

*GROEP T staat niet garant voor een foutloze inhoud van deze paper.*

# Het ontwerp en de realisatie van een mechanische aandrijflijn voor een elektrische Formula Student wagen

Wolf Berwouts\*, Koen Huybrechts\*

\*Masterstudent Elektromechanica, GROEP T - Leuven Engineering College, Andreas Vesaliusstraat 13, 3000 Leuven

Promotor: prof. ir. Guido Ceulemans

Unit Energie, GROEP T - Leuven Engineering College, Andreas Vesaliusstraat 13, 3000 Leuven, Guido.Ceulemans@groep.t.be

Copromotor: ir. Bart Vandewal

Hoofd Onderzoek & Ontwikkeling, VCST, Schurhovenveld 3025, 3800 Sint-Truiden

## ABSTRACT

Om deel te nemen aan de Formula Student competitie werd het Formula Group T team geïnitieerd waarin 15 studenten een eerste elektrische racewagen, AREION genaamd, bouwen. Deze ingenieurscompetitie bestaat uit verscheidene dynamische (sprint, remtest, duurproef en energieconsumptie, slalom) en statische proeven die elk via een verdeelsleutel worden gequoteerd. De open éénzitter met vier wielen zal op elke deelproef een hoge score moeten halen indien hij aanspraak wil maken op de eindoverwinning.

Deze paper behandelt het ontwerp en de realisatie van de mechanische aandrijflijn die een elektromotor van 85kW verbindt met beide achterwielen. Hierbij dient er steeds een compromis gemaakt te worden tussen inbouwruimte, levensduur, efficiëntie, gewicht en de kostprijs.

Een zelf ontwikkeld voertuigmodel bepaalt de overbrengingsverhouding met het hoogste rendement zonder toegevingen te moeten doen aan acceleratievermogen en topsnelheid. De vooropgestelde levensduur van slechts 100 uur wordt benut om een doorgedreven gewichtsreductie te verwezenlijken zoals blijkt uit de dimensionering van de ketting en de lagers. De voertuigdynamica wordt verbeterd door het gebruik van een gelimiteerd slipdifferentieel.

Verscheidene componenten zoals de wielnaven of de ophanging van het differentieel zijn ontworpen met oog voor de materiaalkeuze en gefabriceerd met een brede waaier aan technieken. Andere onderdelen zijn aangekocht vanwege de korte projectduur, de kostprijs of complexiteit. Verder is reeds een kritische studie uitgevoerd om een lichtgewicht wielnaaf te ontwikkelen met een geïntegreerde tripoidbehuizing. Van ontwerp tot en met assemblage diende ingespeeld te worden op talrijke onvoorziene uitdagingen waarvan enkele toegelicht worden.

## Trefwoorden

elektrische Formula Student, Formula Group T, gelimiteerd slipdifferentieel, kettingoverbrenging, mechanische aandrijflijn, tripoid, wielnaaf

## Symbolen

$a$	versnelling [m/s <sup>2</sup> ]
$v$	snelheid [m/s]
$v_{ketting}$	kettingsnelheid [m/s]
$\omega_{mot}$	hoeksnelheid motor [rad/s]
$\omega_{wiel}$	hoeksnelheid van het wiel [rad/s]
$\alpha_{wiel}$	hoekversnelling van het wiel [rad/s <sup>2</sup> ]
$l_b$	wielbasis [m]
$b_t$	spoorbreedte [m]
$r_{wiel}$	wielstraal [m]
$\mu$	wrijvingscoëfficiënt tussen band en wegdek [-]
$g$	gravitatieconstante [m/s <sup>2</sup> ]
$m$	totale massa van de wagen [kg]
$h_{cg}$	hoogte massacentrum [m]
$i$	overbrengingsverhouding [-]
$J_{mot}$	rotationele inertie van de motor [kgm <sup>2</sup> ]
$J_{last}$	rotationele inertie van de last [kgm <sup>2</sup> ]
$J_{totaal,mot}$	totale inertie gezien langs de motorzijde [kgm <sup>2</sup> ]
$J_{totaal,last}$	totale inertie gezien langs de lastzijde [kgm <sup>2</sup> ]
$A$	frontale oppervlakte [m <sup>2</sup> ]
$\rho_{lucht}$	dichtheid van de lucht [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_d$	luchtweerstandcoëfficiënt [-]
$u_r$	rolweerstandcoëfficiënt [-]
$F_{lucht}$	luchtweerstandkracht [N]
$F_{rol}$	rolweerstandkracht [N]
$F_{dyn}$	kracht door dynamische gewichtsverplaatsing [N]
$F_{tractie}$	tractiekracht [N]
$F_{ketting}$	kettingkracht [N]
$F_t$	trekkracht door motor op ketting [N]
$P_m$	mechanisch motorvermogen [kW]
$P_{el}$	elektrisch motorvermogen [kW]
$T_{mot}$	motorkoppel [Nm]
$T_{wiel}$	koppel aan de wielen [Nm]
$T_{last}$	lastkoppel aan de wielen [Nm]
$T_{rem}$	remkoppel [Nm]
$z_1$	aantal tanden klein kettingwiel [-]
$z_2$	aantal tanden groot kettingwiel [-]
$r_1$	straal klein kettingwiel [m]
$r_2$	straal groot kettingwiel [m]
$p$	steek [m]
$\eta_{motor}$	rendement motor [%]
$\eta_{mech}$	gecombineerd mechanisch rendement [%]

## 1 Inleiding

Het mechanisch ontwerp in deze paper kadert in een groter geheel, zijnde de eerste elektrische Formula Student wagen van Formula Group T (Bijlage 1). Met AREION zal dit studententeam deelnemen aan drie ingenieurscompetities gedurende de zomermaanden, samen met 90 andere studententeams uit heel de wereld.

Bij de bouw van AREION werd er gewerkt rond drie innovatieve pijlers: het gebruik van biocomposiet, functioneel gebruik van additieve fabricagetechnieken voor zowel metalen als niet-metalen en een efficiënte elektrische aandrijflijn. Een additieve fabricagetechniek toont zich bijvoorbeeld bij de realisatie van de fusee waardoor een laag onafgeveerd gewicht kan bekomen worden. Het gebruik van een Permanent Magneet Synchrone Machine (PMSM) en een eigen ontworpen ster-driehoek schakeling voor het aansturen van deze motor zorgt voor een hoog rendement. Met een gewicht van slechts 40kg slaagt deze motor erin om een koppel van 600Nm en een vermogen van 167kW te leveren.

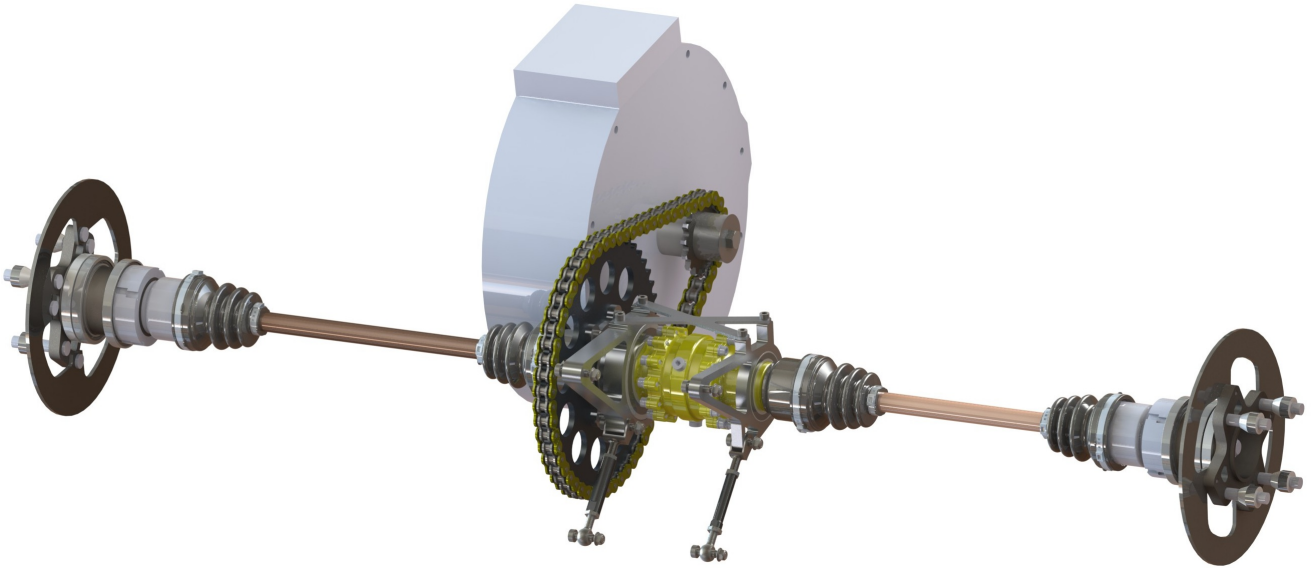
Vanwege het wedstrijdreglement is het elektrische vermogen  $P_{el}$  echter beperkt tot 85kW. Dit vermogen wordt gebruikt om de wagen met een vooropgesteld gewicht van 280kg en zijn bestuurder van 70kg naar de maximumsnelheid van 141km/u te brengen. Van ontwerp tot en met assemblage kan niet meer dan 10 maanden in beslag nemen. In deze periode is er projectmatig veel overleg met andere teamleden vereist om de integratie in het voertuig te optimaliseren. De volgorde van ontwerp, ruwweg van buiten naar binnen toe, maakt dat de ophanging en het frame prioriteit krijgen. Deze voorwaarden beperken de inbouwruimte voor de aandrijflijn, waar voldoende rekening mee gehouden moet worden (Bijlage 2).

