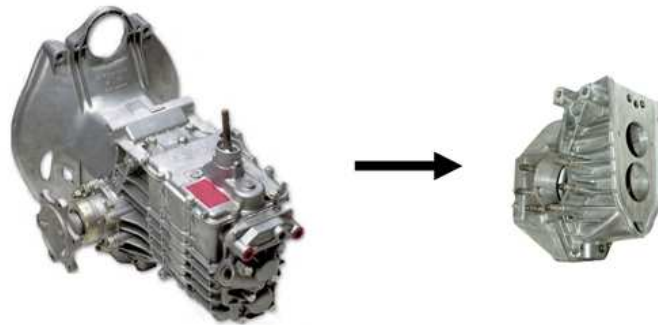


**Figuur 2. Rondselas en differentieel als reductie**

Bijlage 4 ging dieper in op de haalbaarheid van het toepassen van de originele 2CV rondselas en differentieel als reductietrap. Belangrijk hierbij was nagaan of de overbrengingsverhouding  $8/33$  voldoende was om aan de vooropgestelde racewagen specificaties te voldoen. Er zijn nog een aantal randvoorwaarden waaraan de reductietrap moet voldoen. Eerst en vooral dient deze reductietrap volledig oliedicht te zijn. Aangezien vertrokken wordt van een bestaande behuizing dient men deze zodanig aan te passen dat er geen olie kan ontsnappen. Daarnaast moet men, net zoals bij de originele gangwissel, de remmen op de behuizing kunnen monteren. Ook dient men rekening te houden met de bevestigingspunten van de reductietrap zodat dit onderdeel makkelijk kan ingebouwd worden in de racewagen. Tot slot moet de reductietrap zodanig uitgevoerd worden, dat deze de krachten op de tandwielen kan opnemen. Zowel axiale als radiale krachten moeten opgenomen kunnen worden. Hiervoor werd een zelf ontworpen lagerhuis ontwikkeld. Dit lagerhuis wordt in bijlage 9 in detail besproken.

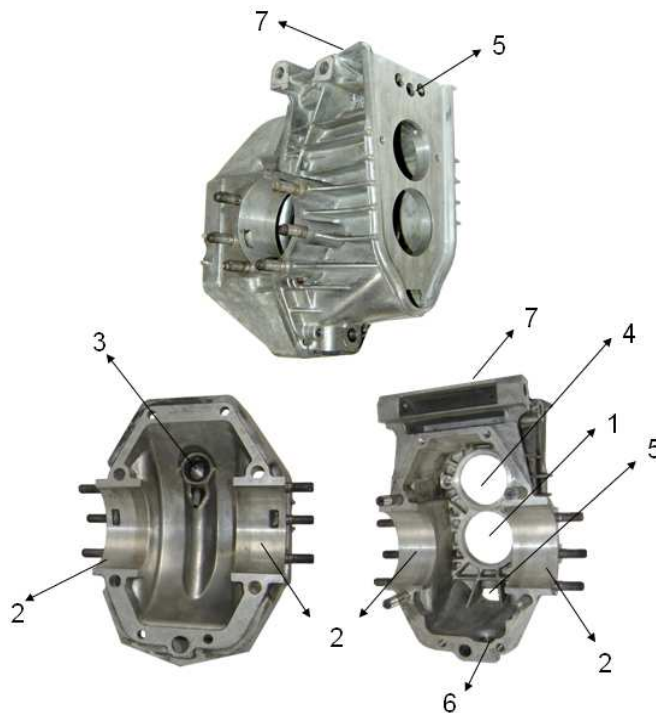
## 1. Ontwerp reductietrap

De ontworpen reductietrap is afgeleid van een originele 2CV-gangwissel. Deze gangwissel werd in eerste instantie ontdaan van versnellingsstandwielen, assen, lagers en differentieel. Aangezien de behuizing ook de remkrachten dient op te nemen, en de originele aluminiumlegering behuizing hiervoor ontworpen is, leek het aangewezen de originele behuizing zodanig aan te passen zodat aan de vooropgestelde voorwaarden voldaan werd. Tevens is dit een goedkopere oplossing dan zelf een tandwielkast te maken. Het resultaat van de metaalbewerkingen aan de origineel gangwissel zijn afgebeeld in Fig. 3.



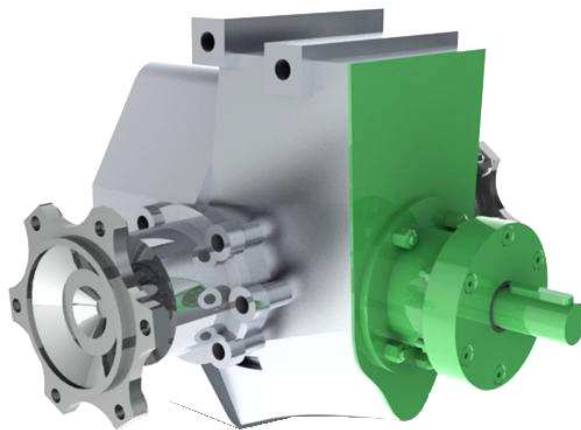
**Figuur 3. Aanpassen van originele 2CV gangwissel**

Het toepassen van deze strategie maakt dat er een aantal opening overblijven in de behuizing die gedicht moeten worden om aan de bovenvernoemde vereisten van de oliedichtheid te voldoen. Fig. 4 toont visueel de zeven gaten die gedicht moeten worden. Opening met nummer 2 moet echter niet gedicht worden aangezien deze de lagering van de aandrijfassen bevat.



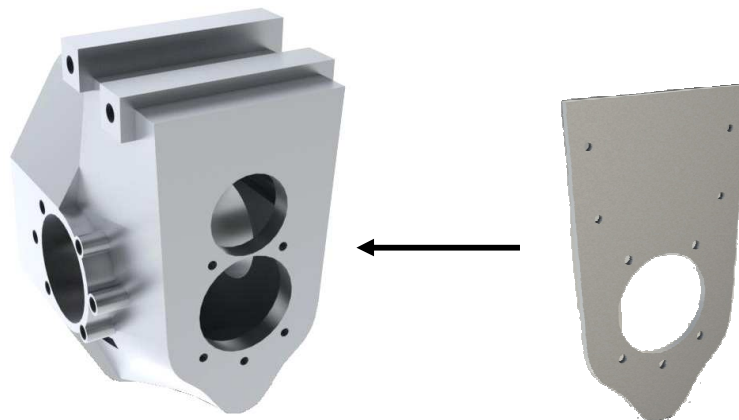
**Figuur 4. Openingen in bewerkte behuizing reductietrap**

Het groene gedeelte in Fig. 5, dat een afdichtingsplaat met geïntegreerd lagerhuis omvat, zorgt voor het dichten van de grootste openingen. Deze openingen zijn op Fig. 4 aangeduid met de nummers 4 en 5. Het vlak met deze openingen noemen we het referentievlak en werd opgemeten met een coördinaten meetmachine bij C. Van Gompel Metaalbewerking. De opening met nummer 1 is het gat waar de rondselas met zijn lagerhuis door steekt. Bijlage 9 bespreekt het ontwerp van dit lagerhuis.



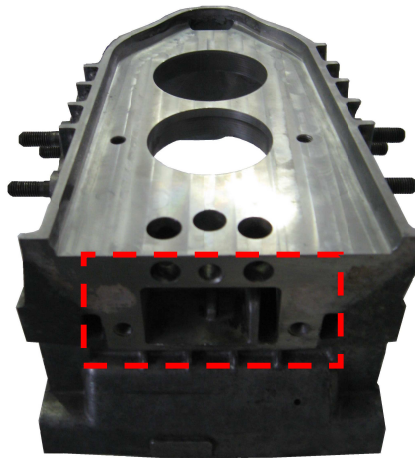
**Figuur 5. Afdichtingsplaat met lagerhuis voor dichting openingen 4 en 5**

De stalen afdichtingsplaat, afgebeeld in Fig. 6, is 4 mm dik en wordt met bouten bevestigd aan het gevlakfreesde referentievlak van de behuizing. We voorzien ook Loctite<sup>®</sup> tussen de afdichtingsplaat en referentievlak om een 100% oliedicht geheel te krijgen.



**Figuur 6. Afdichtingsplaat en plaats van bevestiging op reductietrap**

Op het bovenzvlak van de behuizing bevinden zich enkele kleine openingen aangegeven door rode stippellijnen in Fig. 7. Deze worden gedicht door een aluminiumplaatje te lijmen op de behuizing. De gebruikte lijm is een niet commercieel verkrijgbare aluminium polyacrylaat lijm van de onderneming Kaneka. Deze lijm draagt momenteel de code 10-045-1. De samenstelling is echter confidentieel en kan niet gepubliceerd worden. We kunnen wel vermelden dat het een lijm is op basis van het polymeer Kaneka XMAP SA100S. De XMAP polymeren zijn telechelische polyacrylaten, waarbij SA100S reactieve dimethoxysilaan eindgroepen heeft. Het grote voordeel van de acrylaatstructuur van de uitgeharte lijm is de hoge olieresistentie, resistentie tegen chemicaliën en temperatuursbestendigheid.



**Figuur 7. Openingen op bovenzijde behuizing**

## **2. Rondselas**

Het koppel van de reluctantiemotor wordt via de ARPEX torsiestijve lamellenkoppeling op de rondselas overgebracht. We maken in de mechanische aandrijflijn gebruik van de originele rondselas uit de 2CV-gangwissel om de kosten te drukken. Het ontwerpen en produceren van een zelf ontworpen rondselas is immers erg duur. De originele rondselas wordt zodanig bewerkt zodat deze sterk genoeg en bruikbaar blijft voor onze toepassing. De as zal verkleinen in afmetingen t.o.v. de originele, en zal dus bijgevolg ook iets minder wegen.

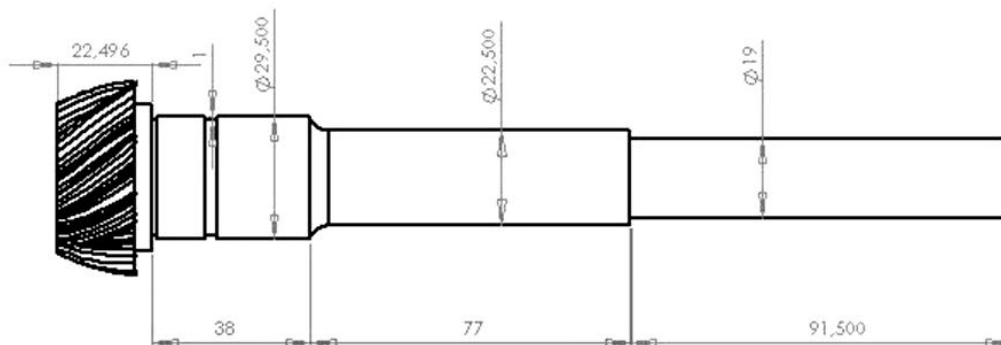
### **2.1. Specificaties en afmetingen rondselas**

De originele rondselas, die afgebeeld is in Fig. 8, werd samen met bijhorend kroonwiel nieuw besteld bij de CQS Group.



**Figuur 8. Originele rondselas 2CV**

De geleverde as simplificeren we tot een model dat afgebeeld is in Fig. 9. Hierop zijn de voornaamste afmetingen aangebracht die nodig zijn voor de controleberekeningen van de sterkte. In dit model zijn details niet meer weergegeven omdat de as toch bewerkt zal worden.



**Figuur 9. Model rondselas met afmetingen**

Andere belangrijke gegevens van de rondselas die nodig zijn in de berekeningen van de mechanische aandrijflijn zijn weergegeven in tabel 1. Hierin zijn vooral gegevens terug te vinden van het schuin vertande kegeltandwiel met spiraalvertanding. Door de gebogen vorm zijn de tanden sterker en zijn er meer tandparen in aangrijping met een groter overlappingsquotiënt tot gevolg. De overbrenging loopt daardoor gelijkmatig en met weinig lawaai.

**Tabel 1. Gegevens vertanding rondselas**

Materiaalsoort:	Carboneerstaal 16MnCr5
Buitendiameter vertanding aan grootste diameter:	47 mm
Buitendiameter vertanding aan kleinste diameter:	34 mm
Gemiddelde buitendiameter in het midden van de vertanding:	40,5 mm
Tandhoogte:	6,5 mm
Gemiddelde voetdiameter in het midden van de vertanding:	27,5 mm
Gemiddelde steekcirkel in het midden van de vertanding:	34 mm
Tandschuinite in het midden van de vertanding $\beta$ :	45°

## 2.2. Sterktecontrole rondselas

In deze paragraaf gaan we na of de originele rondselas wel geschikt is om het koppel van onze elektromotor over te brengen. Daarom gaan we eerst na welk maximumkoppel deze as in de originele aandrijving diende over te brengen in de versnellingsbak van de 2CV. Het maximale koppel van de originele 2CV verbrandingsmotor bedraagt 40 Nm. Dit motorkoppel wordt het grootst overgebracht in de eerste versnelling. Het koppel dat de pignonas maximaal te verduren krijgt, bedraagt 208 Nm.

$$T_{2CV-motor} = 40 Nm$$

$$i_{eerste} = 0,1922$$

$$T_{rondselas,max} = T_{2CV-motor} \cdot \frac{1}{i_{eerste}} = 40 Nm \cdot \frac{1}{0,1922} = 208 Nm$$



Aangezien het maximumkoppel van de elektromotor (= 150 Nm) kleiner is dan deze 208 Nm kunnen we besluiten dat de rondselas sterk genoeg is om ons motorkoppel over te dragen.

### 2.3 Controleberekening rondselas torsie

We voeren een controleberekening uit op de rondselas volgens Fig. 11-23 in Roloff/Matek. Omdat de lagers zich erg kort bij het rondsels bevinden, gaan we er in een eerste berekening van uit dat de buiging verwaarloosbaar is. De amplitude van de koppelrimpel die de elektromotor genereert zal in het slechtste geval 24% bedragen (zie specificaties SRM Bijlage 6).

De amplitude van de rimpel wordt dan:  $T_a = 0,24 * 150Nm = 36Nm$

Uit tabel 3-5 halen we de bedrijfsfactor:  $K_A = 1,1$

De werkzame diameter van de as op de dunste plaats is 18mm omdat de spieverbinding met de koppeling een inham maakt van 4mm. (zie Bijlage 7)

Het polair weerstandsmoment van een volle as is:  $W_p = \frac{\pi \cdot R^3}{2} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{18mm}{2}\right)^3}{2} = 1145mm^3$

De grootste spanning die optreedt in het materiaal bedraagt:  $\tau_{t,max} = \frac{T_{max}}{W_p} = \frac{150Nm}{1145mm^3} = 130 \frac{N}{mm^2}$

De amplitude van de wisselspanning bedraagt:  $\tau_{ta} = \frac{K_A \cdot T_a}{W_p} = 34,6 \frac{N}{mm^2}$

De as is gemaakt van 16MnCr15. Dit materiaal heeft de volgende grenswaarden:

$$R_{p0,2N} = 630 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tWN} = 270 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tZwN} = 435 \frac{N}{mm^2}$$

De technologische groottefactor bedraagt:  $K_t \approx 0,9$

De torsievloei-grens van de as bedraagt:  $\tau_{tV} = \frac{1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t}{\sqrt{3}} = 393 \frac{N}{mm^2}$

Om de vermoeiingssterkte van de as te berekenen zijn nog enkele factoren nodig. De ruwheid is echter een 'ruwe' schatting.

$$R_z \approx 10 \mu m$$

$$\beta_{k\tau} = 2,3$$

$$K_g = 0,93$$

$$K_{0\tau} = 1$$

$$K_V = 1,2$$

De totale constructiefactor wordt dan:  $K_\tau = \left( \frac{\beta_{k\tau}}{K_g} + \frac{1}{K_{0\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2,06$

Nu kunnen we de vermoeiingsterkte van de as berekenen:  $\tau_{GW} = \frac{\tau_{tWN} \cdot K_t}{K_\tau} = 118 \frac{N}{mm^2}$

Deze formule geldt echter voor een wisselbelasting terwijl wij voornamelijk een zwellende belasting hebben.

$$\tau_{GW} = \frac{\tau_{tZwN} \cdot K_t}{K_\tau} = 190 \frac{N}{mm^2}$$

Wanneer we ook de buigingsspanningen berekenen, kunnen we deze combineren met de torsie en volgende veiligheidsfactoren vinden: de statische en dynamische veiligheidsfactoren.

$$S_V = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{b,\max}}{\sigma_{bV}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{t,\max}}{\tau_{tV}} \right)^2}} = 3,02$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{GW}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{GW}} \right)^2}} = 5,5$$

Wanneer we de definitieve afmetingen en koppelmethode kennen, kunnen we deze berekening verfijnen door er de buigmomenten mee te integreren. We kunnen in eerste instantie concluderen dat de rondselsas sterk genoeg is. De veiligheidsfactoren zijn voldoende groot.

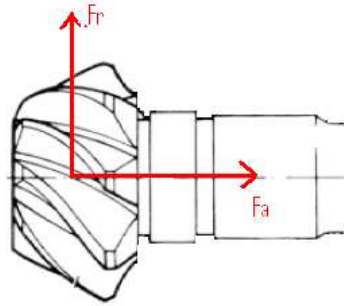
## 2.4 Controleberekening rondselsas torsie met buigmomenten

Om een correct beeld van de aanwezige spanningen te hebben, moeten we ook rekening houden met de buigmomenten. Deze zijn afkomstig van de tandwieloverbrenging. We maken een schatting van de parameters van de vertanding:  $d_w = 34mm$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 45^\circ$ . Uit volgende formules volgen dan de krachten op de as. Deze krachten zijn afgebeeld in Fig. 10 en 11.

$$F_t = \frac{T_{mot}}{d_w / 2} = \frac{150Nm}{34mm / 2} = 8824N$$

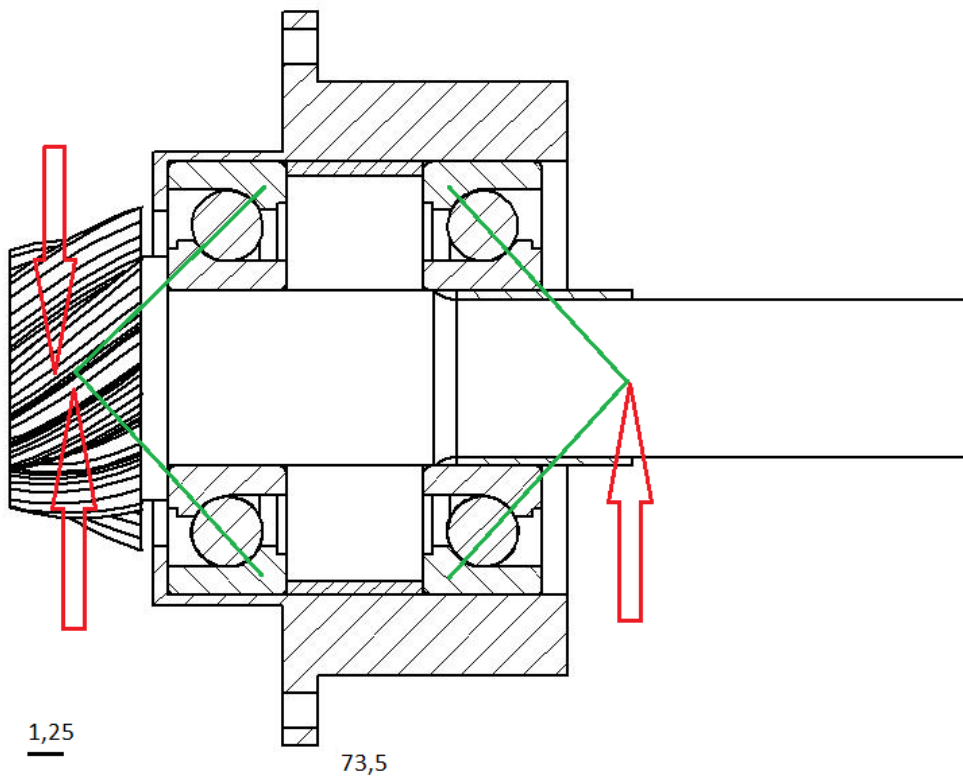
$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{8842 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 45^\circ} = 4551N$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 4551N \cdot \tan 45^\circ = 4551N$$



**Figuur 10. Krachten die inwerken op de rondselas.**

Enkel de radiale krachten zullen een buigmoment creëren. De axiale krachten worden volledig opgevangen door de lagers. Men kan nu al inzien dat deze krachten vrij klein zijn en niet veel invloed zullen hebben. We maken toch een berekening om dit te kunnen kwantificeren.