De verschillende proeven waaraan de teams moeten deelnemen staan opgesomd in tabel 1. Van de 1000 punten moeten er 325 gewonnen worden in statische evenementen waarbij verscheidene teamleden de jury moeten overtuigen van het goed ontwerp en de economische haalbaarheid. De overige 675 punten zijn te verdienen in de dynamische evenementen waarbij de wagen op het circuit rijdt. De score van het team voor ieder deelevenement wordt beoordeeld in verhouding tot de prestaties van de andere deelnemers.

**Tabel 1.** Puntenverdeling bij een Formula Student evenement

	Proef	Maximale score
Statisch	<b>Technisch ontwerp</b>	<b>150</b>
	Kost en productie	100
	Businesspresentatie	75
Dynamisch	<b>Acceleratie</b>	<b>75</b>
	Slalom	50
	Sprint	150
	<b>Energieverbruik</b>	<b>100</b>
	Duurproef	300
Totaal aantal punten		1000

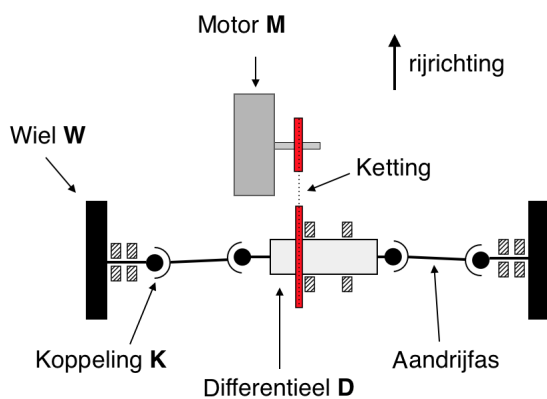
De score op zowel de acceleratieproef als de duurproef,



**Figuur 1.** Resultaat mechanische aandrijflijn van AREION

met zijn bijhorende rendementsbeoordeling, wordt in grote mate door de dimensionering van de aandrijflijn gewonnen. 175 punten zijn hier dan ook in grote mate rechtstreeks afhankelijk van. Daarnaast is ook bij het beoordelen van het technisch ontwerp een onderdeel voorzien voor de aandrijflijn. Verdere doelstellingen van de mechanische aandrijflijn door het team zijn een maximum gewicht van 25kg en een prijs van minder dan 5000 euro. De aandrijflijn dient betrouwbaar, veilig en onderhoudsvriendelijk te zijn.

In een conventioneel voertuig zijn typische onderdelen van een mechanische aandrijflijn de reductietrap(pen), een differentieel, aandrijfassen met de bijhorende koppelingen en de wielnaven. De doelstelling is om de functionaliteiten van deze mechanische onderdelen kritisch te bestuderen om ze vervolgens te optimaliseren, te reduceren of uit te breiden naar de functionaliteiten die voor AREION van toepassing zijn. In vergelijking met een conventioneel voertuig is de levensduur van AREION van 100 uur een sterk afwijkende parameter. Dankzij deze verkorte levensduur is een gewichtsreductie mogelijk.



**Figuur 2.** Schematische weergave van de belangrijkste onderdelen van de mechanische aandrijflijn

Een eerste deel van de paper beschrijft op voertuigniveau de vereisten om een competitieve wagen te ontwerpen. Nadat de gewenste performantie bepaald is, wordt deze vertaald naar concrete onderdelen waaruit de aandrijflijn zal bestaan (Figuur 2). De volgende hoofdstukken lichten dan ook de belangrijkste componenten van de aandrijflijn toe. Een kettingoverbrenging die de motor in het meest optimale werkingsgebied brengt, stelt AREION in staat om de acceleratieproef (vanuit stilstand 75m rijden) af te leggen in 3,85 seconden. Om een snelheidsverschil tussen de aangedreven wielen bij het nemen van bochten mogelijk te maken en de controlebaarheid voor de piloot te verhogen, terwijl er maximale koppeloverdracht blijft gelden, is gekozen voor een gelimiteerd slipdifferentieel.

De verbinding van het differentieel met de wielen werd gerealiseerd aan de hand van een eenvoudige en lichtgewicht tripodekoppeling. Tot slot brengt de zelfontworpen wielnaaf het koppel tot aan de wielen.

Het resultaat van deze paper is een mechanische aandrijflijn met een gewicht van 19,43kg (exclusief motor) die erin slaagt om tot 1135Nm aan de grond te brengen (Figuur 1). De 51 unieke onderdelen hebben een totale kostprijs van 3039 euro, ruim onder het voorziene budget van 5000 euro (Bijlage 14). Acht belangrijke onderdelen zijn zelf ontworpen om de aangekochte onderdelen optimaal op elkaar af te stemmen, technische tekeningen van deze onderdelen zijn te vinden in bijlage 13.

## 2 Bepaling van algemene performantie

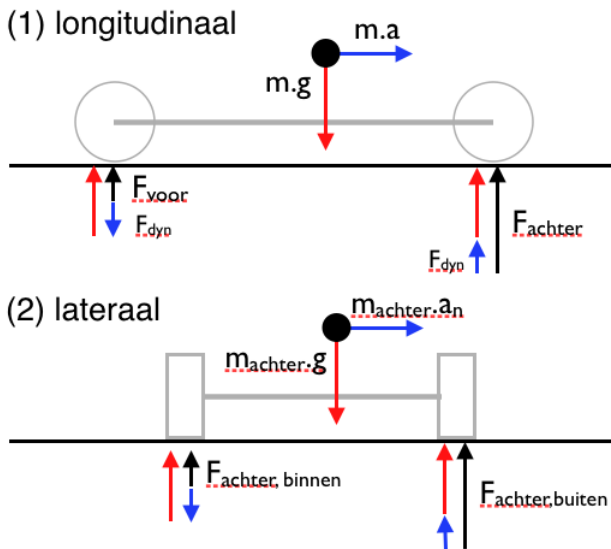
De teamscore van elke proef is afhankelijk van de prestaties van de tegenstanders. Om een hoge score te behalen moeten de resultaten dan ook vergelijkbaar of beter zijn dan die van de concurrentie. De keuze van de overbrengingsverhouding moet de motor in het meest efficiënte werkingsgebied brengen voor een hoge score op het energieverbruik tijdens de duurproef. Vervolgens geeft een controle aan of AREION

met deze overbrengingsverhouding in staat is om de topsnelheid en acceleratie te bereiken die noodzakelijk zijn om te winnen in de acceleratieproef. Natuurlijk is het energieverbruik ook in grote mate afhankelijk van de totale massa van de wagen waardoor er geen garantie is op succes met enkel een aandrijflijn met hoog rendement.

### 2.1 Maximaal wielkoppel bij acceleratie

Omdat AREION een erg krachtige motor heeft, is de berekeningswijze van de voertuigdynamica verschillend van deze van een personenwagen. Bij AREION is het niet het maximale motorkoppel of vermogen dat de maximale versnelling van de wagen bepaalt. Het is de maximale wrijvingskracht tussen de rubberen banden en het wegdek dat het motorkoppel limiteert.

Om de maximale wrijvingskracht per wiel te bepalen dient men rekening te houden met het effect van de dynamische gewichtsverplaatsing die geïntroduceerd wordt door een versnelling die aangrijpt ter hoogte van het massacentrum.



**Figuur 3.** Superpositie van het gewicht (rood) met de dynamische gewichtsverplaatsing (blauw) van 1) de vooras naar de achteras 2) het binnenwiel naar het buitenwiel

Als gevolg zijn de normaalkrachten, uitgeoefend op de wielen, een superpositie van het gewicht en de dynamische gewichtsverplaatsing (Figuur 3)[1].

We veronderstellen de wrijvingscoëfficiënt  $\mu$  tussen de profielloze racebanden (met  $r_{wiel} = 0,255m$ ) en het asfalt 1,65 [2]. De gewichtsverdeling met 45% van de totale massa vooraan en 55% achteraan levert een gewicht  $m_{achter}$  op de achteras van 192,5kg. Dit bepaalt de maximale wrijvingskracht

$$F_{wrijving} = m_{achter} * g * \mu \quad (1)$$

Via de tweede wet van Newton kan de versnelling van  $8,9m/s^2$  gevonden worden. Deze versnelling introduceert de dynamische gewichtsverplaatsing waarna opnieuw de maximale wrijvingskracht gevonden wordt.

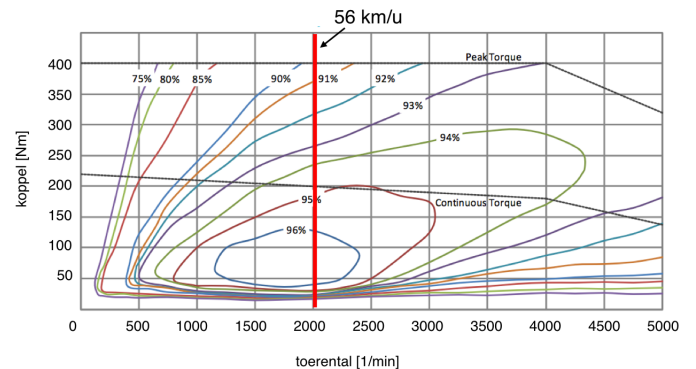
$$F_{wrijving} = (m_{achter} * g + F_{dyn}) * \mu \quad (2)$$

Het resultaat van dit iteratief proces is een versnelling van  $12,7m/s^2$  of een koppel van 1135Nm. Het is deze maximale waarde die gehanteerd wordt bij verdere berekeningen rond de sterkte van componenten.

### 2.2 Keuze van overbrengingsverhouding voor een efficiënte motorwerking tijdens de duurproef

Het rendement van de elektromotor is afhankelijk van het toerental en het geleverd koppel. Omdat het hier gaat over een maximaal vermogen van 85kW is het belangrijk om, zowel voor het energieverbruik als voor de dimensionering van het koelcircuit, dit gemiddeld verlies zo laag mogelijk te houden. Door het optimaliseren van de overbrengingsverhouding is het mogelijk om de motor gemiddeld in een zuiniger werkingsgebied te laten opereren. Hiervoor is er meer informatie nodig over de acceleraties en snelheden op het circuit.

Geregistreerde data van een duurproef van een concurrerend team (AMZ Racing) in 2011 geven de snelheid van de wagen met een tijdsinterval van 0,12 seconden. Hieruit kan gevonden worden dat tijdens een duurproef de gemiddelde snelheid op het circuit 56km/u bedraagt. Daarnaast geeft het ook een indicatie van de gemiddelde versnelling. De eenvoudigste methode is om deze 56km/u te laten overeenstemmen met een efficiënt werkingsgebied van de motor. In figuur 4 is te zien dat het toerental van 2000rpm gelegen is in het werkingsgebied met het hoogste rendement ( $\eta \geq 95\%$ ) [3].



**Figuur 4.** Koppel-toerental en rendementkarakteristiek van een AFM-140 bij een gegeven toerental en koppel [3].

Dit resulteert in een overbrengingsverhouding van  $i = 3,8$  waarbij

$$i = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{wiel}} \quad (3)$$

Omdat de voorgaande rudimentaire methode geen rekening houdt met de spreiding van de waarden, kan de overbrenging met het hoogste rendement afwijken van  $i = 3,8$ . Om de overbrenging nauwkeuriger te bepalen geeft een zelf ontwikkeld simulatiemodel in Simulink de vermogenverliezen in de motor aan gedurende één ronde in de duurproef (Figuur 5, Bijlage 4). Op basis van de geregistreerde snelheidsmeting is op ieder ogenblik de versnelling en de snelheid gekend. Het zijn ook deze waarden die aangelegd worden aan de aandrijflijn om zo het oorspronkelijk motortoerental en koppel te bepalen. Hiervoor is er rekening gehouden met

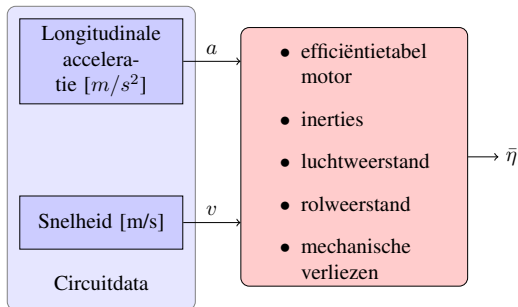
de luchtweerstand  $F_{lucht}$ , de rolweerstand  $F_{rol}$ , de mechanische verliezen in de ketting en het differentieel  $\eta_{mech}$ , de inertie ten gevolge van de versnelling van de totale massa en de hoekversnelling van de aandrijflijn.

$$T_{mot} = \frac{(m + \frac{J_{totaal,last}}{r_{wiel}^2}) * a + F_{lucht} + F_{rol}) * r_{wiel}}{\eta_{mech} * i} \quad (4)$$

Het motortoerental is evenredig met de snelheid

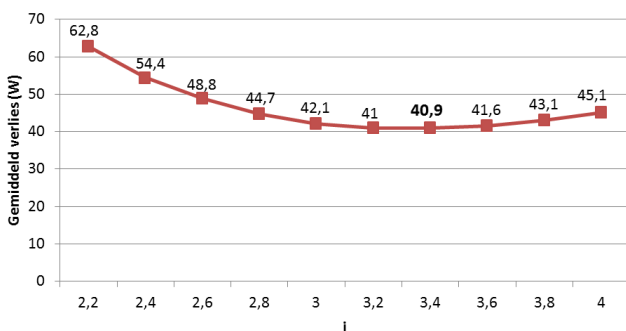
$$\omega_{mot} = \frac{v}{r_{wiel}} * i \quad (5)$$

Het motorkoppel en motortoerental zijn bekend, dus ook het werkingsgebied. De rendementsmap van de motor uit figuur 4 geeft nu op ieder ogenblik het rendement aan. Met  $(1 - \eta) * P_{el}$  zijn de motorverliezen te bepalen.



**Figuur 5.** Schematische voorstelling van het simulatiemodel ter bepaling van de meest efficiënte overbrenging

Door deze simulatie van één ronde op het circuit verscheidene keren uit te voeren met verschillende overbrengingsverhoudingen en de verliezen te vergelijken (Figuur 6), is de uiteindelijke overbrenging met minimale motorverliezen vastgelegd op 3,4. Tijdens een duurproef zal dit, uitgemiddeld over een hele ronde, leiden tot een gemiddeld verlies van 40,9 W in de motor.



**Figuur 6.** Motorverliezen bij verschillende overbrengingsverhoudingen

### 2.2.1 Theoretisch eindresultaat in de acceleratieproef

Nu de overbrenging vast ligt moet een controleberekening bepalen of de aandrijflijn in staat is om AREION te laten

winnen in de acceleratieproef. De maximale score op deze proef bedraagt 75 punten en de uiteindelijke score wordt bepaald volgens

$$Score = 71,5 * \frac{\frac{5,8}{T_{AREION}} - 1}{\frac{5,8}{T_{min}} - 1} + 3,5 \quad (6)$$

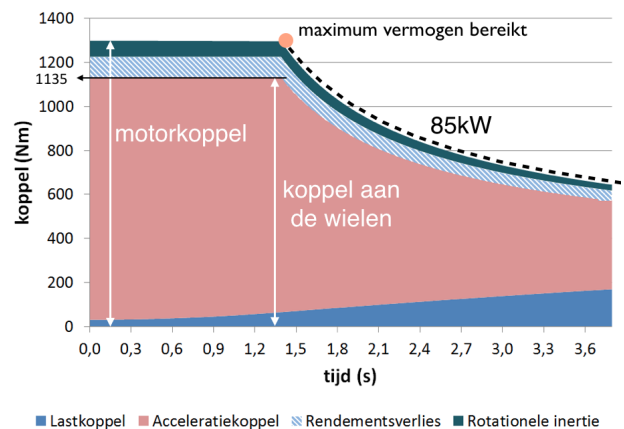
met  $T_{AREION}$  de eigen tijd en  $T_{min}$  de snelste tijd. Het

**Tabel 2.** Eindresultaat van de acceleratieproef in Hockenheim 2011

Team	Tijd [s]	Score
Ravensburg	3,732	75
Zürich ETH	3,744	74,36
...	...	...
Eindhoven TU	4,272	49,65
München UAS	4,330	47,31

eindresultaat van de Formula Student competitie in Hockenheim in 2011 is weergegeven in tabel 2 [4]. De snelste tijd bedraagt 3,732s. Een ruwe schatting aan de hand van de formules van de eenparige rechtlijnige beweging levert een gemiddelde acceleratie van 1g en een topsnelheid van 145km/u op.

Om een nauwkeuriger resultaat te bekomen is het nodig om te rekenen met een variabele versnelling. De maximale wrijvingskracht op de achterwielen limiteert  $T_{wiel}$  bij de start tot 1135Nm. Omdat door de hoekversnelling van de gehele aandrijflijn er ook rotationele inerties een deel van het koppel opnemen, alsook rendementsverlies in de verschillende overbrengingen, moet het motorkoppel hoger liggen om de 1135Nm aan de wielen te behouden. Door uiteindelijk het koppel aan de wielen te verminderen met het lastkoppel, houdt men het koppel over dat beschikbaar is voor de acceleratie. Figuur 7 geeft duidelijk aan hoe het motorkoppel en het acceleratiekoppel evolueert gedurende de acceleratieproef.



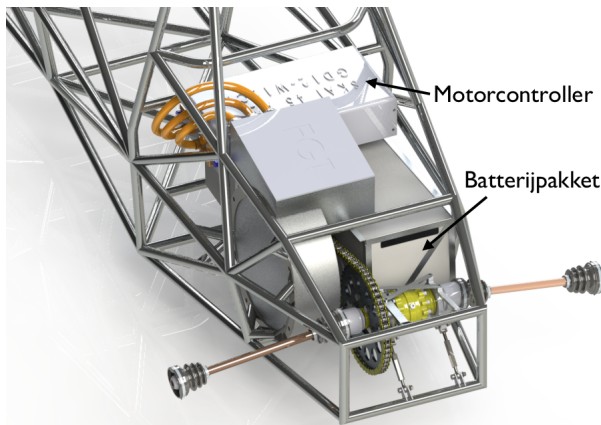
**Figuur 7.** Koppelverloop tijdens de acceleratieproef gezien langs de lastkant. De koppelverliezen (inertie en rendement) in de aandrijflijn worden gecorrigeerd door een hoger motorkoppel aan te leggen.

Het lastkoppel bestaat uit de luchtweerstand (afhankelijk van de weerstandscoëfficiënt, frontale oppervlakte, de snelheid en de dichtheid van lucht) en de rolweerstand (afhankelijk van de rolcoëfficiënt en de massa) waarbij de luchtweerstand evenredig is met het kwadraat van de snelheid. Het knikpunt geeft het maximumvermogenpunt aan. Vanaf hier is het maximum vermogen van 85kW bereikt en daalt het koppel omgekeerd evenredig met het toerental.