**Figuur 11. Krachten op rondselas en virtuele steunpunten lagers**

Nu de tandwielkrachten en afmetingen van de as gekend zijn, kunnen we de lagerkrachten berekenen.

$$\sum F = 0: 4551N = F_1 + F_2$$

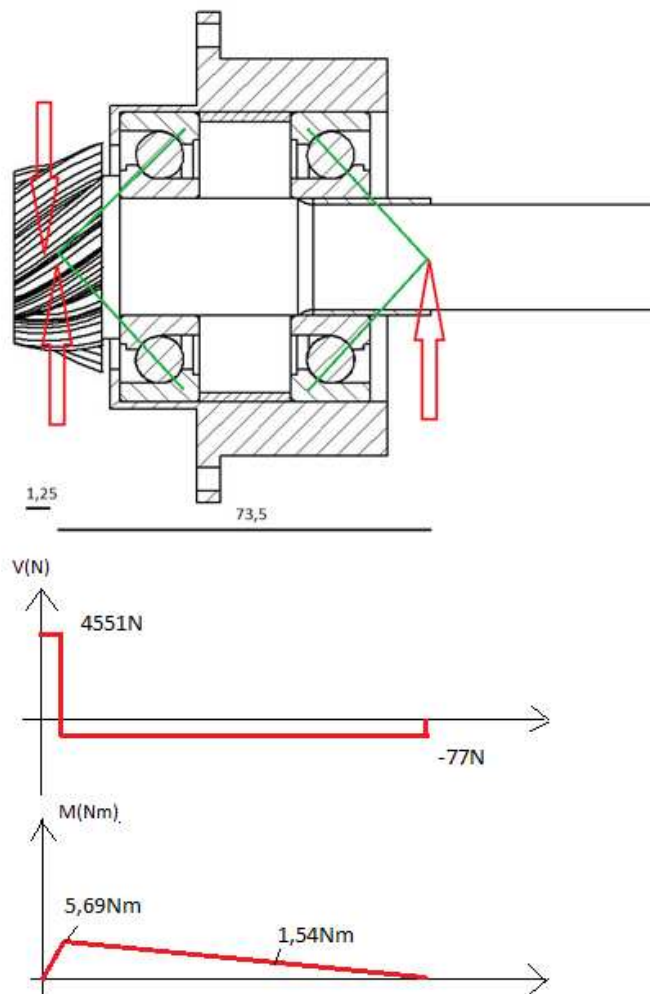
$$\sum M = 0: 4551N \cdot 1,25mm + F_2 \cdot 73,5mm = 0$$

Hieruit volgt:

$$F_{L1} = 4628N$$

$$F_{L2} = -77,4N$$

Het buigmomentendiagram is afgebeeld in Fig. 12. Het maximale buigmoment is 5,69Nm. De diameter op deze plaats bedraagt 25mm. We hebben te maken met een draaiende as, dus de amplitude van het wisselend moment bedraagt eveneens 5,69Nm. Ook de plaats waar de diameter overgaat naar 22mm is een potentiële plaats waar een maximale buigspanning kan optreden. We berekenen op beide plaatsen de buigspanningen.



**Figuur 12. Buigmomentendiagram**

- Plaats 1

$$M_{a,nom} = 5,69 Nm$$

$$M_{max} = 5,69 Nm$$

$$K_A = 1,1$$

$$W = \frac{\pi \cdot r^3}{4}$$

We kunnen nu de buigspanningen die optreden op deze plaats berekenen.

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{5690 Nmm}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{25mm}{2}\right)^3}{4}} = 3,71 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{ba} = \frac{K_A M_{max}}{W} = \frac{1,1 \cdot 5690 Nmm}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{25mm}{2}\right)^3}{4}} = 4,08 \frac{N}{mm^2}$$

- Plaats 2, hier gaat de diameter over naar 22mm

$$M_{a,nom} = 1,54 Nm$$

$$M_{max} = 1,54 Nm$$

$$K_A = 1,1$$

$$W = \frac{\pi \cdot r^3}{4}$$

We kunnen nu de buigspanningen die optreden op deze plaats berekenen.

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{1540 Nmm}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{22mm}{2}\right)^3}{4}} = 1,47 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{ba} = \frac{K_A M_{max}}{W} = \frac{1,1 \cdot 1540 Nmm}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{22mm}{2}\right)^3}{4}} = 1,62 \frac{N}{mm^2}$$

Op plaats 1 liggen de spanningen hoger. Dit is te wijten aan de hogere buigmomenten op die plek. De vloeigrens voor onze as bedraagt:

$$\sigma_{bv} = 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t = 1,2 \cdot 630 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,93 = 703,1 \frac{N}{mm^2}$$

Om de totale constructiefactor bij buiging te berekenen hebben volgende factoren nog nodig:

$$\beta_{k\sigma} \approx 2,5$$

$$K_{o\sigma} = 0,85$$

$$K_{\sigma} = \left( \frac{\beta_{k\sigma}}{K_g} + \frac{1}{K_{o\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{2,5}{0,93} + \frac{1}{0,85} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,2} = 2,39$$

De maximale buigwisselspanning van het materiaal is:

$$\sigma_{bWN} = 450 \frac{N}{mm^2}$$

Nu kunnen we de geometrische wisselsterkte van de as berekenen:

$$\sigma_{GW} = \frac{\sigma_{bWN} \cdot K_t}{K_{\sigma}} = \frac{450 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,93}{2,39} = 175 \frac{N}{mm^2}$$

Tot slot combineren we nu de buigspanningen samen met de torsiespanningen in de volgende veiligheidsfactoren:

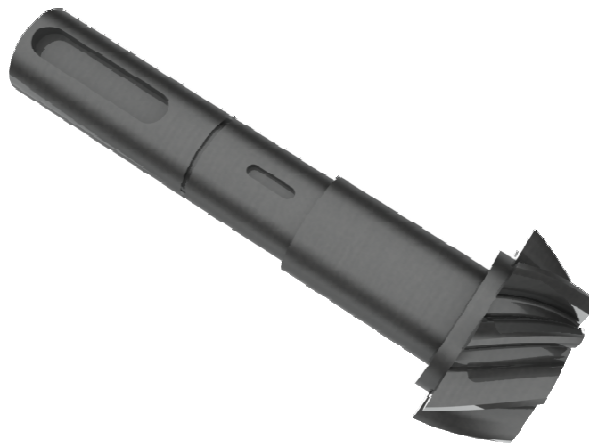
$$S_V = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{bV}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{t,max}}{\tau_{tV}} \right)^2}} = 3,02$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{GW}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{GW}} \right)^2}} = 5,24$$

Zoals verwacht hebben de buigspanningen niet zo veel invloed, de veiligheidsfactoren zijn voldoende hoog. De rondselas voldoet dus aan de belastingen.

## 2.5 Bewerken van rondselas

Zoals reeds besproken zal de rondselas bewerkt worden. De afmetingen van de nieuwe rondselas zijn afhankelijk van de afmetingen van het lagerhuis. Daarnaast dienen we ook rekening te houden met de totale inbouwruimte. Voor details omtrent het bewerken van de rondselas verwijzen we dan ook naar hoofdstuk 4.1 in bijlage 9. Naast het afdraaien van de originele rondselas dienen we ook twee spieën te voorzien. De grote spie dient voor het overbrengen van het motorvermogen. De kleine spie, die de bus van het lagerhuis met de as verbindt zodat we een voorspanning kunnen uitoefenen op de lagergroep, wordt in hoofdstuk 4.3 van bijlage 9 besproken. De rondselas wordt bewerkt door C. Vangompel Metaalbewerking en is afgebeeld in Fig. 13.



**Figuur 13. Bewerkte rondselas.**

## 3. Differentieel

Het differentieel in de originele 2CV-gangwissel behoort tot het zogenaamde open differentieel kegeltandwieltype, en is de meest eenvoudige vorm van voorkomende differentieeltypes. Dit type differentieel, afgebeeld in Fig. 14, wordt het meest toegepast in wagens en krijgt zijn ingaande aandrijfkraft aangeboden via het kroonwiel, dat vast verbonden is met het differentieelhuis.



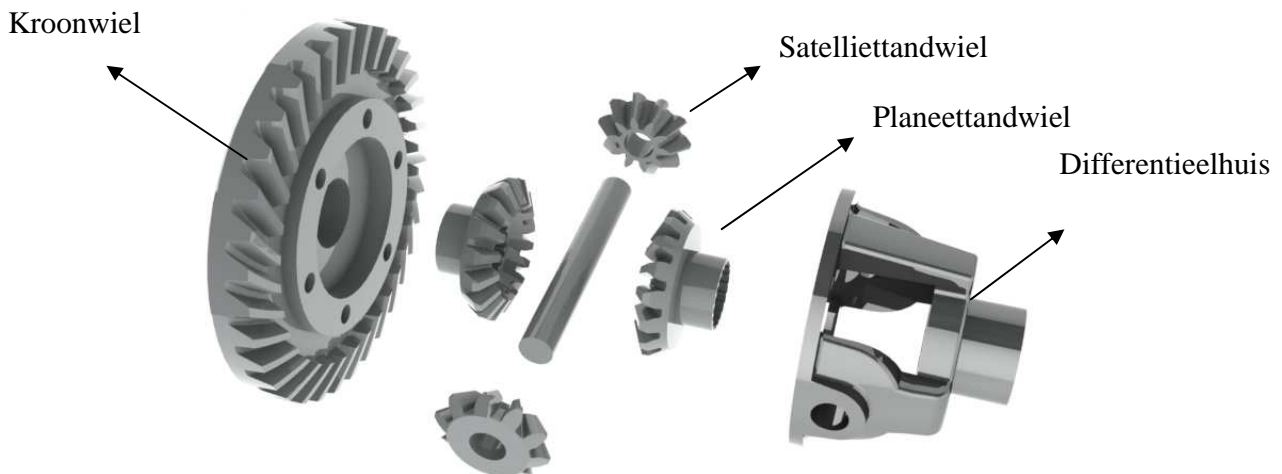
**Figuur 14. 2CV-differentieel**

De overbrengingsverhouding van het differentieel ligt vast in verhouding met het toerental van de rondselas  $n_1$  en het toerental van het kroonwiel  $n_2$ . Indien  $z_1$  het tand aantal van de rondselas is en  $z_2$  het tand aantal van het kroonwiel dan geldt:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{8}{33} = 0,2424$$

De rondselas en het differentieel zijn een vrij sterke constructie maar kunnen door slijtage, onvoldoende smering of een te zware belasting defecten of een te grote tandspeling ondervinden. Deze kunnen op hun beurt leiden tot afslijten, inpitten en zelfs scheuren van de rondsels- en kroonwieltanden. Men dient bij de montage van de reductietrap er op te letten dat de rondselas en kroonwiel als een set worden geleverd. Beide onderdelen zijn namelijk op elkaar ingeslepen. Men mag de onderdelen niet afzonderlijk vervangen. De afsteldiepte is op de kop van de rondselas en kroonwiel gegraveerd. Het doel van de afstelling is om een zo geruisloos en efficiënt mogelijk de rondselas en kroonwiel te laten draaien. Voor de procedure van de afstelling van rondselas en kroonwiel verwijzen we naar de handleiding ‘Vraagbaak Citroën 2CV/Dyane’ (zie referentielijst paper). Om het differentieel te smeren gebruiken we SAE 80W-90 transmissieolie. De reductiekast wordt van evenveel olie voorzien als de originele gangwissel.

Het differentieelhuis zelf bevat twee conische planeettandwielen die elk via de aandrijfassen met de wielen verbonden zijn. Deze planeettandwielen staan met elkaar in verbinding dankzij twee satellietandwieltjes. Fig. 15 toont de afzonderlijke onderdelen in het originele differentieel.



**Figuur 15. Exploded view 2CV-differentieel**

Als een wagen een bocht neemt zal het wiel dat de binnenbocht maakt een kortere afstand afleggen dan het wiel aan de buitenkant van de bocht. Het wiel aan de buitenkant zal dus sneller moeten draaien zodat het in dezelfde tijd een grotere afstand kan afleggen. Indien dit niet gebeurt, dan slijt de wagen door de bocht. In modderig terrein of op een glad wegdek is dit een nadeel. Het ene wiel kan slippen terwijl het andere stil kan blijven staan. Aangezien de 24-uren en 24-minuten race plaats vindt in oktober, is de kans groot dat er op een nat en glad wegdek gereden wordt.



Om slippen te voorkomen bestaat er ook een gelimiteerd slipdifferentieel (LSD: limited slip differential) dat een te groot snelheidsverschil tussen beide wielen verhindert. Met het gewone open differentieeltype wordt een deel van het vermogen verspeeld met het doorslippen van de wielen tijdens acceleratie. Dit komt doordat het open differentieeltype meer vermogen naar dat wiel stuurt met de minste grip, volgens de weg van de minste weerstand. Het gelimiteerd slip differentieel werkt net andersom. Dit type differentieel zal via een wormwieloverbrengingen een wrijvingskoppel genereren bij te grote snelheidsverschillen. Dit wrijvingskoppel zorgt ervoor dat het andere wiel minstens een even groot koppel zal krijgen. Fig. 16 toont de opbouw van het gelimiteerd slipdifferentieel.



**Figuur 16. Gelimiteerd slipdifferentieel**

Het verlies van tractie, hetzij bij een staande start of het uitkomen van een bocht, kost tijd. Bovendien is dit nadelig voor de bestuurbaarheid van de wagen. Daarom opteren we om tijdens de 24-uren en 24-minuten race het originele differentieel te vervangen door het gelimiteerd slipdifferentieel van de onderneming Quaife (zie Fig. 17). Dit is een plug & play vervangdifferentieel dat geleidelijke en constante tractie biedt voor wedstrijden of glad wegdek. Het gelimiteerd slipdifferentieel van Quaife stuurt automatisch het koppel weg van het spinnende wiel naar het wiel met de meeste tractie. Dit differentieel wordt tevens gebuikt door Ford (Focus RS), General Motors en Daimler-Chrysler. Er moet wel bij gezegd worden dat er bij de LSD's meer verliezen zullen optreden in het differentieel bij het nemen van een bocht. Deze verliezen worden veroorzaakt door de wrijving in de wormwielen en zullen het differentieel opwarmen.

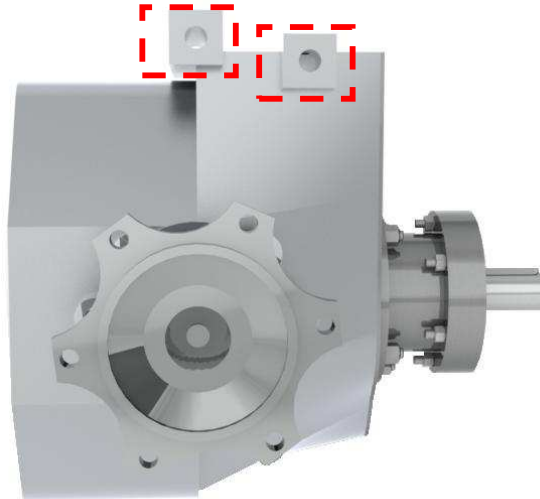


**Figuur 17. Gelimiteerd slipdifferentieel**

Voor het testen van het elektrische voertuig gebruiken we het originele differentieel. Deze keuze verandert echter niets aan het ontwerp. Enkel het differentieelhuis met bijhorend stelsel tandwielen wordt vervangen door het gelimiteerd slipdifferentieel. Het kroonwiel en rondselas blijven behouden. De prijs van dit onderdeel bedraagt 950€.

#### 4. Bevestiging onderdelen

Om de reductietrap te bevestigen in de elektrische racewagen maken we gebruik van de bevestigingspunten van de remklauwen. Fig.18 toont deze bevestigingspunten. We voorzien een stalen plaatje met gaten op dezelfde plaatsen als de bevestigingspunten. Op die manier kunnen we nog steeds de remklauwen op de originele plaats bevestigen.



**Figuur 18. Bevestigingspunten behuizing**

We dienen wel de dikte van het tussenplaatjes te compenseren opdat de remschijven correct werken. De tussenplaat kunnen we op zijn beurt verbinden met een zogenaamd ‘subframe’. Dit subframe is een stalen vakwerkconstructie die motor en reductiekast als één geheel in de racewagen bevestigt. Op die manier kunnen beide onderdelen op dezelfde manier trillen. Fig. 19 toont conceptueel de strategie die men volgt om de mechanische aandrijflijn te bevestigen. Het ontwerp en de realisatie van deze bevestiging maakt echter geen onderdeel uit van deze thesis en wordt door het CQS Group T Racing Team verwezenlijkt.



**Figuur 19. Subframe**

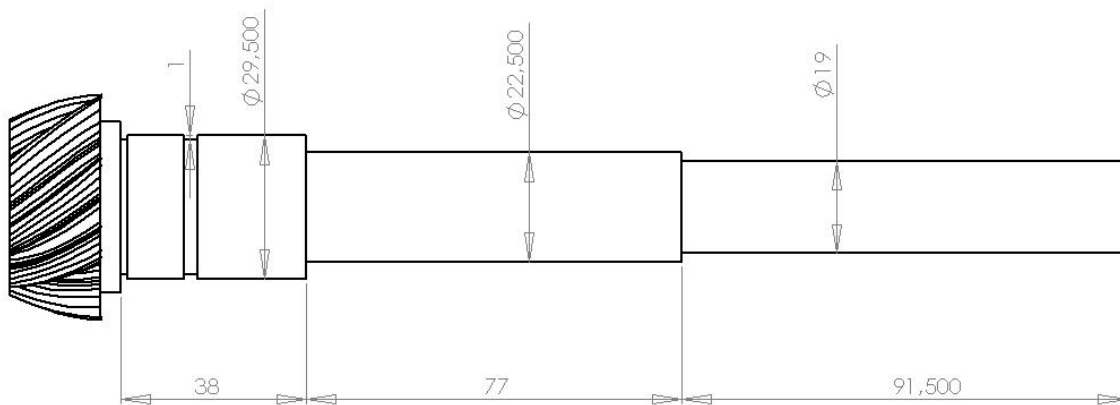
## Bijlage 9: Lagerhuis

In bijlage 8 werd de strategie bepaald om de reductietrap te verwezenlijken. Door de keuze om het originele differentieel te gebruiken, maar de tandwielen van de versnellingen te verwijderen, dienen we de behuizing van de originele gangwissel te bewerken. Dit houdt in dat we ervoor moeten zorgen dat de gehele behuizing oliedicht is. Daarnaast moet ook een nieuwe lagering ontwerpen worden voor de rondselas.

### 1. Randvoorwaarden lagerhuis

#### 1.1. Axiale inbouwruimte is beperkt

We vertrekken van een model van de originele rondselas. Dit model is afgebeeld in Fig. 1. We bewerken deze as zodat we met een spieverbinding het koppel van de motor kunnen overbrengen. Aangezien de koppeling met de reluctantiemotor een diameter van 22mm vraagt, valt het deel van 19 mm diameter al weg. Dit zal simpelweg van de as gezaagd worden. De beschikbare ruimte bedraagt nu dus nog  $38\text{mm} + 77\text{mm} = 115\text{mm}$ .

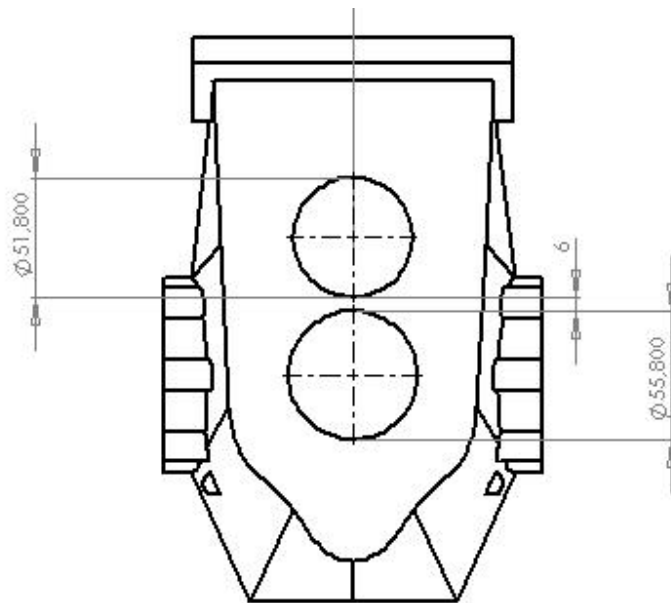


Figuur 1. Originele rondselas 2CV

Van de overblijvende 115mm hebben we 40mm nodig om de flens van de koppeling te monteren. Wat overblijft:  $115\text{mm} - 40\text{mm} = 75\text{mm}$ , moet verdeeld worden over het lagerhuis en het deksel hiervan.

#### 1.2. Radiale inbouwruimte is beperkt

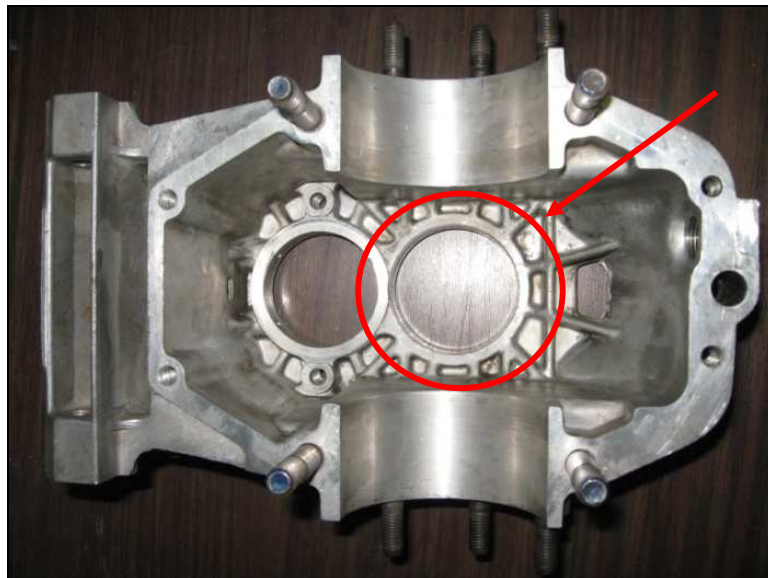
De rondselas zit origineel met zijn lager door een boring van 55,8mm in de differentieelbehuizing (zie Fig. 2). Het tweede gat erboven heeft voor onze toepassing echter geen functie meer. Toch is het van belang voor de stijfheid van de behuizing dat de ribbe tussen de 2 gaten behouden blijft. Dit is vooral belangrijk bij de keuze van de buitendiameter van de lagers.