Het eindresultaat is een tijd van 3,85 seconden wat met een score van 68,58 op 75 een 5de plaats oplevert in het klassement van 2011.

### 3 Belangrijkste onderdelen

Om de algemene werking beter te begrijpen lichten we vier grote delen van de aandrijflijn toe: de kettingoverbrenging, het differentieel, de aandrijfassen en de wielnaaf. Deze onderdelen bevinden zich allen in het achterste compartiment van AREION, samen met de componenten van de elektrische aandrijflijn, zijnde het batterijpakket en de motorsturing (Figuur 8).



**Figuur 8.** Achterste compartiment van AREION met de belangrijkste onderdelen van de mechanische en elektrische aandrijflijn

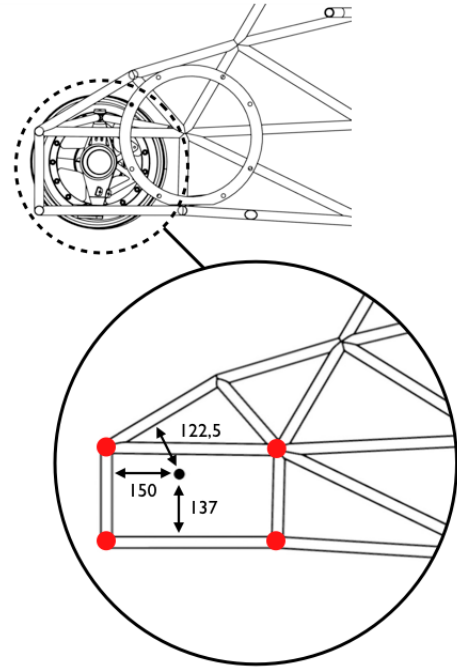
#### 3.1 Kettingoverbrenging

Op basis van een analyse (zie bijlage 5) [5] blijkt een ketting het meest geschikt om de afstand van ruwweg 250mm tussen de motoras en het differentieel te overbruggen. Ditmaal zijn het lage gewicht van 1,92kg, de kosteloze beschikbaarheid en de grote uitlijntoleranties de belangrijkste parameters die de keuze voor een ketting verantwoorden. Bij het dimensioneren van de kettingoverbrenging blijkt na een vergelijkende studie het toepassingsgebied van sportmotoren de beste optie.

##### 3.1.1 Positionering en aantal tanden

Vanwege de volgorde van ontwerp van AREION zijn de wielbasis, de spoorbreedte, de rijhoogte en de ophangingspunten als eerste bekend. Voor deze punten voorziet het

achterste compartiment van het frame vier knooppunten (Figuur 9). Om de verliezen in de tripoidkoppelingen tot een minimum te beperken, is het wenselijk dat de aandrijfassen een zo klein mogelijke hoek maken met de wielen. Dit beperkt de inbouwruimte voor het groot kettingwiel waarvan het middelpunt zo goed als mogelijk dient samen te vallen met de as bepaald door de middelpunten van de achterwielen. Hieruit vloeit een maximaal aantal tanden van 51 voor het gedreven kettingwiel voort. De gewenste overbrengingsverhouding  $i=3,4$  impliceert dan voor het drijvende wiel 15 tanden (zie bijlage 5).



**Figuur 9.** Vakwerk achterzijde frame met vier knooppunten voor de ophanging (rood) en het middelpunt van de wielen (afmetingen in mm)

##### 3.1.2 Belastingsgevallen van de ketting

Het onderzoek naar de haalbaarheid van een kettingoverbrenging is op verscheidene vlakken gevoerd. Wanneer het maximaal motorkoppel aangelegd wordt vanuit stilstand, blijkt de trekkracht  $F_t$  van de motor op de ketting 8,7kN te bedragen.

Bij een tweede geval waar maximaal geremd wordt bij topsnelheid speelt de inertie van de aandrijflijn parten. De grote inertie van de motorrotor  $J_{mot}$  blijkt een potentieel gevaar te zijn. De inertie van de lastkant  $J_{last}$ , zijnde vanaf de wielen tot en met het gedreven kettingwiel, is bepaald op  $0,66kgm^2$  (Bijlage 15).

Via de tweede wet van Newton kan de negatieve hoekversnelling  $\alpha_{wiel}$  van het wiel bepaald worden

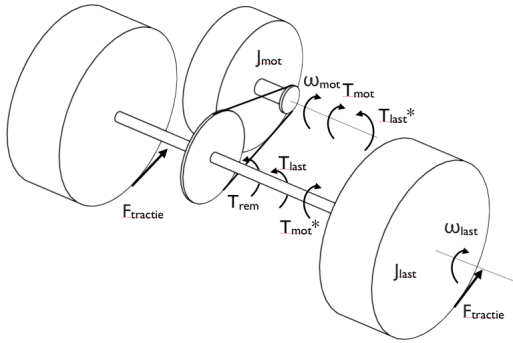
$$\alpha_{wiel} = \frac{T_{rem}}{(J_{mot} * i^2) + J_{last}} \quad (7)$$

waarbij  $T_{rem}$  het maximaal remkoppel is. Merk op dat om de inertie van de motor aan de wielzijde te kunnen beschou-

wen, deze vermenigvuldigd moet worden met het kwadraat van de overbrengingsverhouding [6]. Een negatieve versnelling aan het wiel  $\alpha_{wiel}$  van  $826 \text{ rad/s}^2$  wordt bekomen. Hieruit kan een tijd van 0,19s afgeleid worden die bepaald hoe lang het duurt vooraleer aan topsnelheid bij maximaal remmen de motorrotor tot stilstand komt. Rekening houdend met de fractie van de motorinertie ten opzichte van de totale inertie aan de motorzijde leidt volgende formule

$$F_t = \frac{\frac{J_{mot}}{J_{totaal,motorzijde}} * T_{last}^*}{r_{z1}} \quad (8)$$

tot een kracht in de ketting  $F_t$  van 5,2kN. Deze kracht is aanzienlijk wanneer men bedenkt dat de motor onbekrachtigd is in deze situatie, de rotor fungeert als vliegwiel. Ze is echter kleiner dan in het eerste geval en via de mogelijkheid om regeneratief te remmen kan deze kracht via de motorsturing gereduceerd worden.



**Figuur 10.** Weergave van inerties, koppels en toerentallen in de aandrijflijn

Tot slot is ook het polygooneffect vergeleken met sportmotoren en theoretisch benaderd. De literatuur [7] waarschuwt immers bij minder dan 17 tanden voor dit veelhoek-effect en dus extra slijtage en trillingen. Een berekening bij topsnelheid is uitgevoerd om een idee van de optredende kracht in de ketting  $F_{polygoon}$  te krijgen.

Ter vereenvoudiging wordt verondersteld dat de eerste schakel die ingrijpt op het drijvende kettingwiel deze volledige kracht moet verwerken, en wordt verondersteld dat door de elasticiteit van de ketting de trilling uitgedempt is bij de eerste schakel die het contact verliest met het gedreven kettingwiel. Het gewicht dat in rekening gebracht wordt is bijgevolg dit van de schakels tussen beide kettingwielen aan de getrokken zijde. Indien deze vereenvoudigingen niet gebeuren, vereist deze berekening een grondige analyse van het gedrag van ondermeer de meest elastische component in de aandrijflijn, wat buiten de focus van de paper ligt. Het resultaat van het polygooneffect is een pulserende kracht  $F_{polygoon}$  van 300N met een frequentie van 2,5kHz.

De grootste kracht treedt op in het eerste geval, waarbij het polygooneffect verwaarloosd kan worden. De kracht in de ketting is naast het aangelegde koppel ook afhankelijk van de centripetaalkracht. Uiteindelijk bevindt het meest belastende ogenblik voor de ketting zich net voor het punt van continu vermogen in de koppelttoerentalkarakteristiek,

aangezien tot dan het koppel van de motor gelijk blijft aan het startkoppel en de centripetaalkracht toeneemt met het kwadraat van de snelheid. De kracht in de ketting is dan

$$F_{ketting} = \underbrace{\frac{T_{mot}}{r_1}}_{Motor} + \underbrace{q * v_{ketting}^2}_{Centripetaalkracht} \quad (9)$$

met  $r_1$  de straal van het kleine kettingwiel in m,  $T_{motor}$  het maximale motorkoppel in Nm,  $F_t$  de kracht in de ketting in N,  $q$  het gewicht in kg/m van de ketting en  $v$  de kettingsnelheid in m/s. Dit levert een totale kettingkracht  $F_{ketting}$  van 9286N op.

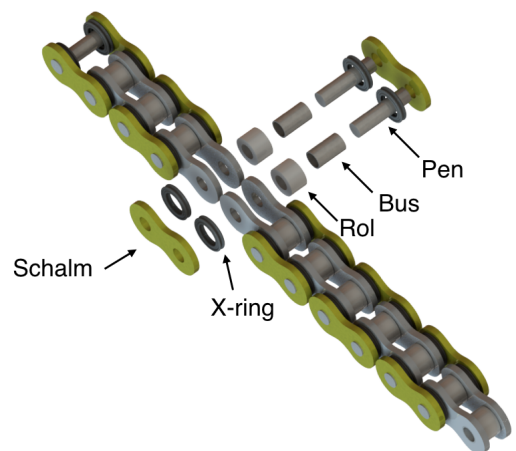
Om deze krachten te vergelijken met een reële toepassing is een geschikte rollenketting uit de 520 reeks vergeleken met drie sportmotoren (Tabel 3).

**Tabel 3.** Vergelijking van kritische parameters tussen een sportmotor en AREION

	Motor	AREION
Kracht in ketting (kN)	11-15	9,29
Aantal tanden	13-17	15
Maximale kettingsnelheid (m/s)	43	20

Zowel de kracht in de ketting als de maximale kettingsnelheid liggen in onze toepassing lager terwijl het aantal tanden groter is. Dat het minimale aantal tanden 13 bedraagt, bevestigt dat de tandsterkte volstaat indien uitgegaan wordt van een korte levensduur. We concluderen dat de gekozen ketting volstaat voor de toepassing.

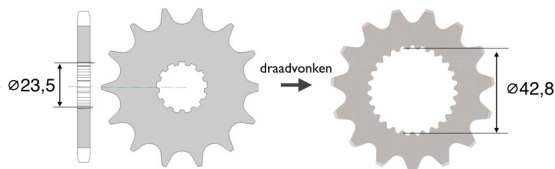
De gekozen 520XHR ketting [8] heeft een steek van 15,9 mm en beschikt over X-ringen tussen de schalmen die olie langer vasthouden met minder frictie en een langere levensduur tot gevolg (Figuur 11). Verder zijn de kettingonderdelen nabehandeld om de treksterkte te verhogen (HR staat voor Hyper Reinforced).



**Figuur 11.** Exploded view van één schakel van een 520XHR rollenketting

### 3.1.3 Praktisch

Vanwege de korte asafstand is geen spanwiel vereist. Een steekschakel met veersluiting maakt het tijdens de assemblageperiode eenvoudig om de ketting te monteren en demontieren. Voor de competitie wordt geopteerd voor een klinkschakel, zodat een gewichtsreductie bij de afschermplaat gemaakt kan worden vanwege een afname van de breedte van de ketting. Deze plaat moet, opgelegd door het reglement, een dikte van 2,66mm hebben, een breedte van drie maal de kettingbreedte en moet zo goed als de gehele ketting overspannen. Dit waarborgt de veiligheid van de piloot. De treksterkte van de ketting is afhankelijk van de sterkte van de schalmen en de maximale afschuifkracht in de pennen, dewelke over een uniforme sterkte beschikken. Er is dus geen aanwijsbaar zwakste punt, wat overeenstemt met de mondeling verstrekte informatie van de leverancier. Voor de montage van het kettingwiel op de motoras diende het getand profiel van de as aangebracht te worden in het kettingwiel. Dit stalen onderdeel werd door middel van draadvonken bewerkt tot de gewenste interne vorm (Figuur 12). Twee afstandsbussen over de as, die met een M12 bout in de motoras bevestigd worden, zorgen voor axiale borging (zie bijlage 5). Het grote kettingwiel is vervaardigd uit aluminium 7075 om het gewicht te reduceren en is thermisch nabewerkt om de mechanische eigenschappen te verbeteren. Zes M10 bouten zorgen voor de verbinding met het differentieel. Het aandraaimoment voor deze bouten werd bepaald op 10,76Nm.



**Figuur 12.** De binnenvranging van het kleine kettingwiel wordt gedraadvonkt volgens de kerfvranging van de motoras

De adapterplaat, het koppelstuk tussen het groot kettingwiel en het differentieel, was bijgeleverd bij het differentieel en beschikte reeds over de correcte inwendige kerfvranging. De klant diende het vervolgens verder te bewerken naargelang het gekozen kettingwiel (Bijlage 13). De afschuifkracht in het smalste deel van de flens bij maximaal koppel op het gedreven kettingwiel is de belangrijkste om rekening mee te houden bij het ontwerp. Een maximale schuifspanning van 21MPa blijkt geen probleem te zijn voor een flens met breedte 7mm. Via draaien en frezen werden de buitencontouren gemaakt, de 6 bevestigingsgaten voor het kettingwiel zijn geboord en nadien getapt. Een opstaande rand met diameter 80mm wordt voorzien voor de centrering van het kettingwiel op de adapterplaat. Vanwege de trillende omgeving worden de koppen van de bouten van een klein gat voorzien zodat borgdraad gebruikt kan worden. De adapterplaat wordt via een circlip axiaal geborgd op de behuizing van het differentieel.

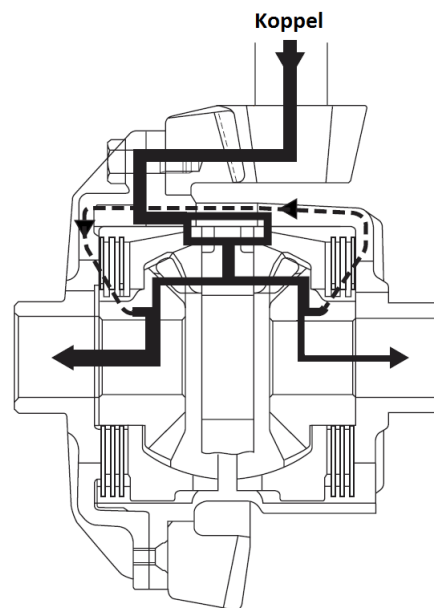
## 3.2 Differentieel

De configuratie van één elektromotor die beide achterwielen aandrijft vereist een mechanisch differentieel. Immers, bij het nemen van een bocht is er een verschil in snelheid tussen het binnen- en het buitenwiel dat moet opgevangen worden. De minimale draaicirkel van AREION bedraagt 6,6m waarbij een verschil in snelheid van de achterwielen van maar liefst 43% optreedt.

Vanwege de complexiteit van een differentieel is dit onderdeel aangekocht. Een goede keuze is belangrijk voor zowel de veiligheid als voor een maximale overdracht van koppel op de baan. Een uitgebreide analyse tussen een open, gesloten of verscheidene soorten van gelimiteerde slipdifferentieels leidde tot de keuze voor een gelimiteerd slipdifferentieel waarvan de werking gebaseerd is op wrijvingslamellen (zie bijlage 6).

### 3.2.1 Situatieschets

Om het verloop van het koppel te beschrijven bij een verschil in snelheid van beide wielen, is de doorsnede in figuur 14 toegevoegd [9].

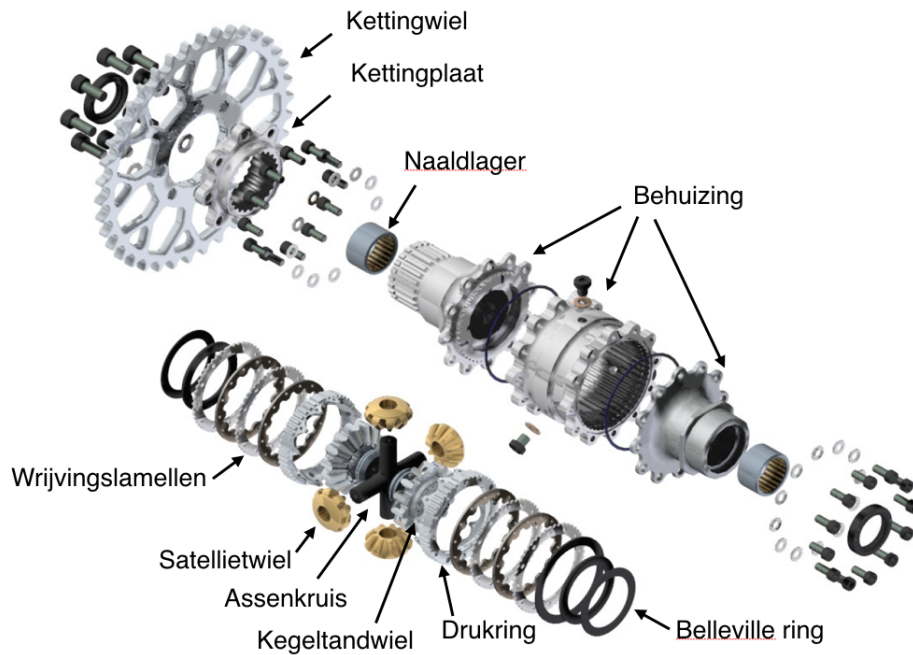


**Figuur 14.** Overdracht van koppel van rechts naar links bij een sneller draaiend rechterwiel [9]

In dit geval zal het rechterwiel sneller willen draaien en dus ook het bijhorend kegeltandwiel. Deze relatieve beweging ten opzichte van de behuizing zal afgeremd worden door het lamellenpakket en bijgevolg zal een deel van het koppel doorgegeven worden aan de behuizing. De stippellijn in figuur 14 visualiseert dit. Op deze manier zal het wiel met het meeste grip, in dit geval het linkse, via de behuizing en het lamellenpakket aan de linkerkant een bijkomend koppel ontvangen, bovenop het koppel dat via het assenkruis geleverd wordt aan beide wielen.

Bij een open differentieel zou het linkerwiel in dit geval slechts evenveel koppel krijgen als de hoeveelheid die het





**Figuur 13.** Exploded view van het Drexler Motorsport gelimiteerd slipdifferentiel

rechterwiel op de grond kan overbrengen. Hierdoor wordt het potentieel van beide banden niet zo goed benut als bij een gelimiteerd slipdifferentieel.

Een gesloten differentieel is te beschouwen als een starre as, er is noch verschil in snelheid noch verschil in koppel mogelijk. Er zou dus slip en bijgevolg vermogenverlies optreden, alsook ongelijke en hevige bandenslijtage.