**Figuur 2. Originele differentieelbehuizing**

### **1.3. Ruimte om boutverbinding te ontwerpen is beperkt**

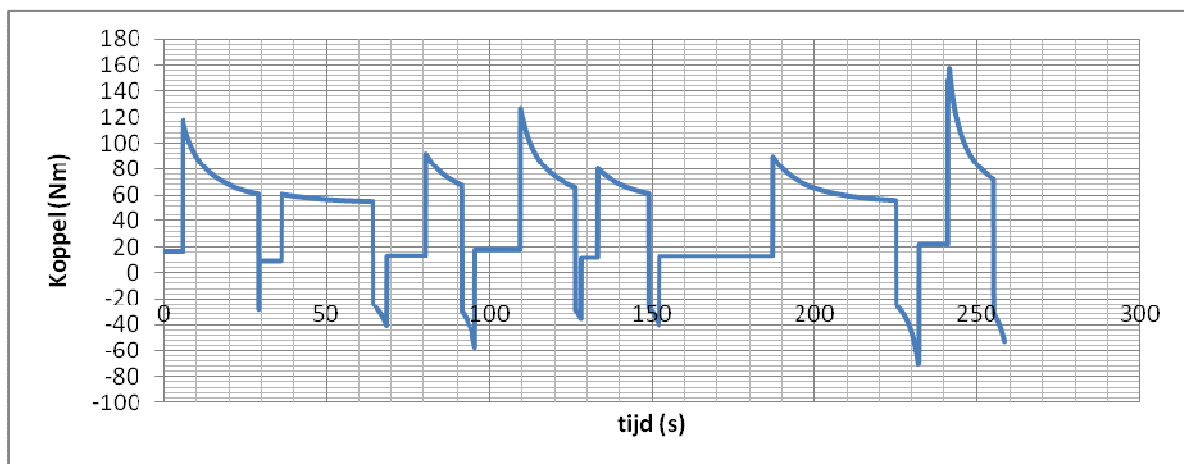
De beperkte ruimte en de inwendige ribben (zie Fig. 3) zorgen ervoor dat het ontwerp van de boutverbinding tussen differentieelhuis en lagerhuis met de nodige omzichtigheid moet benaderd worden.



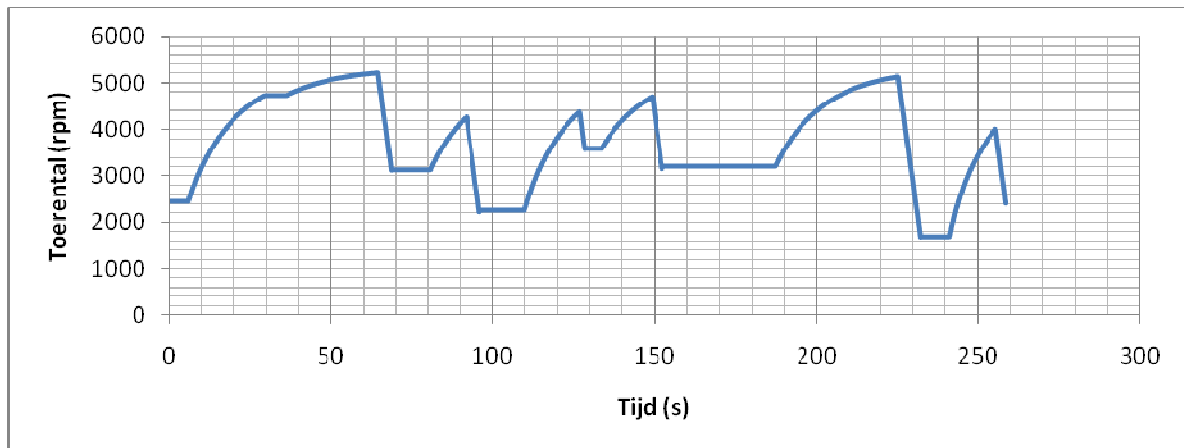
**Figuur 3. Beperkte ruimte binnenkant behuizing**

## 1.4. Belasting lagerhuis

Het maximale koppel op de rondselas bedraagt 150Nm en het maximale toerental 5730 rpm. Onbelast kan het toerental echter oplopen tot 10 000 toeren per minuut. Het lagerhuis zelf zal de axiale krachten moeten opvangen die veroorzaakt worden door de schuine kegelvertanding van het rondsel. De schuine stand heeft de neiging de tandwielen uit elkaar te schuiven. Verder moet het lagerhuis ook voldoende stijf zijn om de krachten in de lagers te beperken. Uit simulaties ontwikkeld binnen het CQS Group T Racing Team vloeien de koppel- en toerental verlopen die afgebeeld zijn in Fig. 4 en Fig. 5 voort. Deze grafieken geven het belastingsprofiel van 1 rondje op het circuit van Spa-Francorchamps. De koppels kunnen negatief worden omdat de wagen regeneratief kan remmen.



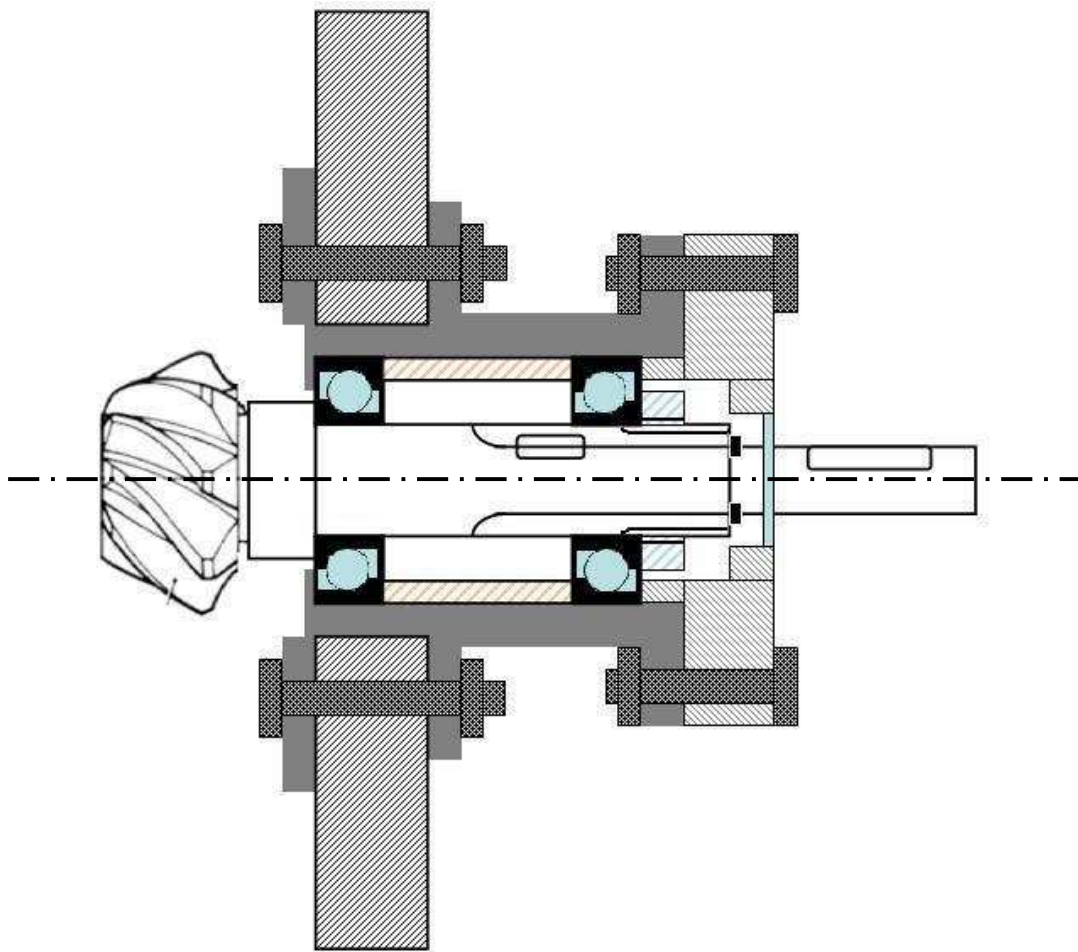
Figuur 4: Koppelverloop Spa-Francorchamps



Figuur 5: toerentalverloop Spa-Francorchamps

## 2. Concept ontwerp lagerhuis

Om de rondselas te ondersteunen wordt een lagerhuis gemonteerd in de bewerkte behuizing van de gangwissel. Twee hoekcontactlagers in O-opstelling zorgen voor de lagering. Er wordt gekozen voor kogellagers i.p.v. kegellagers omwille van efficiëntie. De O-opstelling zorgt tevens voor speling bij eventuele thermische uitzettingen. De voorspanning van de hoekcontactlagers kan ingesteld worden d.m.v. het aandraaien van een moer. Deze moer draait op een bus die over de rondselas geschoven wordt, en met een circlips geborgd wordt. Het concept van het ontwerp van het lagerhuis wordt afgebeeld in Fig. 6.



Figuur 6. Concept lagerhuis

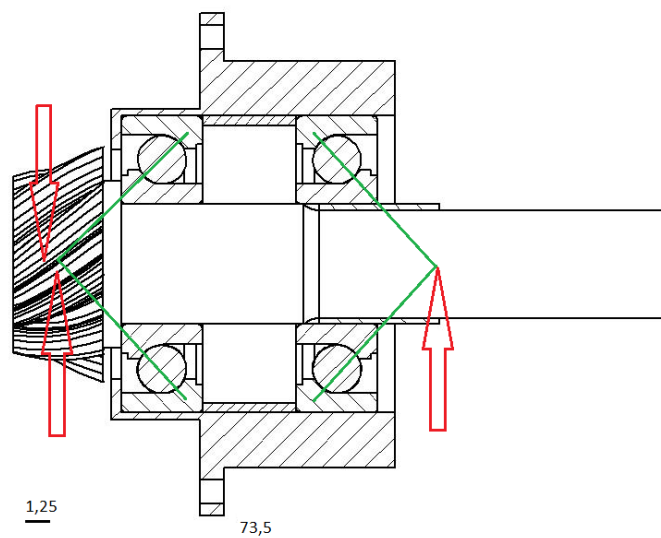
### 3. Keuze en ontwerp lagering

In samenspraak met de onderneming Schaeffler Group FAG – INA werd gekozen voor twee hoekcontactlagers in O-opstelling. In de automobielsector maakt men tegenwoordig vaak gebruik van dit concept. Vroeger gebruikte men echter meestal twee kegellagers in O-opstelling, maar omwille van lager rendement kiest men tegenwoordig voor kogellagers, hoekcontactlagers dan om juist te zijn. Er wordt dan wel aan duurzaamheid ingeboet. Aangezien onze elektrische racewagen niet ontworpen wordt om 300 000 kilometer op de teller te halen, is dit geen probleem. We kiezen voor dit type lagering omdat zowel radiale als axiale krachten moeten opgevangen worden. De axiale krachten treden bovendien op in twee richtingen (optrekken en regeneratief remmen). Bovendien moeten de lagers het mogelijk maken dat rondsel en kroonwiel op de juiste wijze ten opzichte van elkaar worden ingesteld; dit kan gebeuren met stelingen. Ook de lagervoorspanning kan positief, negatief of nul zijn. Tussen de twee hoekcontactlagers is er bewust geen tussenbus aangebracht zodat de speling na montage instelbaar is, dus zonder invloed van de passingen. Omwille van hogere stijfheid en levensduur is er gekozen om de lagers op  $-20\mu$  (juist?) in te stellen, voorspanning dus.

#### 3.1. Belasting lagers

Uit de vertandinggegevens van de rondselas kunnen we de krachten (afgebeeld in Fig. 7) op de lagers berekenen. Volgende vertandingswaarden werden bij de onderneming VCST opgemeten: tandschuine  $\beta = 45^\circ$  en een gemiddelde steekcirkel van 34mm. Met deze gegevens kunnen we de axiale kracht bepalen via onderstaande formule:

$$F_{ax} = F_{long} = \frac{T_{mot}}{r} = \frac{150Nm}{34mm} = 4412N$$



Figuur 7. Krachten lagergroep

De radiale krachten op de lagers volgen uit onderstaande krachtenvergelijkingen. Hierbij is het belangrijk dat niet de reële steunpunten, maar de virtuele steunpunten van de hoekcontactlagers gebruikt worden (uit catalogus):

$$\begin{aligned}\sum F &= 0: 4412N = F_1 + F_2 \\ \sum M &= 0: 4412N \cdot 1,25mm + F_2 \cdot 73,5mm = 0\end{aligned}$$

Hieruit volgt:

$$\begin{aligned}F_1 &= 4487N \\ F_2 &= -75N\end{aligned}\text{ bij maximale koppel van } 150Nm \text{ (max. 2500 rpm)}$$

Het linkse lager wordt dus het zwaarste belast. We zullen de berekening dan ook met deze waarden uitvoeren. Uit de koppel-toerentalkarakteristiek van de reluctantiemotor volgt dat het maximaal koppel tot een maximaal toerental van 2500rpm optreedt. Hierna zal het koppel dalen. De as zal echter opereren tot een toerental van 6000rpm, het koppel is dan slechts 55Nm. Wanneer we de krachten herschalen bekomen we:

$$\begin{aligned}F_1 &= 1645N \\ F_2 &= -27,5N\end{aligned}\text{ bij maximale toerental van } 6000rpm \text{ (T= 55Nm)}$$

Beide werkingspunten moeten we voor de lagers controleren.

### 3.2. Levensduurvergelijking

$$\text{Max. T: } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{C}{F_R + 0,55 \cdot F_A}\right)^3 = \left(\frac{28000N}{4487N + 0,55 \cdot 4412N}\right)^3 = 66,45$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = 443h$$

Met  $P = F_r + 0,55 \cdot F_a$  bij O-opstelling als  $\frac{F_a}{F_r} \leq 1,14$  (uit lagercatalogus FAG)

$$\text{Max. n: } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{C}{F_R + 0,55 \cdot F_A}\right)^3 = \left(\frac{28000N}{1645N + 0,55 \cdot 1618N}\right)^3 = 1348$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = 3743h$$

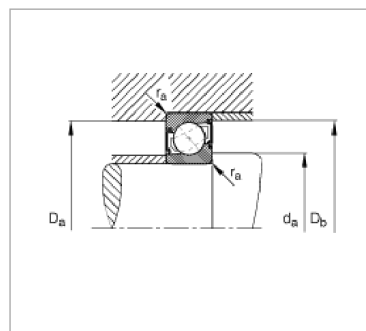
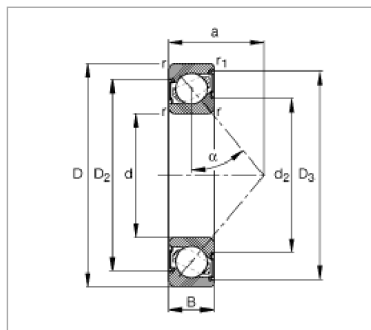


De theoretische levensduur ligt dus ergens tussenin de 443h en 3743h, afhankelijk van hoe lang er in elk bedrijfspunt gewerkt wordt. Wanneer we deze berekeningen op een lager uitvoeren met diameter 52mm (één maatje kleiner), dan bekomen we slechts een L10h uit van 72u. Dit is uiteraard niet voldoende. Daarom kiezen we voor de hoekcontactlagers met de aanduiding: 7305-B-2RS-TVP in ons ontwerp van het lagerhuis.

**Datasheet 7305-B-2RS-TVP:**

Figure 1, Figure 2

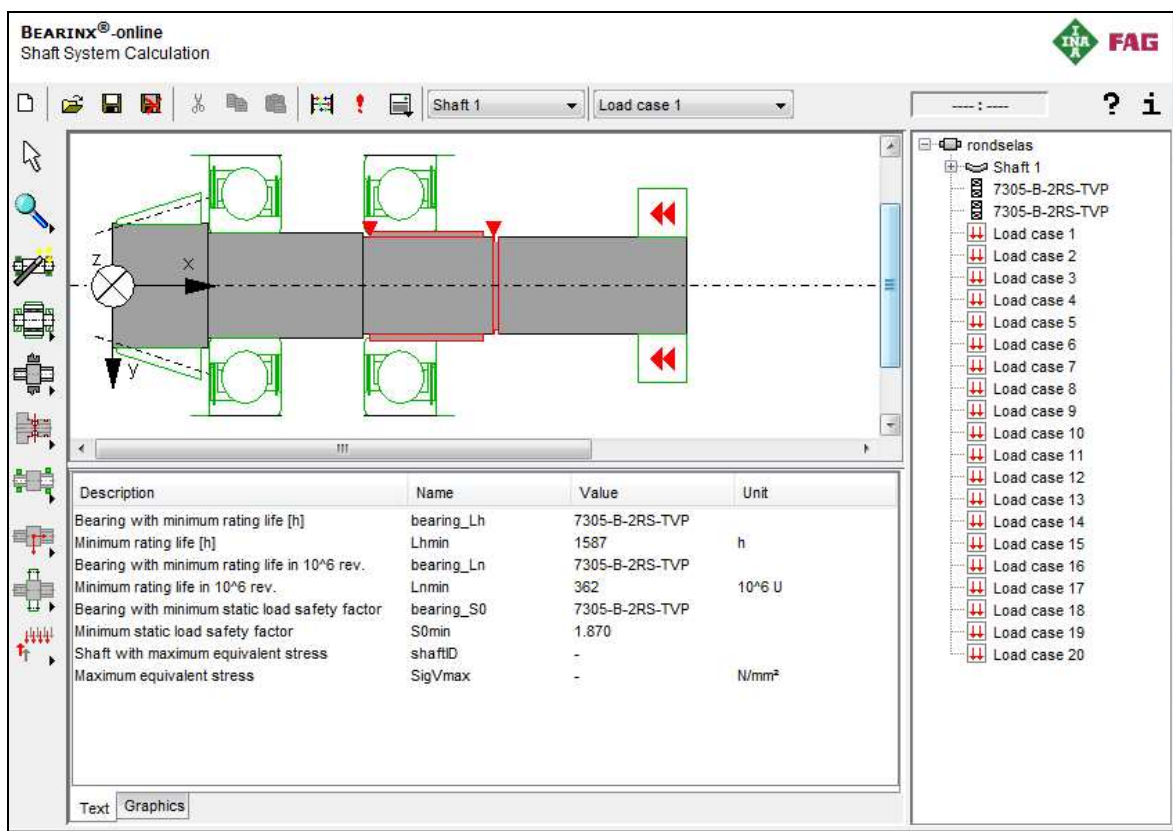
d	25 mm	
D	62 mm	
B	17 mm	
a	27 mm	
D <sub>1</sub>	48,1 mm	
d <sub>1</sub>	39,5 mm	
D <sub>2</sub>	50,4 mm	
D <sub>3</sub>	57,1 mm	
D <sub>a max</sub>	55 mm	
d <sub>a min</sub>	32 mm	
D <sub>b max</sub>	57,8 mm	
r <sub>1 min</sub>	0,6 mm	
r <sub>a1 max</sub>	0,6 mm	
r <sub>a max</sub>	1 mm	
r <sub>min</sub>	1,1 mm	
m	0,231 kg	Mass
C <sub>r</sub>	28000 N	Basic dynamic load rating, radial
C <sub>0r</sub>	15800 N	Basic static load rating, radial
n <sub>g</sub>	7000 1/min	Limiting speed
n <sub>B</sub>	0 1/min	Reference speed
C <sub>ur</sub>	1070 N	Fatigue limit load, radial



### 3.3. Simulatie

Dankzij Schaeffler Group FAG-INA konden we gebruik maken van simulatiesoftware speciaal ontworpen voor het berekenen van lagers (Bearinx online). Het pakket houdt rekening met niet lineaire elastische vervormingen, doorbuiging van de assen, invloed van de temperatuur, het toerental en speling van de lagers. Ons ontwerp werd gemodelleerd in deze simulatiesoftware. Uit de resultaten van de simulaties bij de voorkomende belastingsgevallen op het circuit van Spa-Francorchamps konden we enerzijds besluiten dat de gekozen lagers volstonden voor onze toepassing. Anderzijds konden we hieruit de optimale voorspanning van de lagergroep berekenen.

#### 3.3.1. Modelleren



Figuur 8. Bearinx-online simulatiesoftware

In Fig.8 zien we hoe een model van het ontwerp eenvoudig kan opgesteld worden. De as en vertanding kunnen met al hun parameters ingegeven worden in de software. Verder worden de juiste lagers gekozen uit de online-catalogus, en in O-opstelling ingesteld. Om de belasting te simuleren werden 20 loadcases toegevoegd. Deze zijn gekozen aan de hand van een typische belasting van de aandrijflijn op het circuit van Spa-Francorchamps. De belastingsgevallen werden gesimuleerd in Matlab (zie Fig. 4 en Fig. 5). De belastingspunten die gebruikt werden, bestaande uit koppel en toerental, zijn weergegeven in tabel 1. Tot slot moet er nog een tegenmoment op de rechterkant van de as geplaatst worden om de belasting te modelleren (zie Fig. 8).