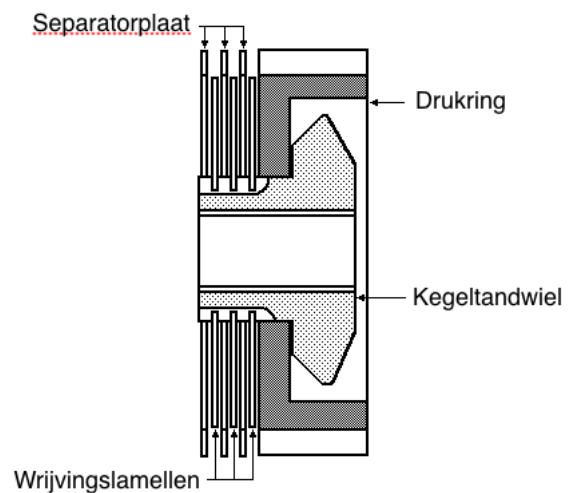
De grootte van de overdracht van koppel van het ene wiel naar het andere wordt de lock-up ratio genoemd. Bij een lock-up ratio van bijvoorbeeld 75% kan er driemaal meer koppel aan het wiel met het meeste grip aangelegd worden dan aan het wiel met het minste grip. Bij plots verlies van grip bij één wiel bewijst dit snelheidsgestuurd type zijn effectiviteit. Op een wedstrijd­circuit doet deze situatie zich veel voor omdat steeds op de limiet gereden wordt, in vergelijking met personenwagens op de openbare weg.

### 3.2.2 Werkingsprincipe

Bij een open differentieel zorgt een combinatie van kegelen en satelliet­ tandwielen ervoor dat een snelheidsverschil mogelijk is. Het maximaal aan te leggen koppel wordt continu gelijk verdeeld over de aangedreven wielen en wordt ook steeds bepaald door het wiel met het minste grip op de baan. Wanneer de tractie wegvalt bij één van de wielen als gevolg van slip zal ook de tractiekracht bij het andere wiel sterk verminderen. Dit leidt vooral bij het nemen van bochten tot onvoorspelbaar en dus risicovol rijgedrag.

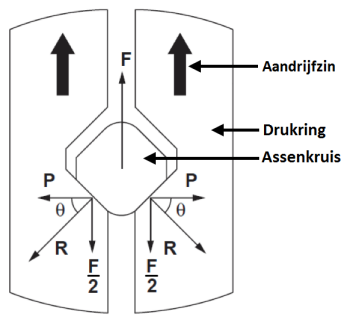
Het aangekocht gelimiteerd slip­differentieel van Drexler Motorsport maakt het wél mogelijk om een differentiatie tussen het aangelegde koppel aan het linker- en rechterwiel te verkrijgen. Via de starre verbinding tussen het groot kettingwiel en de behuizing verschijnt het koppel eerst aan twee drukringen. Deze zijn axiaal verschuifbaar en brengen het

koppel via het assenkruis naar vier satelliet­ tandwielen en vervolgens naar twee kegeltandwielen (Figuur 13).



**Figuur 15.** Schematische voorstelling van een drukring en het lamellenpakket

Achter beide drukringen bevindt zich een lamellenpakket, opgebouwd uit frictie- en separatorplaten (Figuur 15). De buitenzijden van de separatorplaten zijn via een getande verbinding aan de behuizing verbonden. De frictieplaten zijn aan hun binnenzijden, eveneens via een getand profiel, verbonden met de kegeltandwielen. Op deze manier komt een wrijvingsverbinding tussen de twee wielen en de behuizing van het differentieel tot stand, en bijgevolg dus ook tussen de twee wielen onderling. Naast de mogelijkheid om het aantal lamellen in beperkte mate aan te passen, bieden het systeem met de drukhoeken alsook de optie om de voorspanning op de pakketten te variëren mogelijke instelmogelijkheden aan.



**Figuur 16.** Invloed van contacthoek  $\theta$  tussen drukringen en assenkruis op de normaalkracht in het lamellenpakket

De axiaal verschuifbare drukringen bepalen, afhankelijk van het aangelegde koppel en de contacthoek met het assenkruis, de normaalkracht op de lamellen (Figuur 16).

De vier uiteinden van het assenkruis zitten elk in één van de twaalf mogelijke holtes die voorzien zijn in de drukringen. De contacthoeken  $\theta$  in de verscheidene holtes verschillen van elkaar en kunnen manueel ingesteld worden bij demontage van het differentieel. Het assenkruis ondervindt viermaal de aandrijfkracht  $F$  en veroorzaakt hierdoor de reactiekrachten  $R$ . Deze bestaan uit een axiale component  $P$  en een tangentiële component  $F/2$ . De kracht  $F/2$  legt via de satellietandwielen dezelfde weg af naar de wielen als in een open differentieel. De axiale kracht  $P$  is ook te schrijven als

$$P = \frac{F}{2} * \cot(\theta) \quad (10)$$

De contacthoek bepaalt dus in grote mate hoeveel wrijving er gecreëerd wordt in de lamellenkoppelingen. Een grotere contacthoek leidt tot minder normaalkracht, waardoor er ook minder beperking op de slip is. Een hoek van  $90^\circ$  zorgt voor geen enkele druk op het lamellenpakket. Een hoek van  $30^\circ$  kan een volledige klemming veroorzaken, zodat het gedrag van een gesloten differentieel bekomen wordt. De wrijvingseffecten in de lamellenpakketten die optreden kunnen beschreven worden door de statische, Coulombse en viskeuze wrijving en het Stribeck-effect (bijlage 6) [10][11]. Zoals zichtbaar is op de figuur, is er ook een contacthoek in de andere draaizin, tijdens het remmen met het voertuig. De grootte van de axiale kracht kan dus onafhankelijk van de rijrichting ingesteld worden. Het aangekochte differentieel beschikt over volgende contacthoeken en de bijhorende lock-up ratios (Tabel 4).

**Tabel 4.** Verband tussen de instelbare contacthoek  $\theta$  en het percentage lock-up

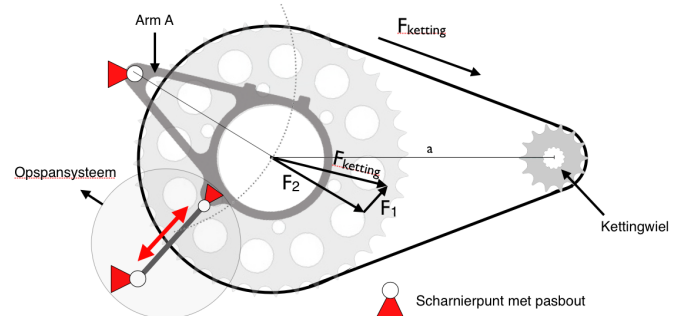
Contacthoek ( $^\circ$ )	Lock-up (%)
30	85,3
40	58,7
45	49,2
50	41,3
60	28,4

Onafhankelijk van de variabele kracht vanwege de druk-

ringen op de lamellenpakketten, kan er ook een statische voorspanning aangebracht worden. Bij een eerste assemblage kan een voorspanning tot 30 à 35 Nm bereikt worden. Door een eerste gebruik zullen de frictieplaten inslijten en zal na verloop van tijd een continue voorspanning van 25 tot 30 Nm aanwezig blijven. Het gebruik van Belleville ringen zorgt voor een langere en meer nauwkeurige voorspanning in vergelijking met systemen die gebruik maken van pasringen. Het gedrag van het differentieel is op deze manier progressief eerder dan dat het een aan/uit werking heeft. Dit maakt de controle voor de piloot meer voorspelbaar.

### 3.2.3 Ophanging aan frame

Het differentieel wordt opgehangen aan het frame met behulp van twee armen A en B (Figuur 17). Ze houden de enkelrijige kogellagers vast die het differentieel omsluiten. Deze aluminium onderdelen zijn zelf ontworpen en maken een rotatie rond hun montagepunt aan het frame mogelijk om de kettinglengte in te stellen. Vanwege de bevestiging van het kettingwiel aan één zijde van het differentieel is de kettingkracht ongelijk verdeeld over beide armen. De grootste trekkracht bedraagt 12,0kN. Bij deze waarde is arm A gedimensioneerd (zie bijlage 7). De armen zijn gemonteerd aan het frame met M6 pasbouten. Zo blijft het systeem onder alle mogelijk te vormen hoeken spelingsvrij.



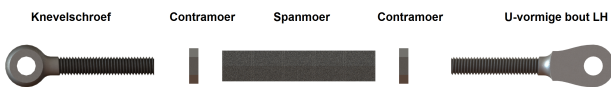
**Figuur 17.** Ophanging van differentieel aan frame in zijaanzicht (waardoor arm B niet zichtbaar is)

Voor de ophanging van het differentieel is een uitgebreide kostenanalyse opgesteld zoals deze voor de statische proef gemaakt kan worden (Bijlage 7, hoofdstuk 5). Van basismateriaal tot en met assemblage is de kostprijs in geval van massaproductie bepaald. Een prijs van 63,66 euro is het resultaat, met als grootste invloed de conditionering van het basismateriaal en het menselijk ingrijpen bij machinale productie. De werkelijke kostprijs van 504 euro verschilt sterk van dit bedrag omdat het hier een prototype betreft.

### 3.2.4 Opspansysteem

Een manueel instelbaar mechanisme is ontworpen om de ketting steeds op de correcte spanning te houden (Figuur 18). Een knevelschroef met rechtse draad en een zelf ontworpen U-vormige bout met linkse draad worden verbonden via een spanschroefmoer. Het geheel wordt geborgd met

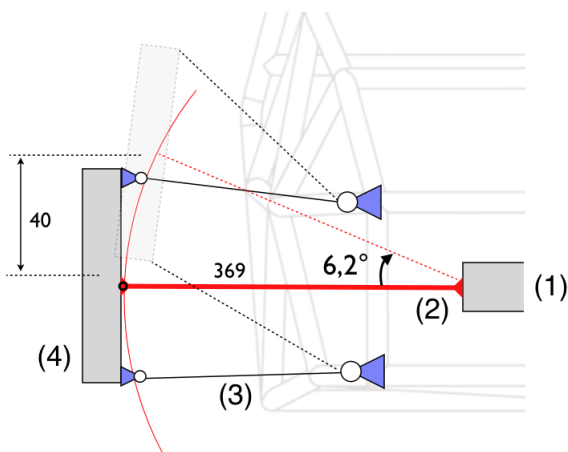
twee contraoeren. Eén omwenteling van de spanschroef zorgt voor een verlenging of verkorting van het opspanstelsel van 2,5mm, vanwege twee maal een spoed van 1,25mm. Dit zorgt voor een precieze instelling van de asafstand en maakt het mogelijk om de ketting op te spannen. Bij een rek van 2% moet het opspanstelsel 16mm verkort worden in vergelijking met een nieuwe ketting, wat een uiterste waarde is voor deze toepassing (Bijlage 7). De U-vormige bout is dankzij een opportuniteit vanuit het team vervaardigd met een additieve fabricagetechniek (Electron Beam Melting) uit een titaniumlegering. De spanschroefmoeren zijn zelf gemaakt met draai- en freesbewerkingen.



**Figuur 18.** Het opspanstelsel kan dankzij een combinatie van linkse en rechtse schroefdraad verlengen of verkorten om de ketting gespannen te houden

### 3.3 Aandrijfassen

De aandrijfassen overbruggen de afstand tussen het differentieel en de achterwielen (Bijlage 9). Vervolgens voorzien koppelingen de verbinding van de as met de wielnaaf en het differentieel. Tijdens een bump of drop zal de afstand van het wiel tot het differentieel een weinig verkorten. Het wiel maakt namelijk een samengestelde beweging die bepaald is door de geometrie van de ophanging en vergelijkbaar met een 4-stangenmechanisme (Figuur 19). Het is dus nodig om koppelingen te kiezen die zowel een axiale verplaatsing als een hoekverdraaiing kunnen opnemen. De axiale verplaatsing kan eventueel ook worden opgevangen door een telescopische as.



**Figuur 19.** De beweging van het wiel ten opzichte van het differentieel leidt tot een hoekverdraaiing en axiale verplaatsing van de aandrijfassen. 1) differentieel 2) aandrijf-as 3) ophangingsarm 4) fusee

We vergelijken kort drie koppelingen die deze functionaliteiten bezitten (Tabel 5). Elk van deze koppelingen kan

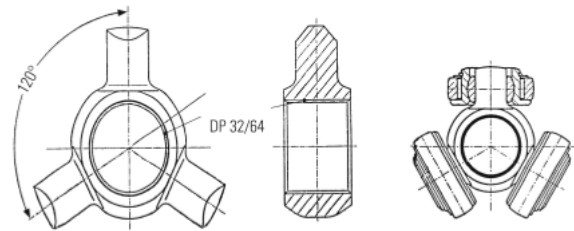
**Tabel 5.** Vergelijking tussen verschillende bruikbare koppelingen

Parameter	Tripoïde	Homokinetisch	Hooke
Hoekverdraaiing	20°	20°	20°
Axiale speling	Ja	Ja	Neen
Homokinetisch	Ja	Ja	Neen
Gewicht	+	+	-
Kost	++	+	+

samen met een as in Z-configuratie, die ook van toepassing is bij AREION, geplaatst worden (Bijlage 8).

Zowel een tripoïde- als een homokinetische koppeling zijn geschikt voor de toepassing. De keuze gaat echter naar de tripoïdekoppeling vanwege zijn eenvoud en beschikbaarheid. Immers, homokinetische koppelingen die ook axiale speling kunnen opvangen zijn minder courant. Bovendien biedt het bedrijf RCV Performance een erg goedkoop pakket aan voor slechts \$850 waarin zowel de assen, tripoïdes als tripoïdebehuizingen vervat zitten.

### 3.4 Werking van de tripoïdekoppeling



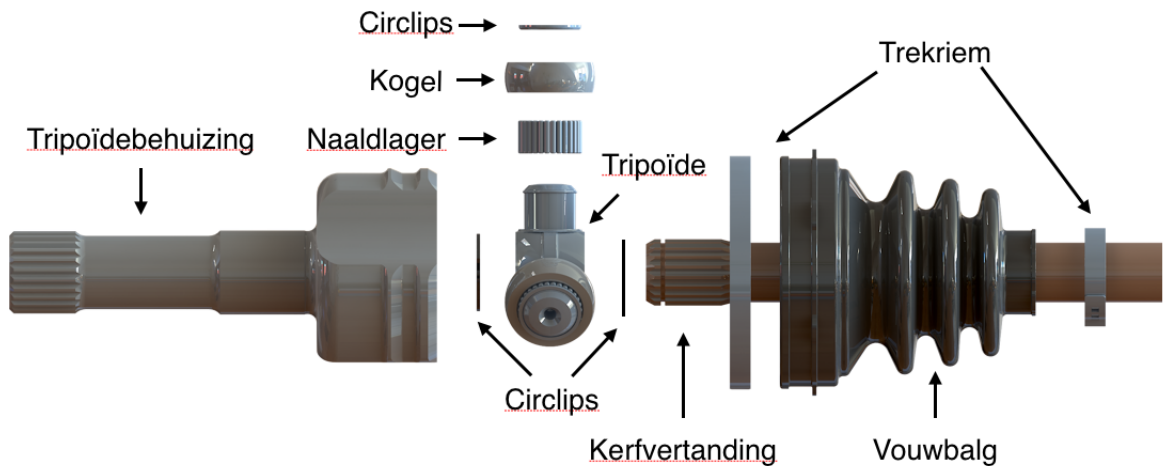
**Figuur 21.** Tripoïde met rolelementen

De tripoïdekoppeling is familie van de podes koppelingen en wordt veelvuldig in voorwiel aangedreven personenwagens gebruikt. De tripoïde heeft een centraal gedeelte met daarop drie rolelementen op naaldlagers op 0°, 120° en 240° (Figuur 21). Deze naaldlagers zijn nodig om een wrijvingsarme werking te garanderen bij het axiaal bewegen van de tripoïde in de tripoïdebehuizing als gevolg van de beweging van het wiel. Ook wanneer de koppeling onder een hoek wordt gebruikt, maakt de tripoïde een sinusvormige beweging in de axiale richting.

De stalen behuizing heeft drie uitsparingen met dezelfde diameter als de rolelementen van de tripoïde. Hierdoor is er een groot contactoppervlak, meer bepaald een lijncontact, wat de oppervlaktedruk ten goede komt.

Het is bewezen [12] dat het mogelijk is om ook zonder transmissie-elementen in het bissectricevlak tussen de twee assen een homokinetische werking te verkrijgen. Dit is echter enkel geldig voor oneindig lange assen. Volgende formule beschrijft de afwijking ten opzichte van een homokinetische werking.

$$\Delta\phi = \frac{R}{2l} * \tan\beta * \tan^2\frac{\beta}{2} \quad (11)$$



**Figuur 20.** Exploded view van de tripoïdekoppeling en de as

met de hoek tussen de rolelementen  $\phi = 120^\circ$ , een maximale hoekverdraaiing  $\beta = 6,2^\circ$ , een aslengte  $l = 367\text{mm}$  en straal van de koppeling  $R = 30,6\text{mm}$  leidt dit tot een maximaal faseverschil van  $2,7^\circ$ , wat verwaarloosbaar is.

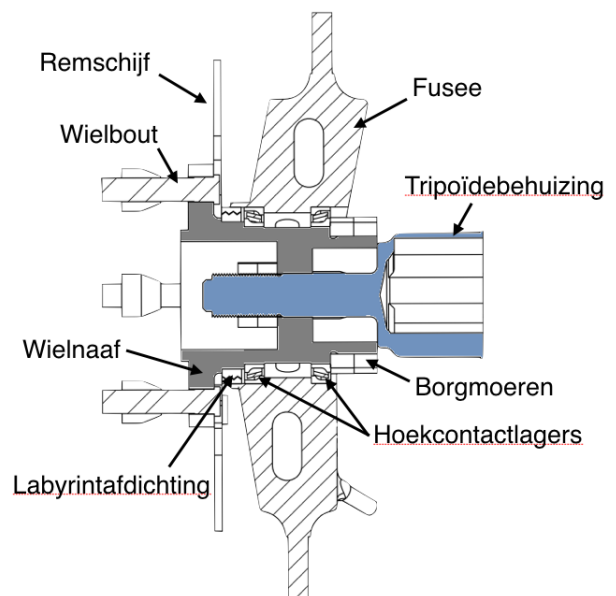
De holle, stalen aandrijfassen met een diameter van  $20,5\text{mm}$  hebben aan beide uiteinden een getand-asprofiel. Deze zorgen voor een vormgesloten verbinding met de tripoïdes, dewelke in axiale richting geborgd worden door langs weerszijden een circlip te plaatsen. Een stofkap beschermt de koppeling tegen stof en vormt een afgesloten ruimte voor het smeringsvet (Figuur 20).