**Tabel 1. Loadcases**

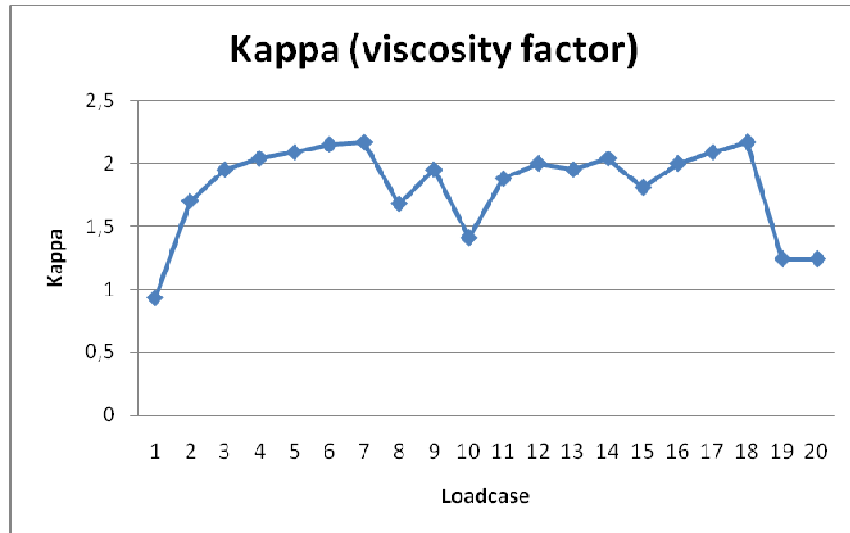
Punt	Koppel [Nm]	Toerental [rpm]
1	150	0
2	90	3200
3	68	4200
4	-28	4600
5	60	4800
6	58	5100
7	56	5200
8	-40	3100
9	70	4200
10	124	2200
11	76	3900
12	-40	4400
13	68	4200
14	-40	4600
15	80	3600
16	64	4400
17	60	4800
18	56	5200
19	-72	1700
20	150	1700

### 3.3.2. Resultaten

Om in te kunnen schatten of onze lagers voldoen, moeten we naar drie belangrijke factoren kijken:

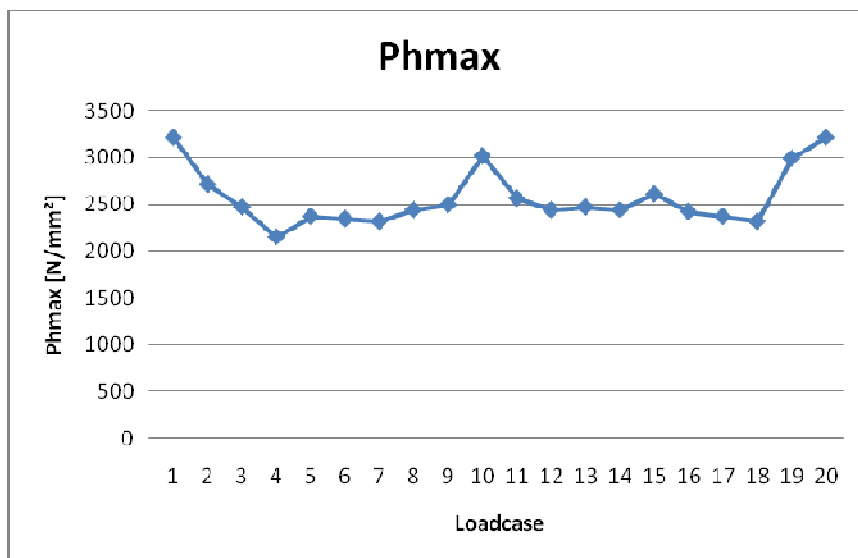
- $L_{h,mr}$  [uur] (=modified reference rating life), dit is de uitgebreide levensduur volgens DIN-ISO 281 bijblad 4 en deze houdt oa. rekening met de smering en doorbuiging as.
- $\kappa$  de viscositeitsfactor, een maat voor de hydrodynamische smering. Waardes groter dan 1 geven aan dat er een volledig scheidende film is, beneden de 1 is er sprake van grenssmering waarbij er metallisch contact ontstaat waarbij er olie met EP (Extreme Pressure) additieven moeten gebruikt worden.
- en  $p_{H \max} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ , de maximale Hertze contactdruk tussen de kogels en de loopbanen, in dit geval is dit kogel/binnenring daar hier een kleiner contactvlak ontstaat in vgl met kogel/buitenring. Hertze drukken tot 1650N/mm<sup>2</sup> worden als vermoeiingsvast geïnterpreteerd. Men kan deze waarde overschrijden maar nooit boven de 4000N/mm<sup>2</sup> gaan, dan ontstaat er blijvende plastische vervorming. De overschrijding van de 1650N/mm<sup>2</sup> zal te een verkorte levensduur leiden maar in automotive bereik is dit gangbaar.

Ons model levert de volgende minimale levensduur op:  $L_{h,mr} = 1587uur$ . Voor industriële toepassingen zou deze levensduur echter niet voldoende zijn. Maar omdat we een elektrische racewagen ontwerpen die maximaal een 300-tal uur zal testrijden, en 24 uur en 24 minuten zal racen, is dit wel voldoende. Bovendien zijn de lagers niet duur en kunnen ze gemakkelijk vervangen worden. De viscositeitfactor moet groter dan één blijven om metallisch contact tussen de ringen en de rolelementen te vermijden. Het kappaverloop afgebeeld in Fig. 9 is aanvaardbaar voor onze toepassing.



**Figuur 9. Kappa (viscositeitsfactor)**

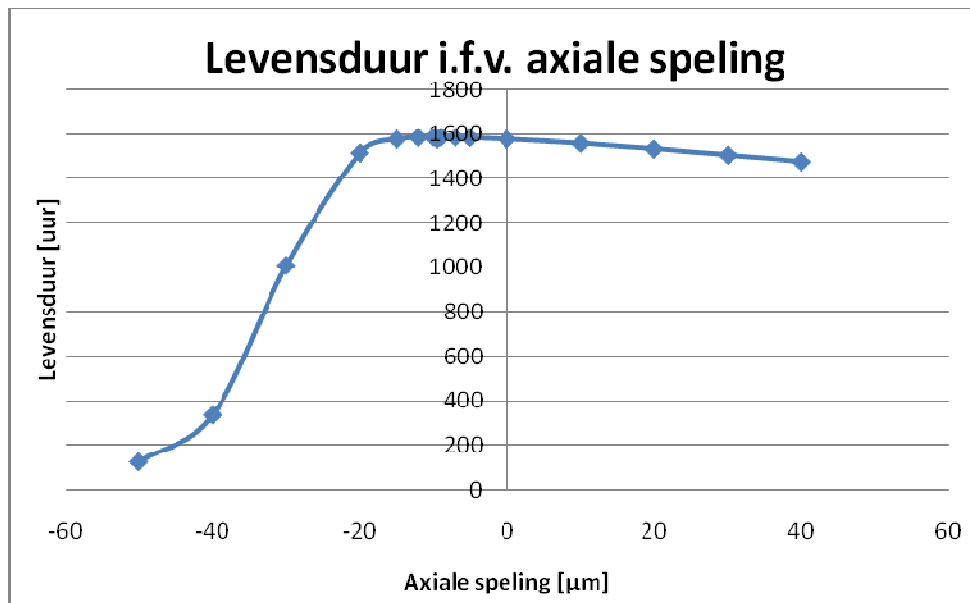
Tot slot moet ook de contactdruk tussen de rolelementen en de ringen onder een maximum blijven. De maximale druk treedt op tussen de rolelementen en de binnenring omdat de kromtestralen hier het kleinst zijn. Fig. 10 geeft de grafiek die erop wijst dat de toegepaste lagers niet vermoeiingsloos zullen draaien. Toch is dit voldoende voor onze toepassing.



**Figuur 10. Phmax**

### 3.4. Voorspanning

Het optimum ligt voor onze toepassing bij een voorspanning die ervoor zorgt dat er een elastische vervorming in de lagergroep optreedt van  $20\mu\text{m}$ . Wanneer de as zal uitzetten door temperatuurverhoging, zal de lagergroep nog altijd in een gunstig gebied functioneren. Hoe we deze voorspanning aanbrengen, wordt besproken in het volgende hoofdstuk dat handelt over de montage van de lagers. De speling van  $-20\mu\text{m}$  zal voor een voorspankracht van ongeveer 2kN zorgen.



Figuur 11. Levensduur in functie van axiale speling

### 3.5. Smering

De lagers zullen fabrieksgesmeerd zijn met vet. Elke lager zal tevens voorzien zijn van twee dichtingen. We verkiezen de vetsmering boven oliesmering, omdat onder andere de pompende werking van hoekcontactlagers de realisatie ingewikkeld maken. Verder zou het oliepijl van de differentieelbehuizing niet meer optimaal zijn voor de werking van het differentieel. Wij denken hierbij aan de wervelverliezen en het schuimen van de olie. Het type vet dat we gebruiken is: 'Arcanol TEMP90'. Dit is een universeel vet voor matige tot zware belastingen met een breed temperatuursgebied. Fig. 12 toont de datasheet van dit type smering.

## FAG Rolling Bearing Grease

# Arcanol TEMP90

Properties, applications: Universal application, moderate to high load, low starting temperature, wide temperature range

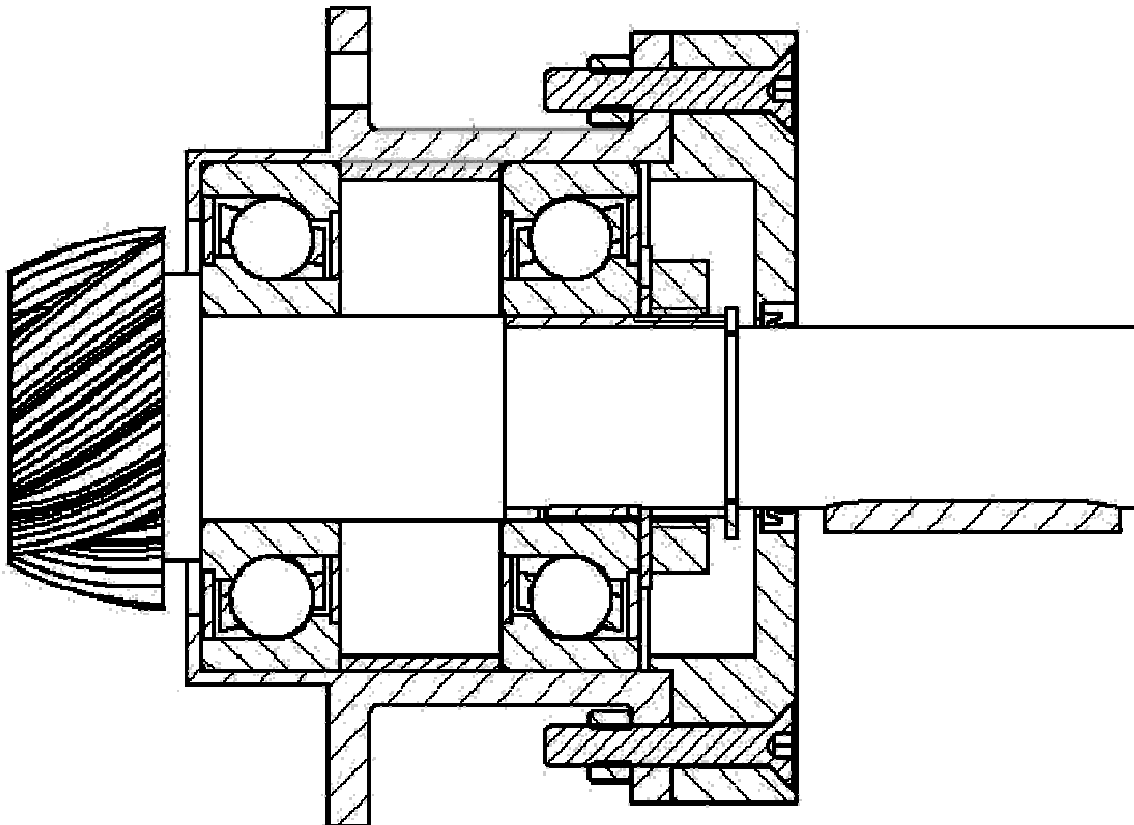
Characteristics	Unit	Value	Test method
Classification:		KPHC2N-30	DIN 51825
Density:	[kg/dm <sup>3</sup> ]	0,9	
Specifications:			
Thickener:		mixed thickener	
Type of base oil:		synth. oil	
Temperature range:	[°C]	-30 to 140	DIN 51825
Longtime limit temperature:	[°C]	90	
Base oil viscosity at 40 °C:	[mm <sup>2</sup> /s]	≥ ISO VG 100	DIN 51562 - 1
Worked penetration:	[0,1 mm]	265-295	DIN ISO 2137
NLGI grade:		2	DIN 51518
Drop point:	[°C]	≥ 220	DIN ISO 2176
Water resistance:	[Range]	≤ 1-90	DIN 51807 - 1
Corrosion Emcor Test:	[grad]	≤ 1/1	DIN 51802
1 % NaCl:	[grad]	---	
Copper corrosion after 24 h/120 °C:	[Corr.Grad]	≤ 1	DIN 51811
FE8 tests run wear behaviour		Running time 500 hours, no failure	
536048 - 1500/10-RT	[mg]	vWk50 ≤ 35 mg	DIN 51819
536048 - 75/80-120	[mg]	vWk50 ≤ 35 mg	DIN 51819
536050MP - 7,5/80-120	[mg]	vWk50 ≤ 35 mg	DIN 51819
536050MP - 7,5/80-80	[mg]	vWk50 ≤ 35 mg	DIN 51819
FE9 tests run (grease service lifetime)			
A/1500/6000-140	[h]	F50 ≥ 200 h	DIN 51821-02
	[h]	no failure < 100 h	
<b>Speed range:</b>	Unit	Ball bearings and cylindrical roller bearings	Other roller bearings*)
Speed limit n*dm	[mm/min]	500.000	250.000

\*) not cylindrical roller thrust bearings and spherical roller thrust bearings

**Figuur 12. Datasheet smeervet**

## 4. Montage & borging lagers

Het borgen en voorspannen van de lagers vergt voor onze toepassing een ietwat onconventionele oplossing. Omdat onze ontwerpvrijheid beperkt is door de standaardonderdelen (komende uit de 2CV) die we gebruiken, zijn we tot de volgende oplossing gekomen die conceptueel afgebeeld is in Fig. 13. Eerst bespreken we de aanpassingen aan de rondselas. Daarna gaan we in op het borgen en voorspannen. Tot slot kijken we naar de vereiste passingen tussen het lagerhuis, rondselas en de lagers.

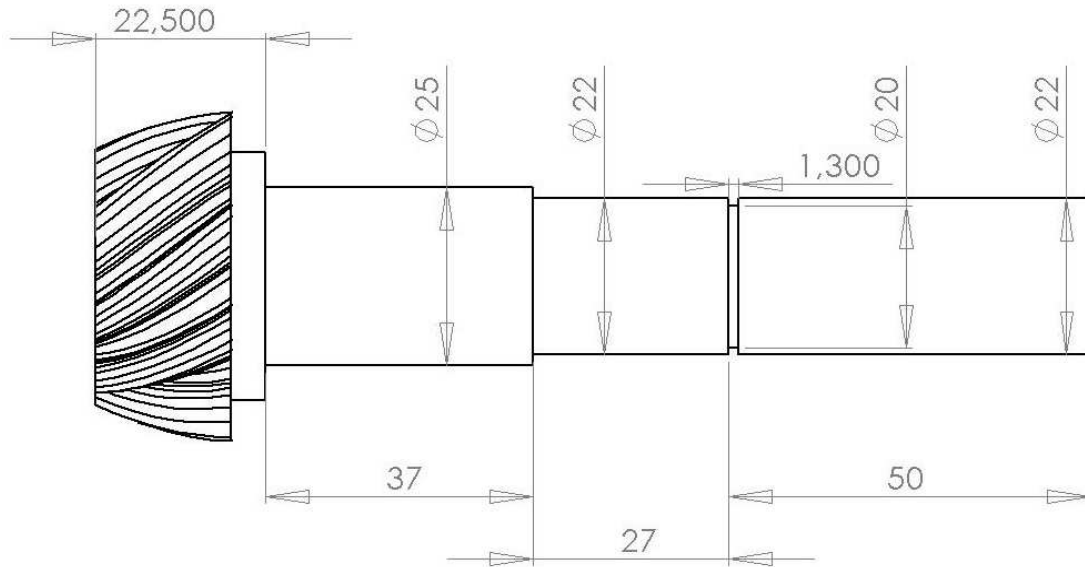


Figuur 13. Doorsnede lagerhuis

### 4.1. Aanpassen rondselas

Een eerste zaak die moet aangepast worden zijn de diameters van de rondselas. Om de standaardlagers van FAG te kunnen gebruiken moeten we een diameter van 25mm bekomen. Anderzijds zal de torsiestijve lamellenkoppeling (die de reluctantiemotor verbindt met de rondselas) aan de zijde van de rondselas een boring hebben met diameter 22mm. We willen de lagergroep echter zo breed mogelijk maken om de lagerkrachten te beperken.

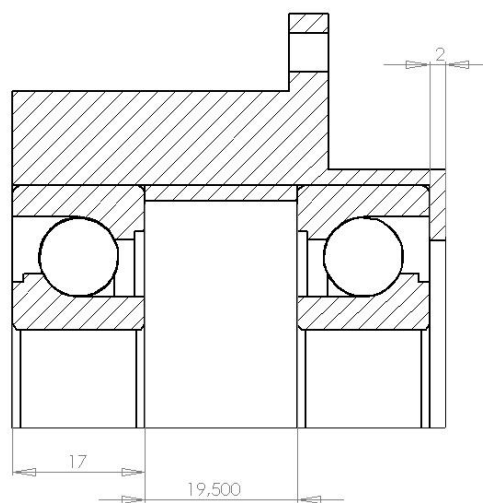
Dit vereist wel dat we een bus gebruiken om de buitendiameter van 22mm naar 25mm te brengen voor de linker lager. De circlipgroef dient om deze bus axiaal te borgen. Het resultaat van de bewerkte rondselas is afgebeeld in Fig.14. Daarnaast moeten er twee spiegleuven voorzien worden in de rondselas. De spiegleuf voor de verbinding met de koppeling is besproken in bijlage 7. De andere spie wordt verderop deze bijlage besproken.



**Figuur 14. Bewerkte rondselas**

## 4.2. Afstandsbus lagering

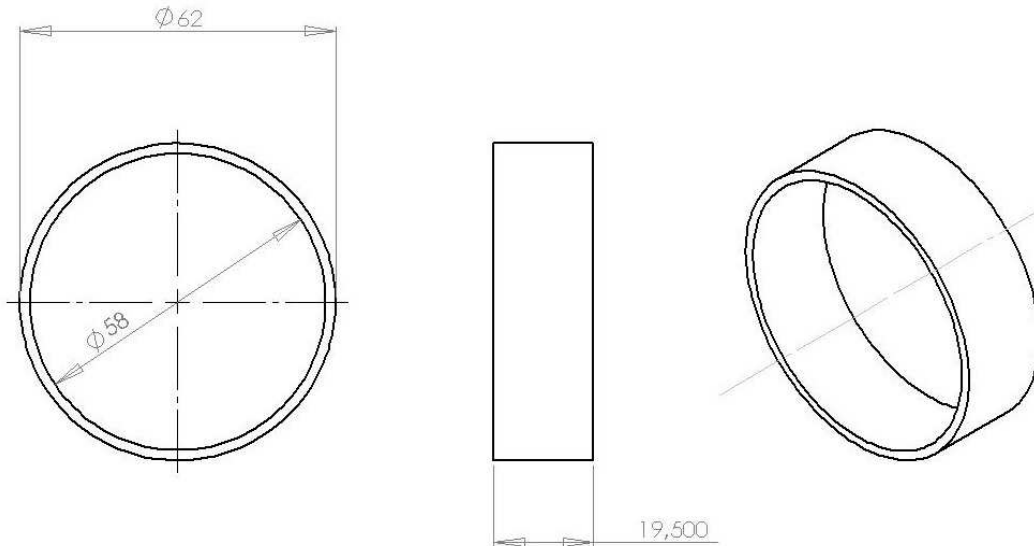
Om de lagerkrachten zo laag mogelijk te houden is het belangrijk dat we de O-opstelling zo breed mogelijk uitvoeren. Daarom gebruiken we een afstandbus tussen de buitenringen van beide lagers. De designruimte van 75mm, moet verdeeld worden over lagerhuis en deksel van het lagerhuis.



**Figuur 15. Dimensionering afstandbus**



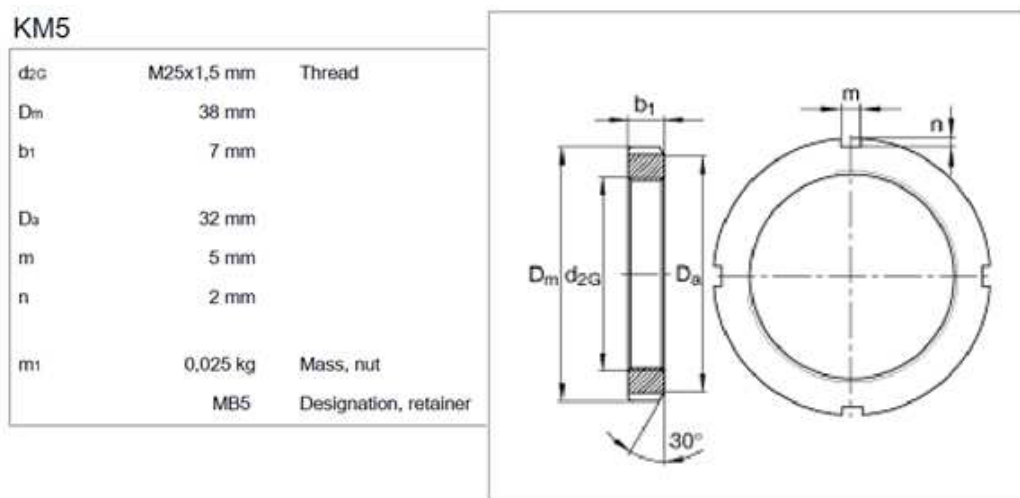
De lip waartegen de lagers rusten kiezen we 2mm dik. De breedte van de lagers is 17mm en als we ervan uitgaan dat de deksel 20mm moet zijn, wordt de maximale afstand van de lagerbus 19,5mm. Fig.16 geeft deze technische tekeningen van de afstandbus weer.



Figuur 16. Afstandbus

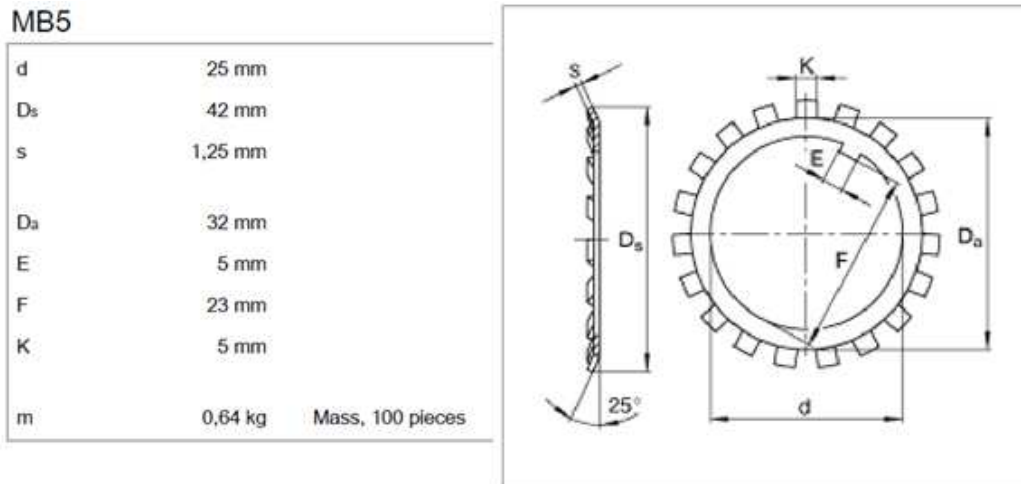
### 4.3. Borgen en voorspannen van de lagergroep

Om de lagers te borgen en voor te spannen, maken we gebruik van een borgbare spanmoer (zie Fig.17) en een bus (zie Fig.19) die we over de as schuiven. De bus dient dus niet alleen om de diameter te verhogen naar 25mm, maar ook om schroefdraad te voorzien voor de borgmoer. Aangezien we een torsiekoppel moet uitoefenen bij het aandraaien van deze moer, moet de bus ook tangentieel geborgd worden. Als we dit niet doen kunnen we de voorspanning niet aanbrengen. Dit wordt bewerkstelligd door een kleine spie die de bus met de as verbindt. De spie is gekozen volgens DIN 6885 3x3x10.



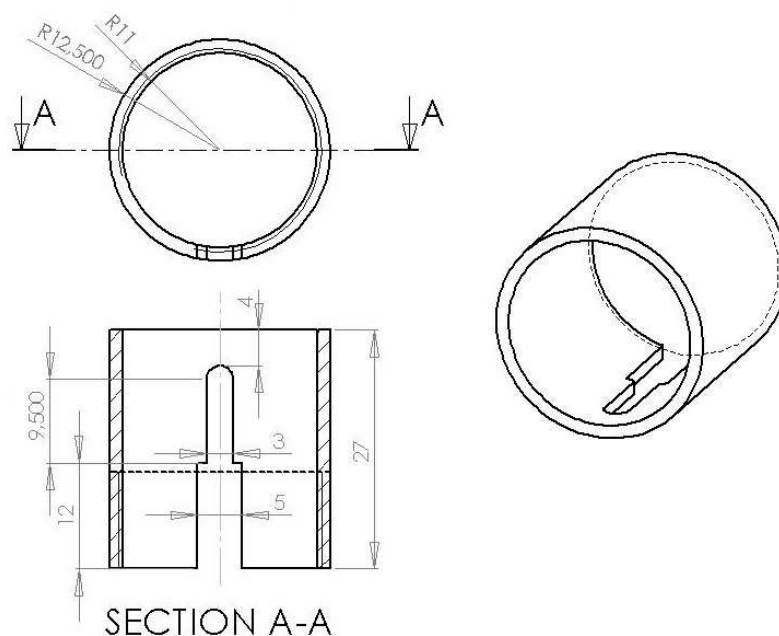
Figuur 17. Spanmoer

Om ervoor te zorgen dat de moer op zijn plaats blijft eens de voorspanning is aangebracht, moet deze geborgd worden door een borgschijf met borglipjes. De borgschijf met borglipjes is afgebeeld in Fig.18. Deze is op zijn beurt tangentieel geborgd in de bus. Daartoe is er een sleuf voorzien in de bus. Zowel de borgmoer als de borgschijf zijn standaardonderdelen die we bestellen bij de onderneming Schaeffler Group FAG-INA.



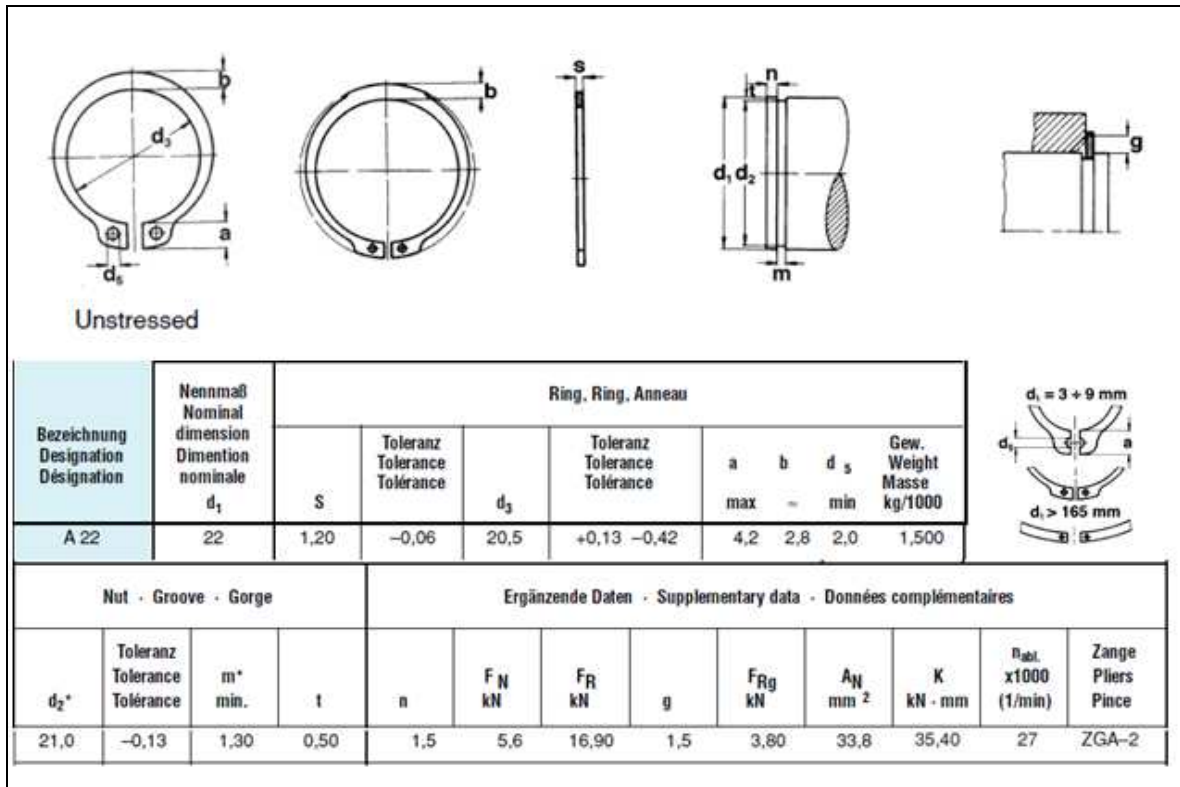
**Figuur 18. Borgring met borglipjes**

De bus is een zelfontworpen onderdeel dat we op maat zullen laten maken bij C. Vangompel Metaalbewerking te Genk. De technische tekening is weergegeven in Fig. 19. Op de bus wordt ook nog over een afstand van 11mm een M25x1,5 schroefdraad gedraaid.

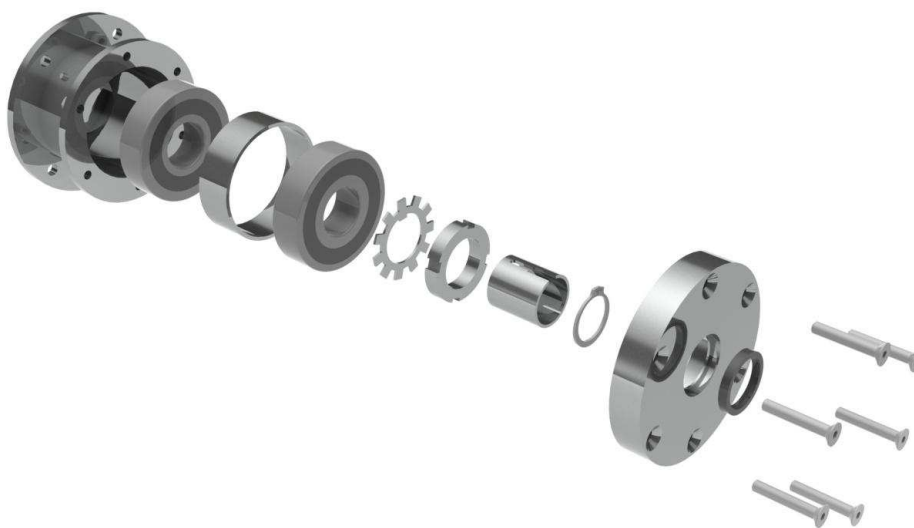


**Figuur 19. Bus**

Tot slot moet dit geheel nog axiaal geborgd worden op de as. Enerzijds doen we dit met een lichte perspassing die verderop deze bijlage besproken wordt. Anderzijds is er ook een circlipping voorzien volgens DIN471. Deze circlip (zie Fig. 20) is een universeel borgsysteem dat grote axiale krachten kan overbrengen. Dit onderdeel wordt vaak in de automobielsector en in transmissiesystemen gebruikt. Ze kunnen de voorspankracht van 2kN zonder problemen aan.



Figuur 20. Circlip



Figuur 21. Exploded view lagerhuis

## 4.5. Passingen

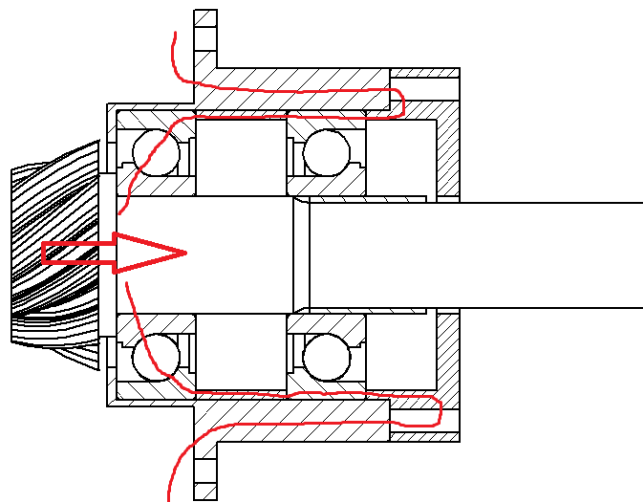
Om walsen te voorkomen moeten de binnenringen van de lagers vast zitten op de as aangezien er een omtreksbelasting op deze ringen aanwezig is. Op aanraden van Schaeffler kiezen we hier voor een m5 tolerantieveld op de buitendiameter van de bus. De koppeling is zoals besproken in de betreffende bijlage gemonteerd op de as met een H7k6 lichte perspassing. Om de productie te vereenvoudigen draaien we de volledige lengte van 22mm diameter met een k6 tolerantie. Bijgevolg kiezen we ook voor de boring van de bus een H7 tolerantieveld. De buitenringen van de lagers mogen los in de behuizing zitten om de montage te vereenvoudigen. Hier kiezen we voor een H6 tolerantieveld.

## 5. Ontwerp lagerhuis

Om de nieuwe lagering te ondersteunen hebben we een lagerhuis nodig dat de axiale krachten kan overbrengen, en bovendien stijf genoeg is om de lagering een rigide omgeving te geven. Het stuk zal gemaakt worden uit machinebouwstaal.

### 5.1. Dikte wand lagerhuis

De axiaalkracht van de rondselas veroorzaakt door het differentieel wordt mede door het lagerhuis opgevangen. In de Fig. 22 zien we dit lagerhuis met het krachtenpad.



Figuur 22. Krachtenverloop lagerhuis

Om een nauwkeurige loop van de differentieel te garanderen, mag het lagerhuis niet te veel verlengen onder invloed van de axiaalkrachten. Daarom berekenen we wat de minimale dikte van de wand mag zijn. De verlenging mag niet meer dan 0,025mm bedragen aangezien de afstelling tot op 50µm gebeurt.

$$\delta = \varepsilon \cdot l = \frac{\sigma}{E} \cdot l = \frac{F_{ax} \cdot l}{A \cdot E}$$

Waarin:  $F_{ax} = 4412N$        $E = 210GPa$        $l = 37mm$

En  $A = \pi R^2 - \pi \cdot \left(\frac{62mm}{2}\right)^2$ , waarin we R zoeken.

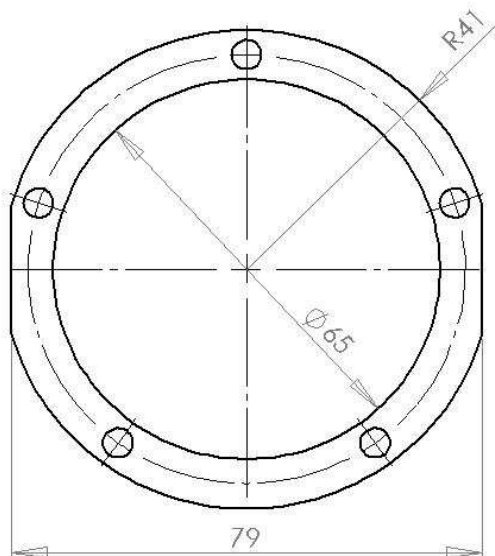
$$R = \sqrt{\frac{F_{ax} \cdot l}{\delta \cdot E \cdot \pi} + \left(\frac{62}{2}\right)^2} = \sqrt{\frac{4412N \cdot 37mm}{0,025mm \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot \pi} + \left(\frac{62mm}{2}\right)^2} = 31,16mm$$

Een dikte kleiner dan een millimeter is voldoende, maar we kiezen voor 4mm om de robuustheid van het onderdeel te garanderen. Er is namelijk ook voldoende buigstijfheid nodig om de lagers in een zo rigide mogelijke omgeving te laten opereren.

## 5.2. Ontwerp boutverbinding

Voor de montage van het lagerhuis aan de differentieelbehuizing zullen we bouten gebruiken. Hiervoor moeten in de bewerkte behuizing gaten geboord worden. De binnenkant van de behuizing bestaat uit een netwerk van verstevigingsribben (zie Fig. 3), bijgevolg is er geen plat vlak om met moeren te werken. Daarom zullen de ribben gevlakfreest worden, en laten we een ring op maat maken waar verzonken bouten inpassen. Verdere geometrische beperking zijn de diameter van het gat: 65mm, en de breedte van de binnenkant van de behuizing: 79mm. Ook is de speling tussen de behuizing en het draaiende differentieel beperkt. Om problemen te voorkomen mag de ring niet dikker zijn dan 3mm. De op te nemen axiale kracht voor de verbinding is 4412N, verder moet de dichting van het onderdeel ook verzekerd worden. Noemenswaardige dwarskrachten zijn niet aanwezig.

## 5.3. Concept verbinding



Figuur 23. Concept boutverbinding

### 5.3.1 Ontwerpprocedure volgens R&M p 220 geval A

We gaan uit van geval A: de schroef dient tijdens het in stand houden van een klemkracht ook een bedrijfskracht als lengtekracht op te kunnen nemen.

#### A1: globale keuze schroefdiameter

We gebruiken 5 bouten. Elke bout moet dus een kracht opnemen van 882N. Wanneer we in tabel 8.13 kijken (zie R&M), hebben we een diameter nodig van 5mm met een sterkteklasse van 4,8 of 5,6. De geschatte berekening van de vlaktedruk in de draagvlakken van de schroefkop bedraagt:

$$p \approx \frac{F_{sp} / 0,9}{A_p} \leq p_G$$

Uit tabel 8.12:  $\mu=0,1..0,18$

Uit tabel 8.14:  $F_{sp}= 6,90\text{kN}$

Uit tabel 8.9:  $A_p=26,9\text{mm}^2$

Uit tabel 8.10:  $P_g= 420\text{N/mm}^2$

$$p \approx \frac{6700\text{N} / 0,9}{26,9\text{N} / \text{mm}^2} = 277 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

De schatting van de vlaktedruk ligt dus binnen de grenzen van E295, (S235 zou niet volstaan).

#### A2: bepalen vereiste montage-voorspankracht

$$F_{VM} = k_A \cdot [F_{kl} + F_B \cdot (1 - \Phi) + F_Z]$$

Met:

$k_A= 1,6$  (tabel 8-11: aandraaien met momentsleutel)

$F_b=882\text{N}$

- $F_{kl} = \frac{A \cdot y}{n}$  (uit gasket handbook [www.lamonsgasket.com](http://www.lamonsgasket.com), papieren pakking)

waarin  $y=1100\text{psi}= 7,584\text{N/mm}^2$  (uit gasket handbook [www.lamonsgasket.com](http://www.lamonsgasket.com))

$A=$  oppervlakte flens=  $3000\text{mm}^2$

$$F_{kl} = \frac{3000\text{mm}^2 \cdot 7,584\text{N} / \text{mm}^2}{5} = 4550\text{N}$$

- $\Phi = n \cdot \Phi_k$  en  $\Phi_k = \frac{\delta_r}{\delta_s + \delta_r}$

met  $\delta_s = \frac{1}{E_s} \cdot \left( \frac{0,4 \cdot d}{A_N} + \frac{l_k}{A_N} \right) = 5,49 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$  waarin  $d=5\text{mm}$ ,  $l_k=20,6\text{mm}$ ,  $A_N=19,6\text{mm}^2$

$$\text{en } \delta_T = \frac{l_{k,staal}}{A_{verv} \cdot E_{staal}} + \frac{l_{k,alu}}{A_{verv} \cdot E_{alu}} = 1,87 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}$$

$$\text{waarin } A_{verv,staal} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) \cdot \left[ \left( \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2} + 1} \right)^2 - 1 \right] = 102 mm^2$$

$$\text{en } A_{verv,alu} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) \cdot \left[ \left( \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2} + 1} \right)^2 - 1 \right] = 112 mm^2$$

met  $d_w = 10mm$ ,  $d_h = 5,5mm$ ,  $D_A = 17mm$  en  $l_{k,staal} = 8mm$  en  $l_{k,alu} = 12,6mm$

$$\text{dus: } \Phi_k = \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = \frac{1,87 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}}{1,87 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} + 5,49 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}} = 0,25$$

$$\Phi = n \cdot \Phi_k = 0,7 \cdot 0,25 = 0,18$$

- $F_Z = \frac{f_z}{\delta_S + \delta_T} = \frac{14,5 \mu m}{1,87 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} + 5,49 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}} = 1970 N$

met  $f_z = 14,5 \mu m$  uit tabel 8-10a

$$\text{dus } F_{VM} = k_A \cdot [F_{kl} + F_B \cdot (1 - \Phi) + F_Z] = 1,6 \cdot [4550 N + 822 N (1 - 0,18) + 1970 N] = 11589 N$$

Dit overschrijdt de spankracht van de M5-bouten, bijgevolg zullen we dikkere bouten moeten kiezen ( $\rightarrow$  M6, herberekenen)

### 5.3.2. Herberekening met M6

#### A1: globale keuze schroefdiameter

$$p \approx \frac{10100 N / 0,9}{34,9 N / mm^2} = 321 \frac{N}{mm^2}$$

Sterkteklasse 8.8

OK voor E295

#### A2: bepalen vereiste montage-voorspankracht

Nu wordt  $\Phi = 0,41$  want  $d = 6$ ,  $d_w = 10$ ,  $d_h = 6,6$  en  $D_A = 17$ , uitgerekend zoals hierboven.

Verder is  $F_Z = 1532 N$

Nu is:

$$F_{VM} = k_A \cdot [F_{kl} + F_B \cdot (1 - \Phi) + F_Z] = 1,6 \cdot [4550N + 822N(1 - 0,41) + 1532N] = 10507N$$

Dit valt binnen de spankracht van de bouten wanneer we een sterkteklasse gebruiken van 10,9

#### A3: vereiste aanhaalmoment

$$M_A = F_{VM} \cdot \left[ 0,159 \cdot P + \mu_{tot} \cdot \left( 0,577 \cdot d_2 + \frac{d_k}{2} \right) \right] = 10,5Nm \quad (8.26)$$

Waarin  $P=1$ ,  $\mu_{tot}=0,12$ ,  $d_2=5,35$  tab8-1,  $d_k=7,8$

#### A4: controle van de schroef

Als  $F_{VM} \leq F_{sp}$  is ok, in ons geval is dit in orde. Verder dynamische controle, de amplitude van de torsietrillingen in normaalbedrijf bedragen 15%. Bijgevolg zal de amplitude van de bedrijfskracht  $F_a = 0,15 \cdot 882N = 130N$

De maximale amplitudespanning bedraagt  $\sigma_A \approx 0,75 \cdot \left( \frac{180}{d} + 52 \right) = 61,5 \frac{N}{mm^2}$

Onze amplitudespanning bedraagt  $\sigma_A = \frac{F_a}{A_3} = \frac{130N}{17,89mm^2} = 7,26 \frac{N}{mm^2}$

Deze ligt ver onder de grens dus OK.

#### A5: Controle vlaktedruk

$$p_g = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_p} = \frac{13,7kN + 0,41 \cdot 882N}{34,9mm^2} = 402 \frac{N}{mm^2}$$

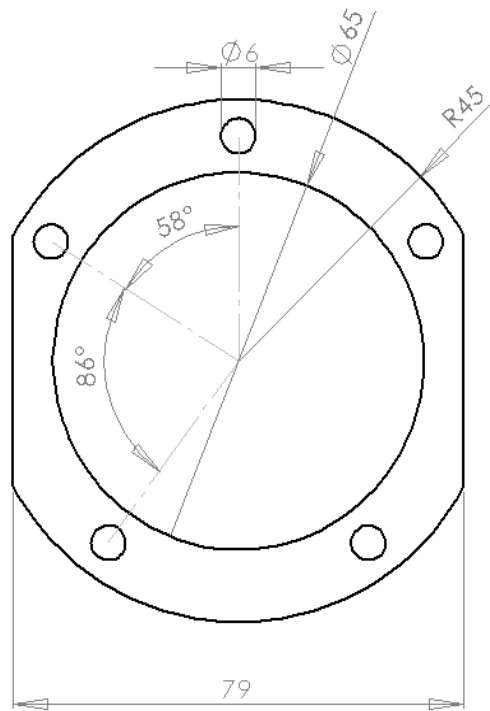
$P_g$  voor E295 is  $420N/mm^2$  dus OK!

### 5.3.3. Finaal ontwerp

We gebruiken M6 bouten, maar de boutring (zie Fig. 24) wordt aangepast aan de geometrie van de behuizing. Aangezien we aan de binnenkant van de behuizing een beperkte ruimte hebben ten gevolge van het draaiende differentieel, zullen we de bouten langs de binnenkant vastdraaien. Op die manier zit de benodigde draadlengte van  $1,5 \cdot d$  aan de buitenkant. Wanneer we bouten gebruiken met een verzonken kop, zal er geen plaatsgebrek zijn. Het borgen van de bouten wordt verzorgd door een vloeibare dichting.

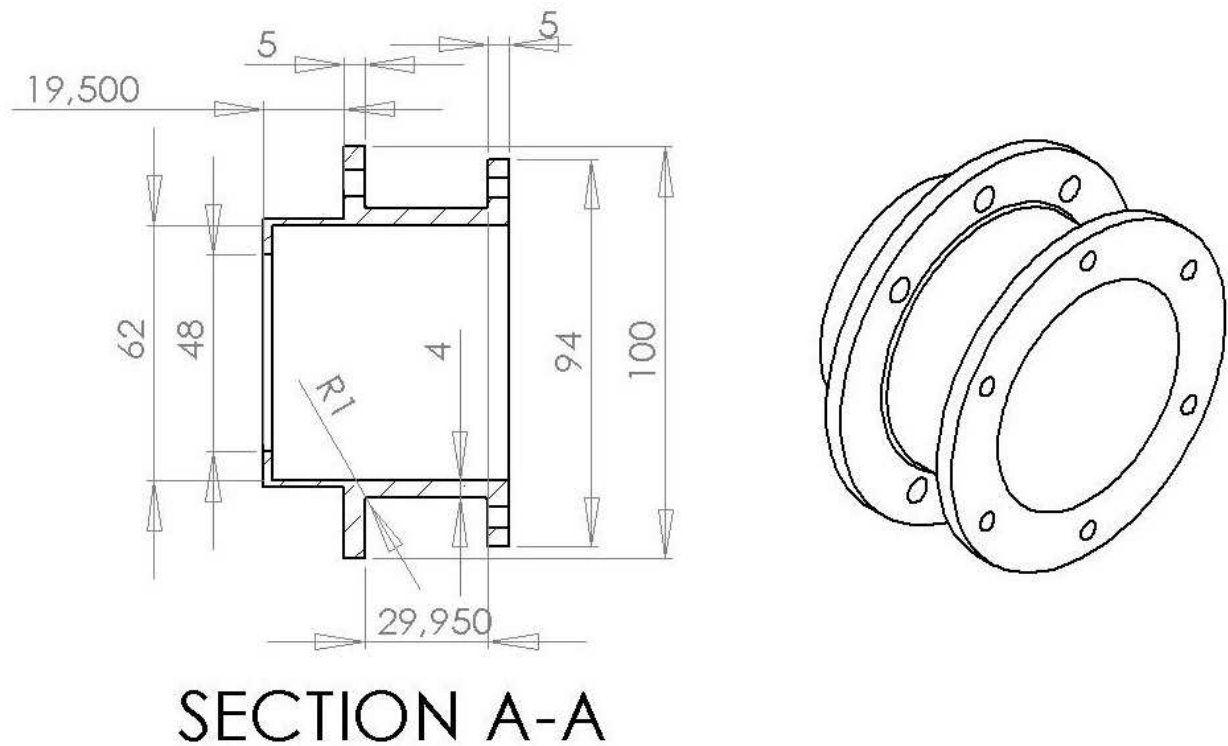
Toegepaste bouten: DIN 7991 M6 40mm lang, sterkteklasse 10.9





Figuur 24. Finaal ontwerp boutverbinding

#### 5.4. Technische tekeningen lagerhuis

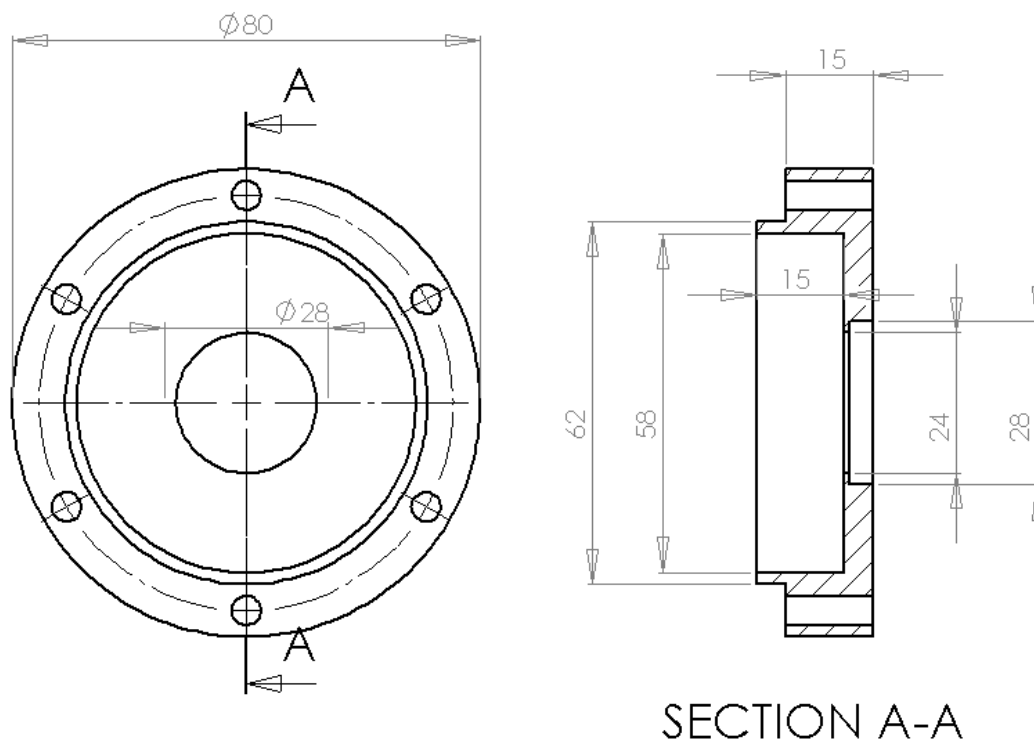


Figuur 25. Technische tekening lagerhuis

## 6. Ontwerp deksel

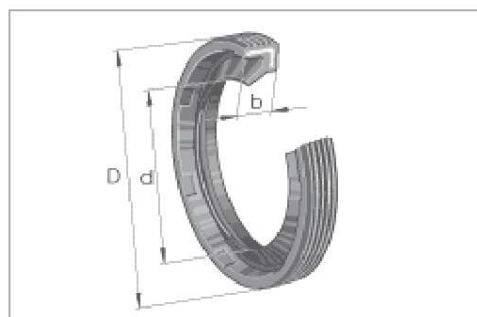
### Ontwerpspecificaties

- Moet keerring kunnen bevatten
- Moet axiaalkrachten kunnen opvangen.
- Mag niet breder zijn dan 20mm
- Boutverbinding op Lagerhuis. Flensen ontwerpen.



**Figuur 26. Ontwerp deksel**

De boutverbinding wordt verzorgd door zes M5 bouten. Als dichtingsring gebruiken we de FAG sealing rings: type G, binnendiameter = 22mm, buitendiameter = 28mm. Deze is afgebeeld in Fig. 27. De dichtingsring is noodzakelijk om spatwater en vuil buiten het lagerhuis te houden.



**Figuur 27. Dichtingsring**

## G22X28X4

d	22 mm	
D	28 mm	
b	4 mm	Tolerance: +0,1 / -0,2
m	1,8 g	Mass

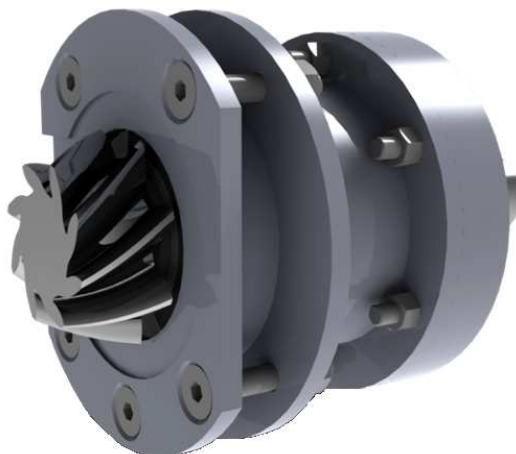
**Figuur 28. Datasheet dichtingsring**

## 7. Afstellen rondselasdiepte

Om een juist tandcontact te verkrijgen tussen rondsel en kroonwiel is een nauwkeurige afstelling van de rondselasdiepte noodzakelijk. Een juist tandcontact is essentieel voor een geruisloze werking en een lange levensduur. In het geslepen vlak van het rondsel heeft de fabrikant een getal gegraveerd waarmee de juiste afstand tot de differentieelhartlijn wordt aangegeven. Bij de originele 2CV wordt deze afstand afgesteld door het monteren van shims. Aangezien wij een behuizing fabriceren die enkel dient voor één set van rondselas en differentieel, kunnen we deze afstelling integreren in de toleranties van het ontwerp. Het differentieel en de rondselas die we gebruiken hebben een afstand tot de hartlijn van 54,35mm. De afstand van de hartlijn tot ons referentievlak bedraagt 91,339mm (opgemeten door C. Vangompel Metaalbewerking op coördinaten meetmachine). Wanneer onze afstelling tot op 50µm nauwkeurig moet zijn, dan ligt de afstand van rondselvlak tot referentievlak tussen:  $91,34 - 54,35 = 36,99 \pm 0,025\text{mm}$ .

## 8. Resultaat

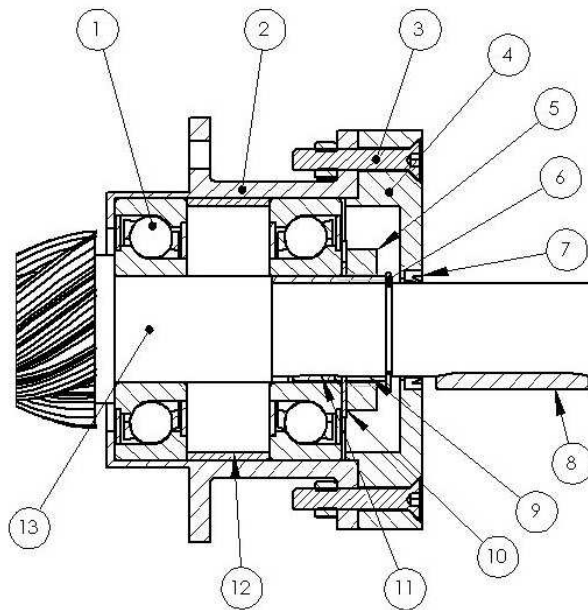
Fig. 29 geeft het uiteindelijke ontwerp van het lagerhuis met geïntegreerde rondselas. Een samenstellingstekening van het volledige lagerhuis is tevens afgebeeld in Fig 30. De afzonderlijke onderdelen het lagerhuis zijn beschreven in tabel 2



**Figuur 29. Render finale ontwerp lagerhuis met geïntegreerde rondselas**

**Tabel 2. Onderdelen lagerhuis**

Nummer	Onderdeel
1	Hoekcontactlager 7305-B-2RS-TVP
2	Lagerhuis
3	M5 verzonken bout
4	Deksel lagerhuis
5	Borgmoer
6	Circlip
7	Dichtingsring
8	Vlakke inlegspie koppeling
9	Bus
10	Rondel met borglipjes
11	Vlakke inlegspie bus
12	Afstandsbus
13	Rondselas

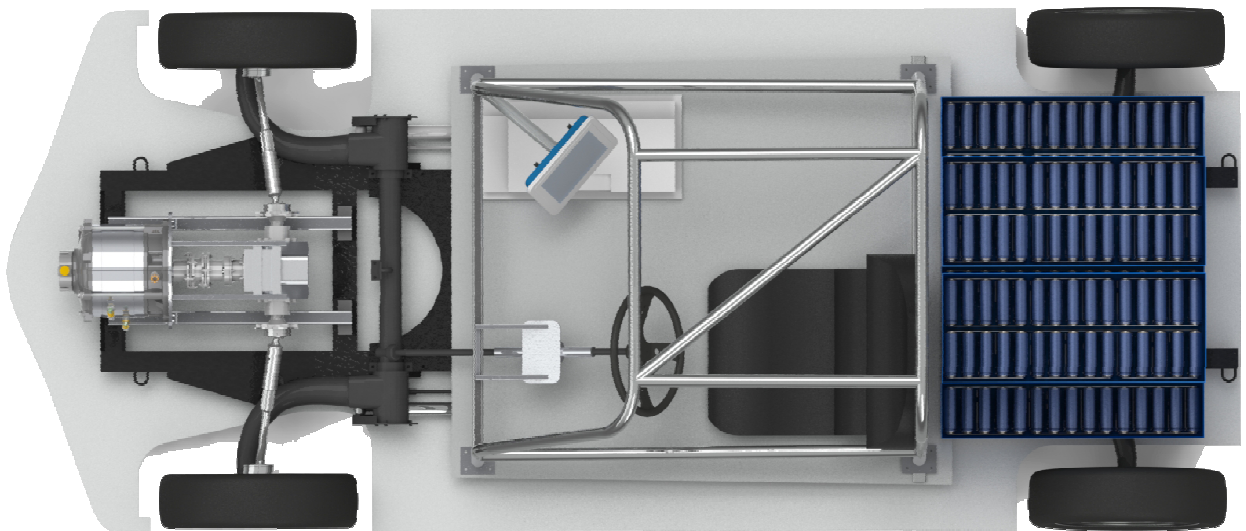


**Figuur 30. Doorsnede lagerhuis**

## Bijlage 10: Designspace Odyssee-racewagen

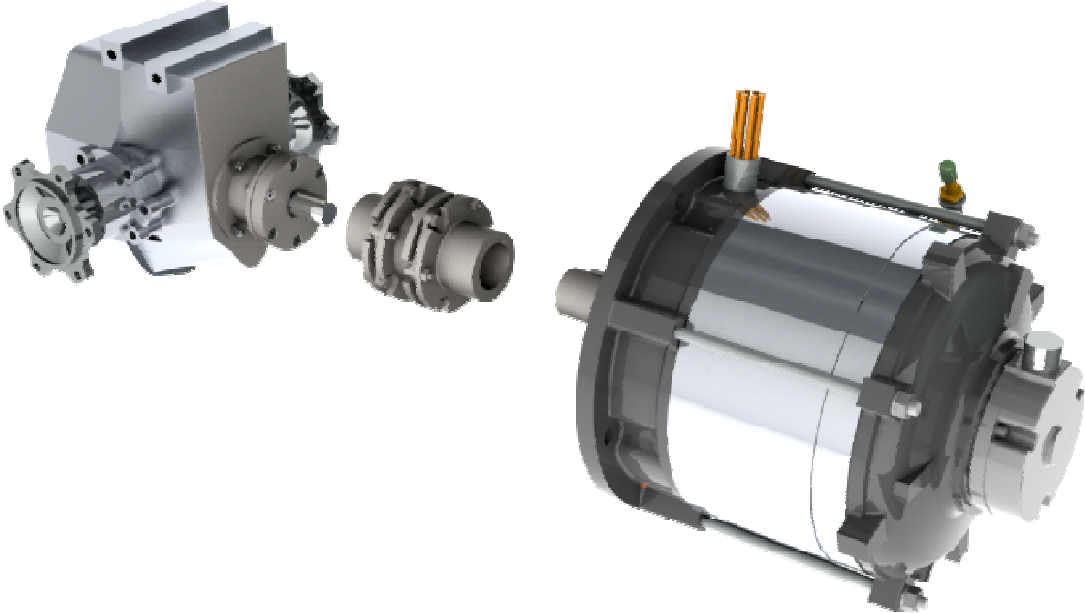


**Figuur 1. Doorkijk designspace Odyssee-racewagen – isometrisch perspectief**

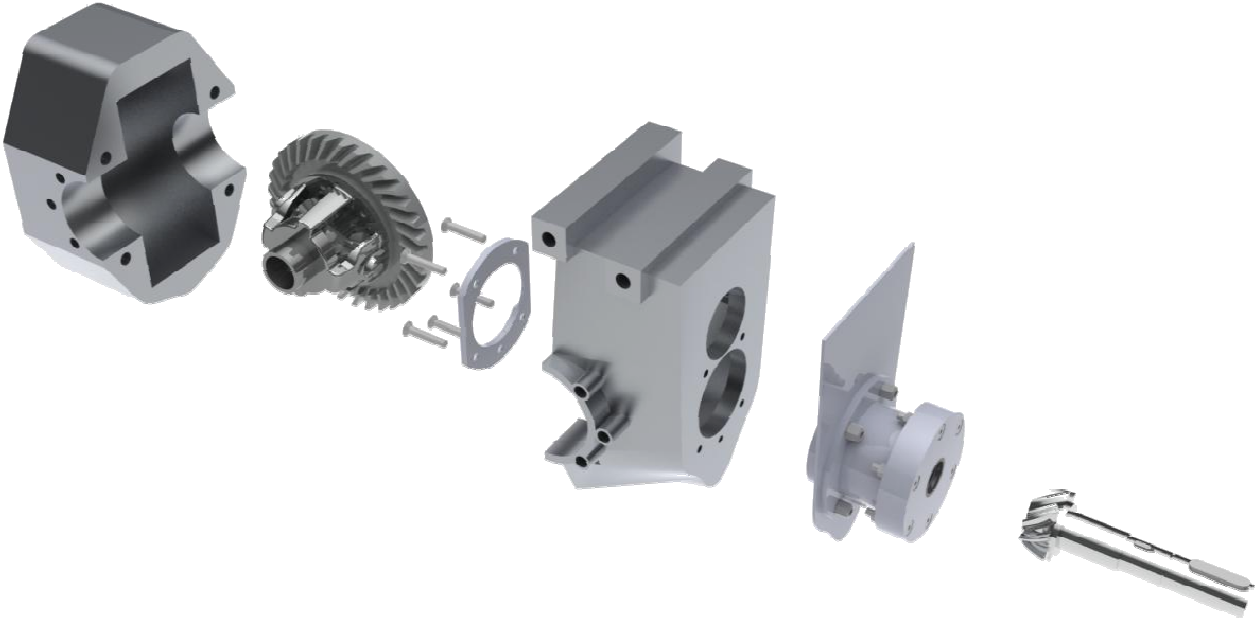


**Figuur 2. Doorkijk designspace Odyssee-racewagen – bovenaanzicht**

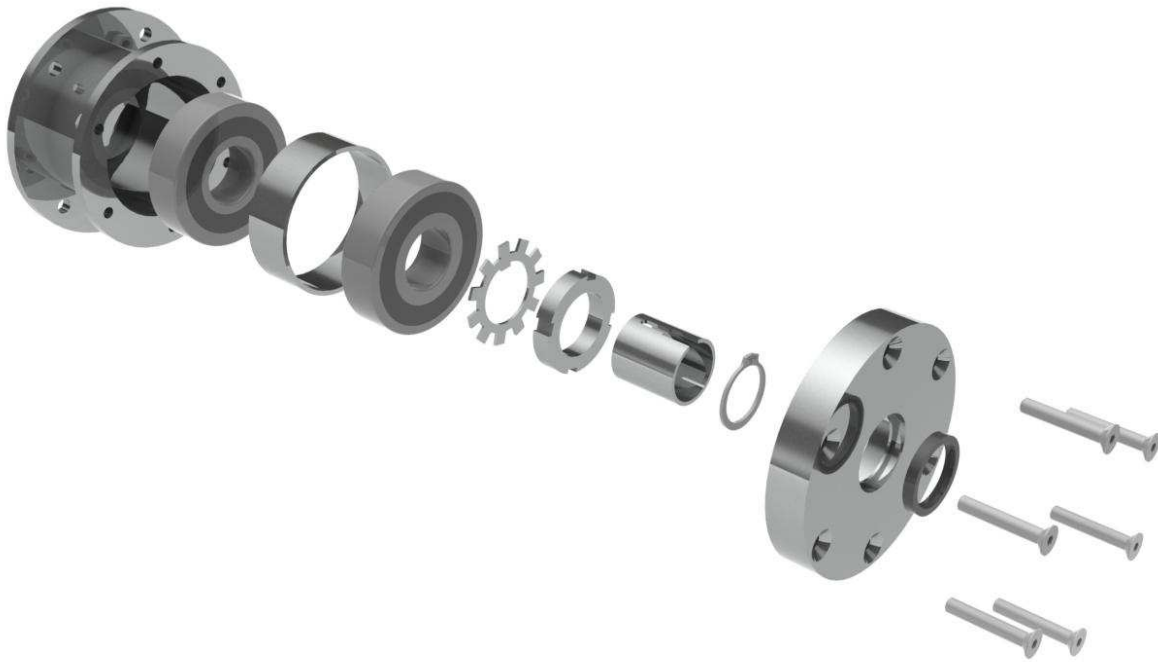
**Bijlage 11: Exploded view ontwerpen**



**Figuur 1. Exploded view mechanische aandrijflijn**

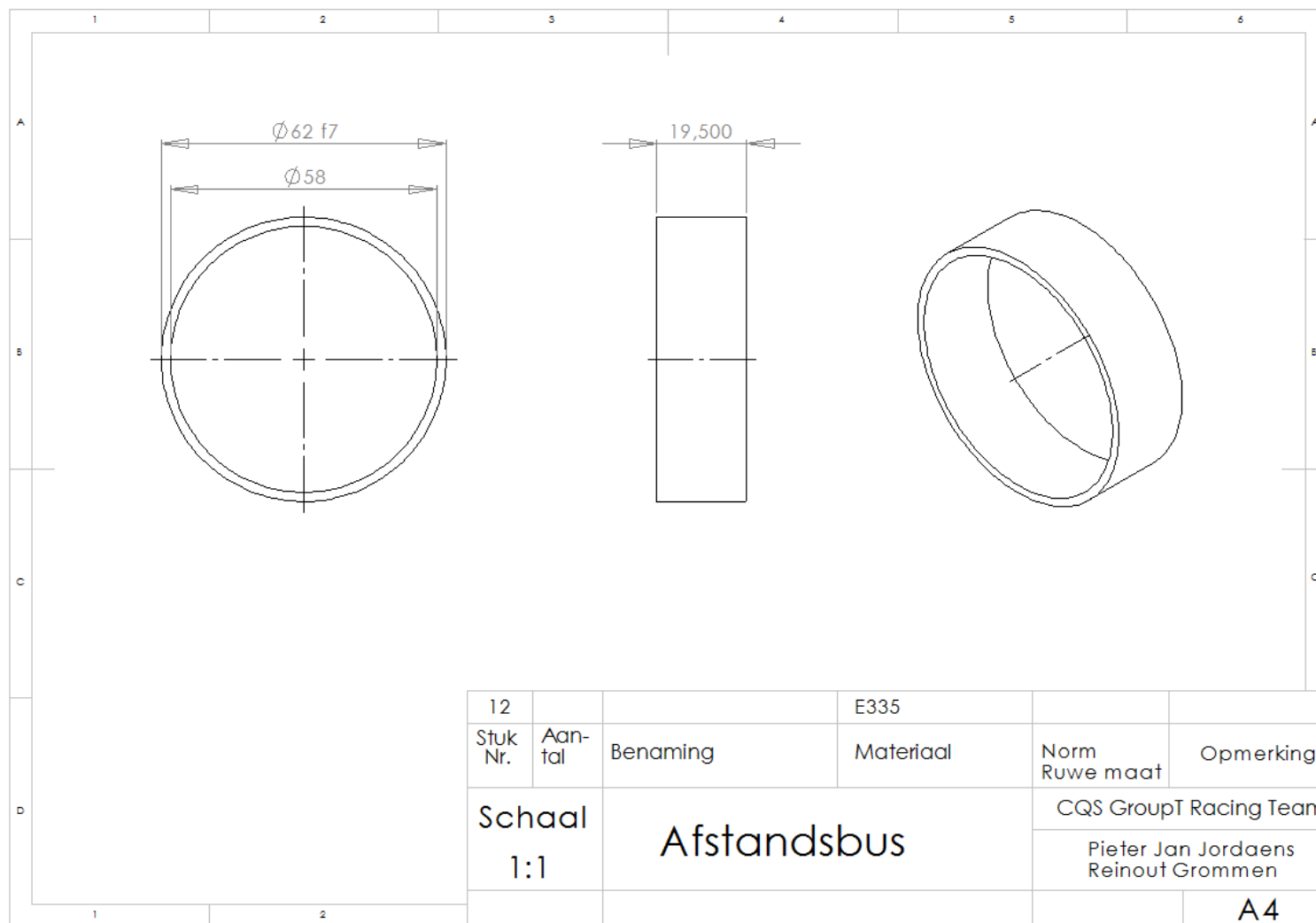


**Figuur 2. Exploded view reductietrap**

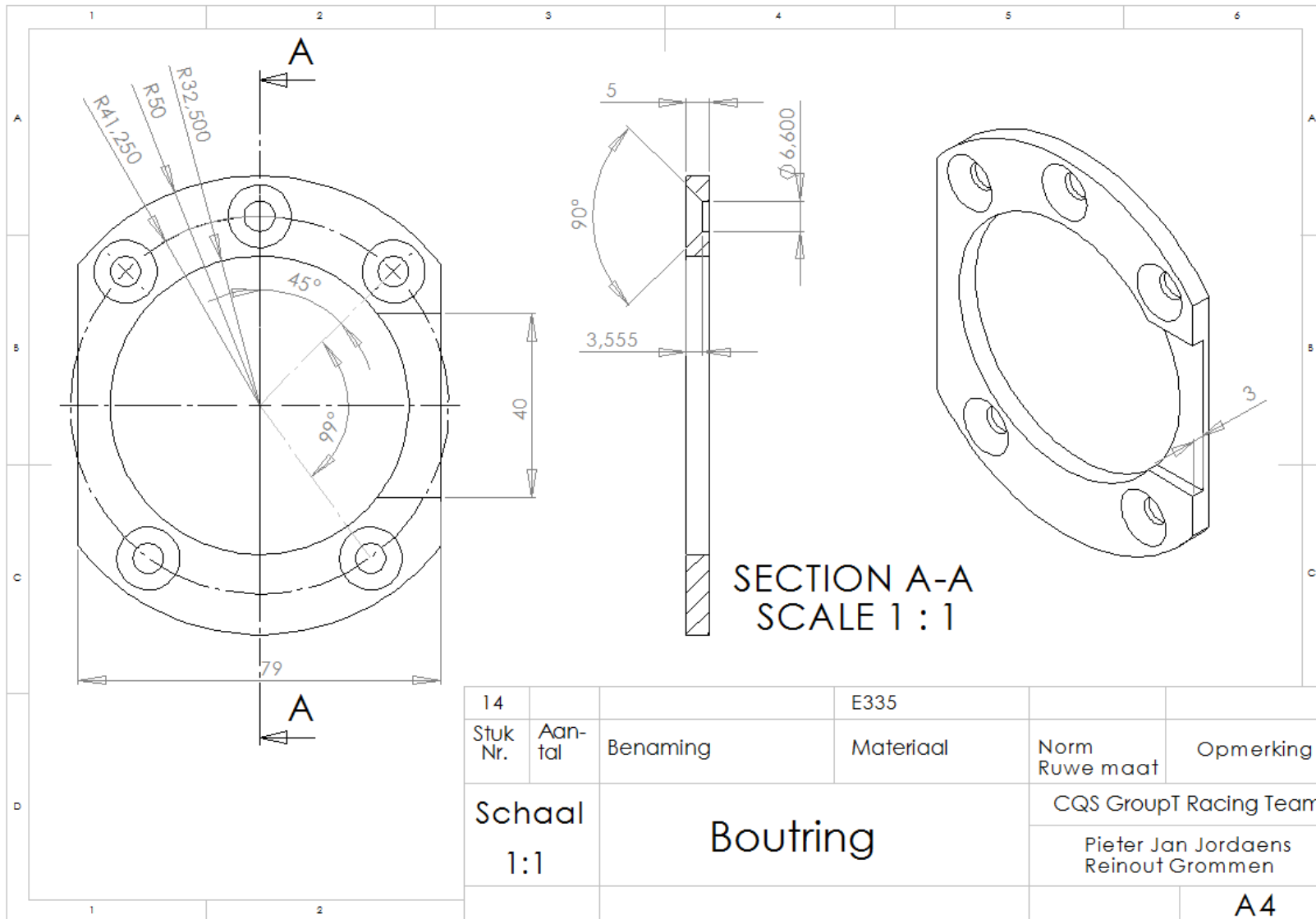


**Figuur 3. Exploded view lagerhuis**

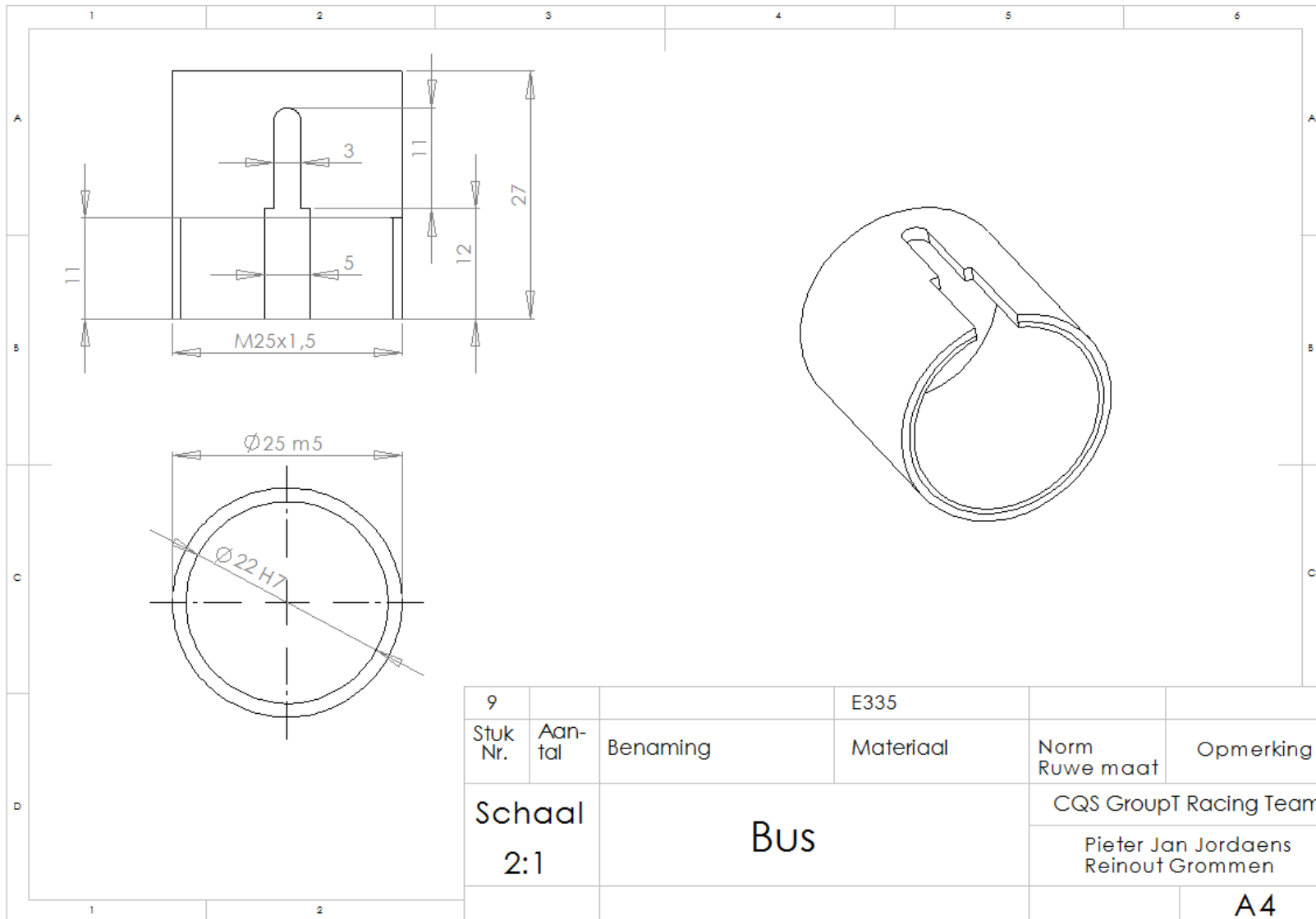
## Bijlage 12: Technische tekeningen



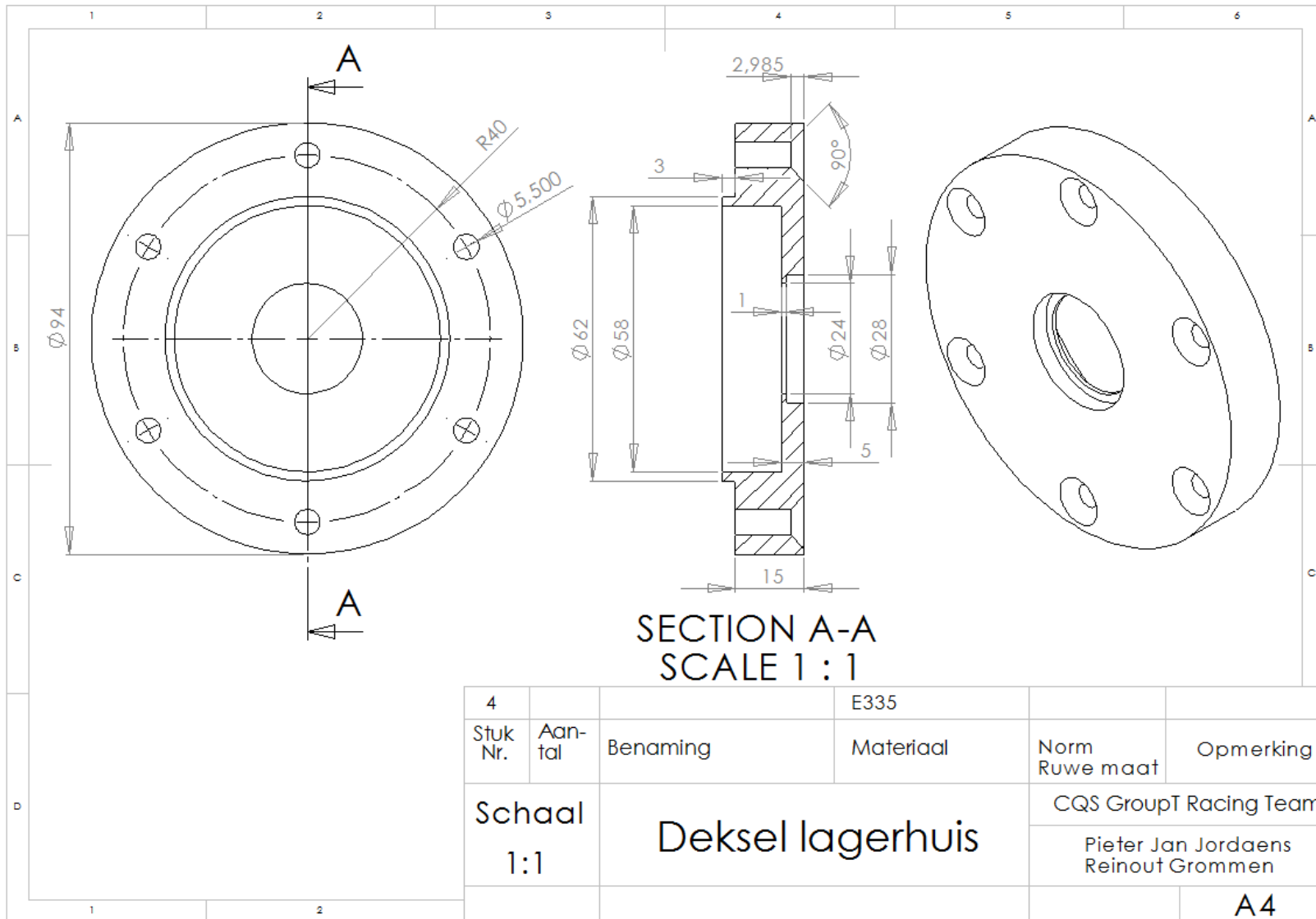




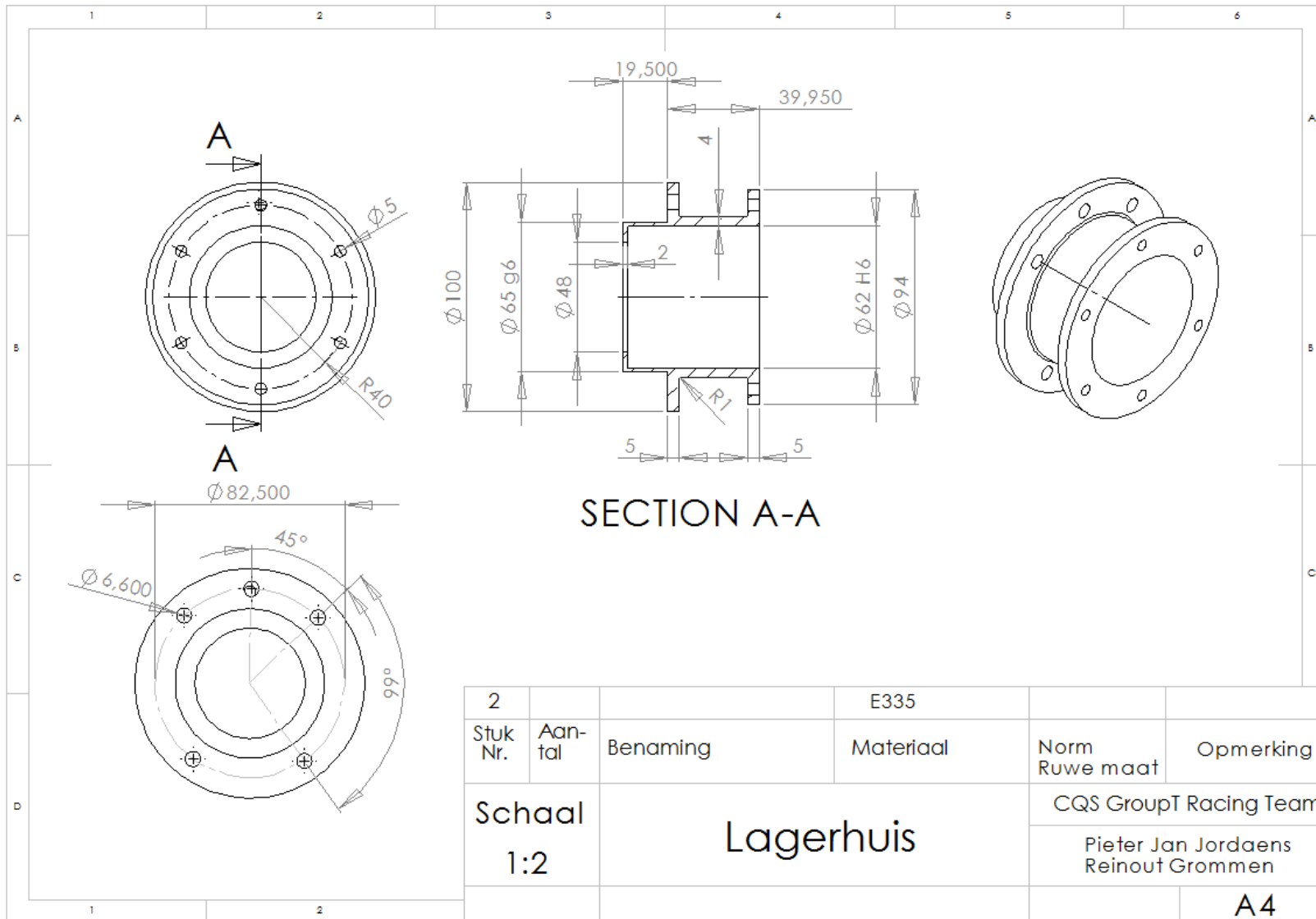
14			E335		
Stuk Nr.	Aan- tal	Benaming	Materiaal	Norm Ruwe maat	Opmerking
Schaal 1:1		Boutring		CQS GroupT Racing Team	
				Pieter Jan Jordaens Reinout Grommen	
					A4



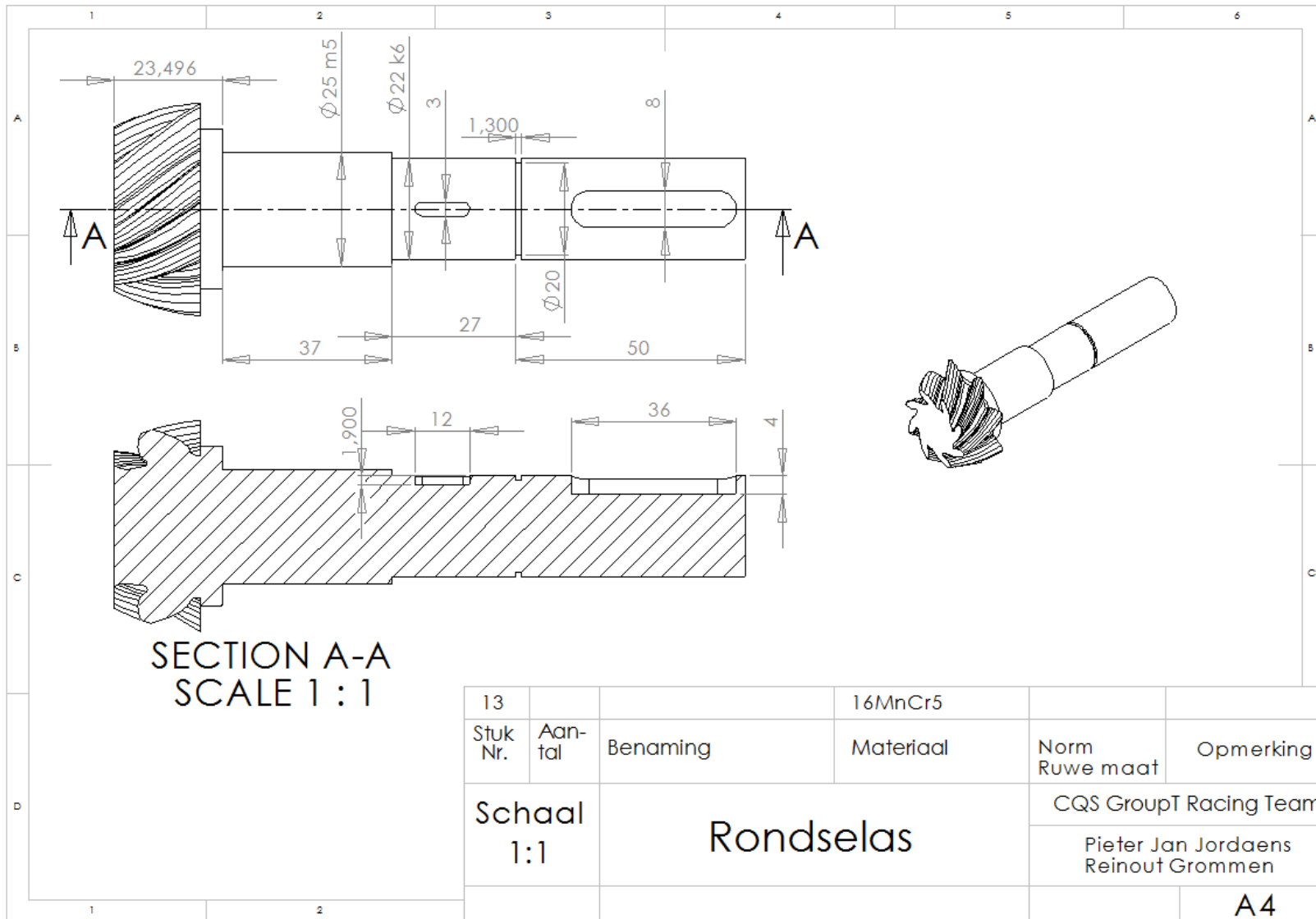
9			E335		
Stuk Nr.	Aantal	Benaming	Materiaal	Norm Ruwe maat	Opmerking
Schaal		Bus		CQS GroupT Racing Team	
2:1				Pieter Jan Jordaens Reinout Grommen	
					A4



Stuk Nr.	Aantal	Benaming	Materiaal	Norm Ruwe maat	Opmerking
4			E335		
Schaal	1:1	Deksel lagerhuis		CQS GroupT Racing Team	
				Pieter Jan Jordaens Reinout Grommen	
					<b>A4</b>



2			E335		
Stuk Nr.	Aantal	Benaming	Materiaal	Norm Ruwe maat	Opmerking
Schaal		<b>Lagerhuis</b>		CQS GroupT Racing Team	
1:2				Pieter Jan Jordaens Reinout Grommen	
					<b>A4</b>



## Bijlage 13: Contactpersonen



**Dietz-motoren GmbH + Co. KG**  
Eisenbahnstraße 67  
73265 Dettingen Unter Teck

Contactpersoon: Bernd Strauß  
[b.strauss@dietz-motoren.de](mailto:b.strauss@dietz-motoren.de)



**C. Vangompel Metaalbewerking NV.**  
Slingerweg 56  
3600 Genk

Contactpersoon: Carlo Vangompel  
[carlo@vangompel.net](mailto:carlo@vangompel.net)



**Siemens NV/SA**  
Marie Curiesquare 30  
1070 Brussel

Contactpersoon: Dirk De Bilde  
[dirk.de\\_bilde@siemens.com](mailto:dirk.de_bilde@siemens.com)



**Kaneka Belgium N.V.**  
Nijverheidsstraat 16  
2260 Westerlo-oevel

Contactpersoon: Stany Van Haver  
[stany.vanhaver@kaneka.be](mailto:stany.vanhaver@kaneka.be)



**VCST**  
Industriezone Schurhovenveld 3025  
3800 St.-Truiden

Contactpersoon: Bart Vandewal  
[Bart.Vandewal@vcst.be](mailto:Bart.Vandewal@vcst.be)



**Schaeffler Group – INA FAG**  
Avenue du Commerce 38  
1420 Braine-l'alleud

Contactpersoon: Lieven Gyssels  
[lieven.gyssels@schaeffler.com](mailto:lieven.gyssels@schaeffler.com)



**Cadmes Belgium NV**  
Derbystraat 23C  
9051 Gent

Contactpersoon: Aniek Schellings  
[aniek@cadmes.com](mailto:aniek@cadmes.com)



**CQS Group**  
Wulmersumsesteenweg 155  
3300 Tienen

Contactpersoon: Dieter Pétré  
[dieter.petre@cqsgroup.be](mailto:dieter.petre@cqsgroup.be)

# Elektrische voertuigen hebben een enorm potentieel, toch opgepast voor euforie

Pieter Jan Jordaens en Reinout Grommen  
Mentor: Serge de Geldere

## **STATEMENT BLOG**



## Elektrische voertuigen hebben een enorm potentieel, toch opgepast voor euforie !



Autoproducenten en regeringen storten zich momenteel in een wedloop om zo snel mogelijk de eerste elektrische voertuigen op de baan te krijgen. Hoewel de elektrische wagen decennia lang geboycot werd, lijkt het anno 2010 er toch op dat dit type voertuig dit keer echt op grote schaal gaat doorbreken. Omwille van de stijgende olieprijs en de huidige milieuproblematiek zoekt men naar alternatieven voor de conventionele brandstofvoertuigen. Elektrische voertuigen bieden enkele interessante voordelen t.o.v. de huidige voertuigen op de weg. Ze verbruiken geen brandstof en stoten geen CO<sub>2</sub> of andere schadelijke uitlaatgassen uit. Daarnaast stoten ze geen fijne stofdeeltjes uit, maken ze geen lawaai en zijn ze veel goedkoper in de gebruiksfase dan de conventionele brandstofvoertuigen. Ook op energetisch vlak scoort men beduidend beter met een elektrische wagen omwille van het hoge rendement van de elektrische motor. Typische brandstofmotoren hebben een efficiëntie rond de 25 %, de toegepaste elektrische motoren in automobieltoepassingen hebben een rendement van 90% of hoger. Daarom verbruiken elektrische voertuigen minder energie voor dezelfde prestaties dan voertuigen aangedreven door een verbrandingsmotor.

Hoewel de elektrische wagen een aantal erg interessante voordelen biedt, zijn er ook nadelen aan deze voertuigen verbonden. Dit betoog met als titel *“Elektrische voertuigen hebben een enorm potentieel, toch opgepast voor euforie”* gaat dieper in op deze nadelen. De geponeerde statement en het betoog maken deel uit van de Master Thesis van Reinout Grommen en Pieter Jan Jordaens. De onderbouwing van de stelling is een samenvatting van een blog die gedurende het academiejaar 2009-2010 werd bijgehouden. De blog, die geconsulteerd kan worden via <http://jordaens.blogspot.com/>, bevat artikels, nieuwsberichten en studies die dieper ingaan op de nadelen van elektrische voertuigen.

De Master Thesis die de titel *“het ontwerp en de realisatie van een mechanische aandrijflijn voor een elektrische racewagen”* draagt, handelt over het technische ontwerp van een prototype elektrisch racewagen. We focussen in dit betoog echter op de grootschalige introductie van commerciële elektrische voertuigen. Deze grootschalige introductie kan bijvoorbeeld bepaalde negatieve effecten hebben op economisch, ecologisch en sociaal vlak. Het is niet de bedoeling om het potentieel van de elektrische voertuigen te minimaliseren, wel om potentiële problemen in kaart te brengen zodat men hierop kan anticiperen. We beginnen bij de grootste nadelen en eindigen bij nadelen met een beperkte impact. Verder zullen we bij bepaalde topics het onderscheid maken tussen nadelen voor de fabrikant van het voertuig en nadelen voor de consument.



## **1. Batterijen & beperkte actieradius van de elektrische voertuigen**

Hoewel de batterijtechnologie de laatste jaren enorme ontwikkelingen doormaakt, blijft de beperkte actieradius de bottleneck van een elektrische wagen - volgens de consument althans. Deze blijft voorlopig beperkt tot maximaal 300 kilometer en kan dus nog niet concurreren met de conventionele verbrandingsvoertuigen. De voornaamste reden hiervan is de lage energiedichtheid van de batterijen in vergelijking met fossiele brandstoffen. De vraag die men echter moet stellen is: moet ik mij een voertuig aanschaffen met een hoger bereik? Aangezien 80 % van alle autoverplaatsingen binnen een straal van 20 kilometer blijft, is een elektrische wagen met een bereik van 300 km een waardig alternatief voor de brandstofvoertuigen. Dit geldt zeker als men het heeft over woon-werkverkeer. Men kan besluiten dat de actieradius momenteel de behoefte van de mens dekt. Het gebruik van een eventuele 'Range extender' biedt tevens een oplossing voor lange afstanden. Deze kan op een milieuvriendelijkere brandstof werken (of zelfs op waterstof) en zorgt voor 500 km extra bereik. Ze geven de consument tevens het gevoel dat men niet stil kan vallen. Men schat dat in de toekomst de energiedichtheid van de batterij drie keer groter wordt door het toepassen van nieuwe technologie. De huidige ontwikkelingen in de batterijtechnologie zullen dus een groter bereik kunnen dekken.

Verder is de kostprijs van de batterijpakketten op dit moment nog te hoog voor de consument. Een commercieel verkrijgbaar pakket met bijhorende elektronica en koeling kost momenteel ongeveer evenveel als een conventioneel brandstofvoertuig. Toch schat men dat dit op relatief korte termijn met een factor drie naar beneden kan. Bovendien wordt ook de energiedichtheid driemaal hoger verwacht. Deze uitspraken houden echter geen rekening met een mogelijke prijsstijging van de grondstoffen van de batterijen, besproken in hoofdstuk 4.

Ten slotte zijn er nog de lange laadtijden. De consument is gewend om zijn mobiliteit op ieder moment beschikbaar te hebben. Bijgevolg is hij niet happig om zijn auto vier uur in het stopcontact te steken. Hier zijn twee mogelijke oplossingen: snelladen en een wisselsysteem voor batterijen. Op dit vlak is nog veel onderzoekswerk en het is dan ook belangrijk dat men deze problemen integraal oplost samen met de kostprijs en levensduur van de batterij.

## **2. Oplaainfrastructuur**

Dit is het klassieke probleem van de kip en het ei. Er zijn geen elektrische voertuigen in België omdat er geen laadpunten zijn, anderzijds zijn er geen laadpunten omdat er geen elektrische voertuigen zijn. Momenteel zijn er in België een tiental oplaadpunten. Deze zijn allemaal eigendom van privé-investeerders. Indien ondernemingen investeren in eigen laadpunten, dan kan het woon-werkverkeer binnen de bedrijven zelf al grotendeels geëlektrificeerd worden. Tijdens de werkuren kan de batterij laden zodat je de lange oplaadtijd niet ervaart als een nadeel. De overheid dient ook te investeren in deze infrastructuur indien men een succesverhaal van deze voertuig wil maken in eigen land. Volgens de autofabrikanten is de technologie van de elektrische wagens voldoende rijp maar is er nog steeds onvoldoende laadinfrastructuur voor de consument. Verder dient men ook over de landsgrenzen heen een elektrisch voertuigen te kunnen opladen. Een uniforme betaalwijze laat momenteel nog op zich wachten. Ook de stekkerkeuze is niet dezelfde bij alle fabrikanten. Indien men dit wenst dient er een algemene normering of standaardisatie vastgelegd te worden.

### **3. Kostprijs**

Een tweede drempel die overwonnen moet worden is de kostprijs. Momenteel ligt deze nog tweemaal zo hoog als een auto op benzine of diesel. De voornaamste reden hiervoor is de dure kostprijs van het batterijpakket zoals besproken in hoofdstuk 1. Voor de autoconstructeur blijkt het tevens erg moeilijk te zijn om de elektrische wagens in massaproductie te produceren. Dit maakt dat ook de kostprijs hoger ligt dan de huidige voertuigen op de markt. De auto-industrie gaat momenteel door een transitieperiode waarbij men op vlak van de productie van de elektrische voertuigen grote investeringen dient te maken. Om de elektrische voertuigen te laten penetreren in de markt, rekeninghoudend met de hoge kostprijs, dient men een beroep te doen op de overheid en de industrie. Om de autoconstructeurs de kans te geven de elektrische wagens op de markt te brengen, en de kostprijs te doen dalen, dienen deze twee partijen te beginnen met de elektrificatie van hun wagenpark. Dit geeft ademruimte voor de constructeurs om te investeren in R&D zodat kinderziekten verdwijnen. Voor privékopers zijn de voertuigen momenteel te duur.

### **4. Aantal politieke grondstoffen neemt toe / stijgende prijs van bepaalde grondstoffen**

#### **o Lithium**

Momenteel ziet het ernaar uit dat de meeste elektrische voertuigen van lithiumbatterijen zullen voorzien worden. Lithium, de basisgrondstof voor dit type batterijen bevindt zich echter niet overal ter wereld in de ondergrond. 85% van deze geëerde grondstof is te vinden in Bolivia, Chili, Brazilië en Argentinië. Ook China, Australië en de VS hebben een bepaald percentage in de ondergrond. De Europese voorraden blijken echter verwaarloosbaar klein te zijn. Bijgevolg zal Europa volledig afhankelijk blijven van de import van deze grondstof. Men dient ervoor te zorgen dat we niet dezelfde afhankelijkheid creëren zoals nu het geval is met ruwe aardolie. Een mogelijke oplossing hiervoor is de recyclage van lithium. Men kan een geografische herverdeling van grondstoffen verwezenlijken d.m.v. recyclage. Een goed voorbeeld hiervan is de strategie van de Belgische onderneming Umicore. Dit bedrijf heeft de ambitie lithium op grote schaal te recycleren. Tot slot dient men te controleren of deze grondstof op een duurzame manier gedolven wordt.

#### **o Magnetische materiaal & andere zeldzame grondstoffen**

Hoewel lithium een erg geëerde grondstof zal worden de komende jaren vreest men meer voor het gebrek aan magnetisch materiaal. 95% van de zeldzame en kostbare metalen zoals neodymium, lanthaan of terbium (in totaal heeft men het over 17 zeldzame metalen) komt uit China. Ze worden vooral in midden-Mongolië gedolven op onmilieuvriendelijke manier. Het zijn net deze metalen die men gebruikt voor de productie van de permanente magneten in elektromotoren, batterijen (een batterijpakket bestaat immers niet uit 100% lithium), brandstofcellen, enz. Gevreesd wordt dat China de export van deze zeldzame grondstoffen terug zal schroeven om in zijn eigen behoefte te kunnen voorzien bij de productie van elektrische en hybride voertuigen. Het gebruik van andere technologieën zoals bijvoorbeeld de geschakelde reluctantie motor (SRM) als tractiemotor voor elektrische voertuigen wordt in dit opzicht interessant.

Deze SRM blijkt qua eigenschappen een ideale motor te zijn voor automotieve toepassingen en bevat geen permanente magneten. Het is dit type motor dat in de thesis het hart van de ontwikkelde mechanische aandrijving vormt, en geïmplementeerd zal worden in een elektrische racewagen.

## **5. Transformatie van de industrie**

De opkomst van de elektrisch aangedreven wagens zal een grote impact hebben op drie industrieën. Twee daarvan, de batterij- en energieleveranciers (inclusief de fabrikanten van oplaadinfrastructuur) werden reeds aangehaald in dit document. Een derde industrie ligt voor de hand, namelijk de auto-industrie. Het is interessant om naast de kansen ook de nadelen hiervan in te zien. De autobusiness moet namelijk volledig heruitgevonden worden om te overleven. Men dient nieuwe kennis te vergaren bij zowel ontwerp als productie van deze voertuigen. Het toepassen van een nieuwe aandrijfarchitectuur met batterijen, elektromotoren en gesofisticeerde vermogenelektronica maakt dat men deze voertuigen niet zomaar in massaproductie kan produceren.

Een elektrisch voertuig heeft ook veel minder onderhoud nodig. Dit zal zijn negatieve invloed hebben op de ondernemingen die momenteel conventionele voertuigen voorzien van onderhoud en reserveonderdelen. Ook de chemische industrie zal een daling zien in de verkoop van smeermiddelen.

Ondernemingen zullen moeten innoveren door het toepassen van nieuwe businessmodellen. Autofabrikanten kunnen een integrale aanpak hanteren om het probleem rond de batterijen op te lossen door de wagen te voorzien van een wisselbaar batterijpakket. De consument kan deze batterij leasen van de fabrikant. D.m.v. het voorzien van een tweedehandsmarkt voor batterijen en de recyclage van dit onderdeel kan men de winsten, die ze verliezen omwille van het ontbreken van onderhoud, proberen te compenseren. Het zal echter nog enige tijd duren vooraleer dergelijke concepten toegepast worden in België.

## **6. Energieproductie / aanpassingen distributienet**

Indien 10 % van de huidige voertuigen op de weg vervangen wordt door een elektrisch voertuig resulteert dit in 1,375 % extra elektriciteitsproductie. We kunnen dus besluiten dat de huidige productiecapaciteit van de elektriciteitscentrales in eerste instantie toerijkend is. Bij een grootschalige intrede van de elektrische voertuigen zal de productie de vraag moeten volgen. Men schat dat elektrische en plug-in hybride voertuigen over een 20-tal jaar zal zorgen voor een bijkomend verbruik van 5-10%. Verder kunnen we besluiten dat elektrische voertuigen op grijze stroom goed zijn, het rendement van deze voertuigen ligt immers veel hoger dan de conventionele verbrandingsvoertuigen, maar kiezen voor elektrische wagens op groene stroom is nog beter.

Het tijdstip van de vraag naar elektriciteit vormt echter wel een potentieel probleem. Het elektriciteitsnet is geen onbeperkte bron van elektrische energie op elke moment van de dag. Indien de vraag groter wordt dan het aanbod op een bepaald tijdstip (denk maar aan thuiskomen en opladen van het voertuig tijdens de gewoonlijke piekperiodes van elektriciteitsverbruik) kan dit leiden tot gevaarlijke situaties.

Ook hier is nog veel R&D nodig om ervoor te zorgen dat bij piekmomenten het net niet overbelast wordt. Men heeft het dan bijvoorbeeld over pilootprojecten rond Smart Battery Charging tijdens de daluren. Daarnaast kan de batterij ook energie terugleveren aan het net. Dit heeft echter weer zijn nadelen op de levensduur van de batterij. Men dient dus op zoek te gaan naar een ideaal compromis.

## **7. Fiscaliteit & subsidies**

Gezien de hoge kostprijs van de elektrische voertuigen dient de overheid zelf mee te investeren in de introductie ervan op onze wegen. Men dient te streven naar een 30% fiscale aftrekmogelijkheid op de aankoopprijs van elektrische voertuigen zodat de maximale kostprijs  $\pm$  9000€ bedraagt. Er moet gezegd worden dat momenteel enkel nog maar een wetsvoorstel van 15% fiscale aftrek in de maak is om de aankoop van een elektrisch voertuig aantrekkelijk te maken. Baanbrekend is dit wetsvoorstel niet te noemen. Verder dient men hierbij te vermelden dat dit wetsvoorstel enkel rekening houdt met 100% elektrische voertuigen. De elektrische voertuigen met range extender vallen niet onder deze noemer, een spijtige zaak dus voor de consument die bij de introductie van de elektrische voertuigen op “safe” wil spelen bij de aankoop. Op vlak van fiscaliteit en subsidies kunnen we besluiten dat België nog een lange weg te gaan heeft in vergelijking met onze buurlanden.

## **8. Veiligheid & comfort**

De consument eist een voertuig met maximale veiligheid en comfort. Voor de elektrische voertuigen ligt ook hier een potentieel probleem. Op vlak van veiligheid is meer onderzoek nodig naar de batterijen. Niet alleen het ontploffingsgevaar van de lithiumbatterijen is een nadeel, ook de grote stromen die gebruikt worden zijn niet veilig. Het feit dat de elektrische wagen geluidloos rijdt vormt zowel een voordeel als een nadeel. Uit studies blijkt dat dit nadelig kan zijn voor de zwakke weggebruiker die deze voertuigen niet hoort aankomen.

Het grootste vraagteken voor de constructeurs heeft te maken met comfort. De consument is veeleisend dezer dagen en wenst te beschikken over airco, verwarming, ABS, tractiecontrole, airbag,... Deze systemen eisen echter veel energie. De energie komt van de batterij, waardoor men inboet op actieradius. Het streven naar 100% elektrisch transport en 100% veilig transport is de ultieme hoofddoelstelling van vele autoconstructeurs. Dit is dan ook de voornaamste reden dat de meeste merken pas eind 2010, begin 2011 op de markt komen met hun elektrische variant. Ze willen eerst de veiligheid op punt hebben.

### **Slotbetoog / conclusie:**

De elektrische voertuigen hebben inderdaad een groot potentieel en zijn een hot topic. Toch zijn er nog een aantal nadelen die overwonnen moeten worden. Indien men mikt op een grootschalige introductie van de elektrische voertuigen dient men eerst de batterij- en oplaadtechnologie verder te verfijnen. Ook het voorzien van een internationaal uniforme oplaadinfrastructuur mag niet op zich laten wachten. De kostprijs van de batterij moet hoe dan ook omlaag, terwijl de levensduur en de energiedichtheid moeten verhogen. Men kan dit enkel verwezenlijken door massaal te investeren in de ontwikkeling van nieuwe batterijtechnologie.

Verder moet men het probleem van de lange laadtijden bij de ontwikkeling van de batterij integreren. Autofabrikanten, energieleveranciers en batterijfabrikanten dienen samen te streven naar een integrale aanpak van dit probleem. De elektriciteitsproductie zien we niet snel als een probleem maar het moment van de vraag wel. Het voorzien van intelligentie in de elektrische voertuigen om efficiënt met energie om te springen zijn een must indien men niet wil inboeten op veiligheid en comfort.

Tot slot kunnen we besluiten dat elektrische voertuigen heel wat problematiek van het conventionele transport oplossen. Wanneer de overheden, industrie en onderzoeksinstellingen zich concentreren op de specifieke problemen van het elektrisch rijden, dan kunnen deze relatief snel opgelost worden. De brandstofvoertuigen stonden er immers ook niet op één decennium.

### Referenties:

[1] Statement blog Pieter Jan Jordaens & Reinout Grommen: <http://jordaens.blogspot.com/>.

[2] J. Driesen, K. Clement-nyns, S. De Breucker, P. Jacqmaer 1997. *Rijden met een stekker*. het ingenieursblad 5/2007, 16-19.

[3] The Haque Centre for strategic studies. *Scarcity of minerals – a strategic security issue*, The Haque Centre for strategic studies.

[4] U.S. Department of the interior, U.S. Geological Survey. *Mineral commodity summaries 2009*, United states government printing office.

[5] J. Taylor, A. Maitra, M. Alexander, D. Brooks, M. Duvall. *Evaluation of the impact of plug-in electric vehicle loading on distribution system operations*, Electric power research institute

[6] David JC MacKay. *Sustainable Energy – without the hot air*, eerste druk, Cambridge Ltd.

[7] Seminatie rond elektrische en hybride voertuigen – Vrije Universiteit Brussel (30/10/09)

[8] Seminarie Cleanweek (05/05/10)

[9] [www.cleanweek.be](http://www.cleanweek.be)

[10] [www.mobimix.be](http://www.mobimix.be)

[11] [www.plan.be](http://www.plan.be)