### 3.5 Wielnaaf

De wielnaaf heeft als primaire functie de verbinding tussen de velg en de titanium fusee die deel uitmaakt van de opanging. Daarnaast biedt hij ook plaats voor de remschijf en geeft hij het koppel door van de aandrijfassen aan de wielvelg (Bijlage 10). De wielnaaf is zelf ontworpen om de componenten van de verschillende leveranciers te kunnen combineren (Figuur 22).

#### 3.5.1 Lagering

Twee kogelhoekcontactlagers zorgen ervoor dat de wielnaaf wrijvingsarm kan ronddraaien in de fusee. Deze lagers zijn  $24\text{mm}$  uit elkaar geplaatst waardoor buigmomenten in de naaf met een grote hefboom kunnen tegengewerkt worden. Dit resulteert uiteindelijk in lagere radiale krachten in de lagers. De contacthoek  $\alpha = 40^\circ$  zorgt ervoor dat axiale krachten voor een deel worden omgezet in radiale krachten en omgekeerd. De O-opstelling maakt het mogelijk om deze axiale krachten in beide richtingen op te nemen en zorgt er bovendien voor dat de aangrijpingspunten van de lagers virtueel uit elkaar worden geplaatst zoals te zien in figuur 24. De belasting van de lagers werd aan de hand van de berekeningssoftware Bearinx van de firma Schaeffler INA FAG [13] bepaald met de maximale belasting volgens bijlage 3. Omdat de as ronddraait en de radiale krachten ten gevolge



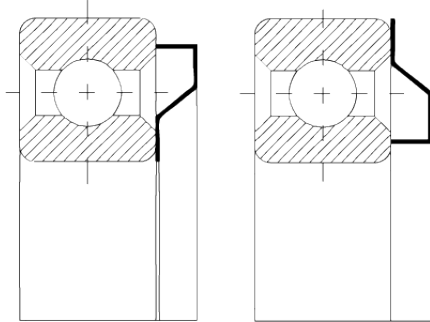
**Figuur 22.** Samenstellingstekening van de wielnaaf

van het gewicht en de acceleratie vrijwel stilstaande puntbelastingen zijn, hebben de lagers een vaste passing op de as. Dit moet het eventueel wandelen van de binnenring tegengaan [7].

Terwijl de buitenringen worden geborgd door een opstaande rand in de fusee, worden de binnenringen enerzijds geborgd door een opstaande rand op de wielnaaf en anderzijds door een borgmoer. Door het aandraaien van de borgmoer komen de lagers op voorspanning en verdwijnt mogelijke speling.

Om de lagers te beschermen tegen stof en vocht is langs de wielzijde een labyrintafdichting voorzien. Deze moet vermijden dat vooral het fijne stof van de remblokken de lager binnendringt. Een weinige hoeveelheid olie wordt voorzien in de afdichting. Langs de binnenzijde is het moeilijker om een volledig

aparte afdichting te voorzien en biedt het bedrijf Nilos een oplossing. Een eenvoudige rubberen ring wordt tussen de binnenring en de borgmoer geplaatst en sleept lichtjes tegen de buitenlager (Figuur 23). Dit laatste is een eenvoudige en goedkope oplossing, specifiek voor toepassingen met een korte levensduur.

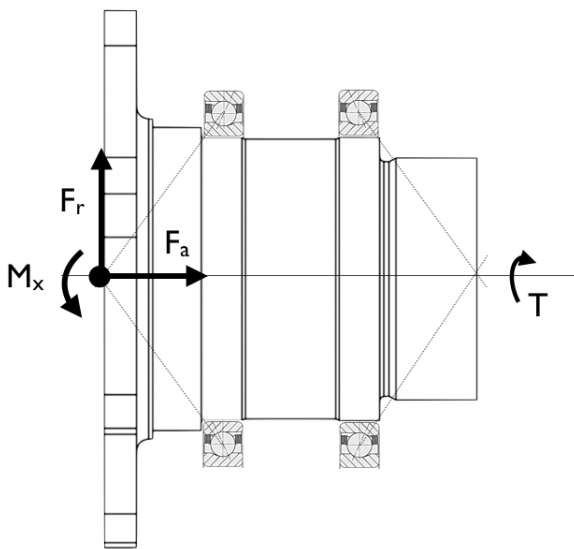


**Figuur 23.** Nilos afdichtingsring toepasbaar bij een borging van de binnenring (links) of buitenring (rechts)

### 3.5.2 Sterkte van de wielnaaf

42CrMo4 is een gelegeerd veredelstaal met goede verspanningseigenschappen en dat bovendien een goede weerstand biedt tegen wisselende belastingen, ook bij hoge sterkte [14]. Dat maakt 42CrMo4 een goede materiaalkeuze voor de wielnaaf.

Gezien de grote bijdrage van de torsie en buigmomenten is het zinnvoller om te werken met een holle as met een grote diameter in plaats van een volle as met kleine diameter. Concreet ontstaan er in een volle as met diameter van 50mm even grote spanningen als in de ontworpen as met binnendiameter 60mm en wanddikte 9mm waarbij deze laatste 53% minder weegt. Figuur 24 geeft de krachten op de wielnaaf



**Figuur 24.** Een combinatie van torsie, buiging, axiale en radiale krachten spelen in op de wielnaaf

bij het maximale belastingsgeval volgens bijlage 3. Het mo-

ment wordt gevormd door de axiale kracht die op een afstand  $r_{wiel}$  van het middelpunt van de naaf aangrijpt. Op de smalste doorsnede met een buitendiameter van 69mm en wanddikte van 9mm levert dit de spanningen in tabel 6 op.

**Tabel 6.** Spanningen in de wielnaaf ten gevolge van de aanwezige krachten

Kracht	Spanning [MPa]
Torsie	36,6
Buiging	74,8
Afschuiving	14,9
Trek en druk	4,0

Door deze spanningen te combineren volgens het criterium van Tresca bekommt men een maximale spanning van 127MPa wat ver onder de vloeigrens 827MPa blijft. Een controleberekening op vermoeingsbreuken is niet nodig aangezien de wielnaaf slechts  $2 \cdot 10^6$  omwentelingen waardoor de toelaatbae spanningsamplitudes boven de vermoeingssterkte mogen uitkomen.

### 3.5.3 Verbinding met de aandrijfassen

De aangekochte tripodebehuizing die de wielnaaf met de aandrijf-as verbindt, beschikt over een vertande-asverbinding. Om het koppel over te brengen moet ook in de wielnaaf een inwendige evolventtandprofiel voorzien worden.

Talrijke verbindingen in de aandrijflijn worden verwezenlijkt met deze vertande-asverbindingen. Omwille van de vele tanden kunnen grote en stotende torsiemomenten overgebracht worden. Ten opzichte van spieasverbindingen worden assen en naven minder verzwakt, wat een gunstige invloed heeft op de diameter en de lengte. De scheve tandflanken leveren het nadeel op dat een radiale component  $F_r$  vervorming kan doen optreden bij zwakkere naven [7]. In bijlage 11 zijn deze oppervlaktedrukken dan ook berekend voor het kettingwiel en de wielnaven.

Op basis van de ANSI 892.1-1996 norm en een drukhoek van  $45^\circ$  (Figuur 25) [15], die door de producent opgegeven was als norm voor de kerfvertanding van de tripodebehuizing, werd een profiel getekend. Vanwege

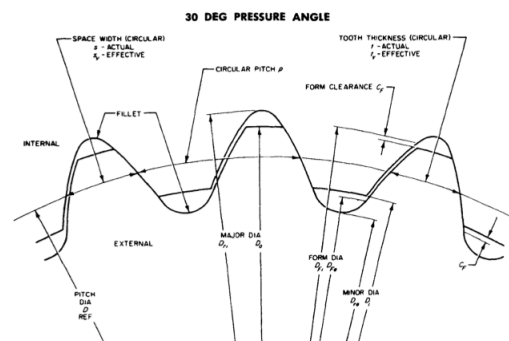
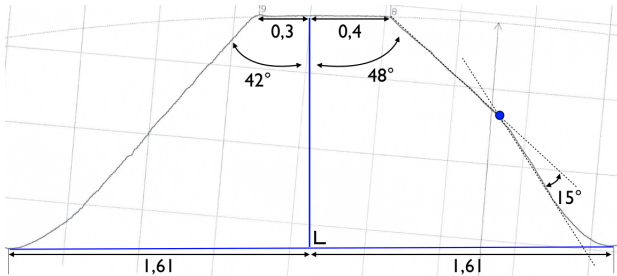


FIG. 7—SPLINE TERMS, SYMBOLS AND DRAWING DATA, 30 DEG PRESSURE ANGLE, FILLET ROOT SIDE FIT

**Figuur 25.** Illustratie van de ANSI 892.1 norm voor een evolventtandprofiel met een drukhoek van  $30^\circ$  [15]

de late levering van de behuizing werd dit reeds als test gedraadvonkt in een proefstuk en gepast op de tripoïdebehuizing. Dit staaltje bleek niet te passen en de behuizing werd onderworpen aan een meting met een contourograaf om het profiel van de kerfvertanding te bepalen (Figuur 26). Hieruit bleek dat de tanden niet symmetrisch waren en geen evolvente beschreven.



**Figuur 26.** Meting van tandprofiel aan de hand van contourograaf onthult asymmetrie en knik in tandflank

Aan de hand van een rollenmaatmeting bleek ook dat de steekdiameter van het begin tot het einde van de vertanding een conisch verloop kent van ( $55\mu m$ ) op de diameter. Uiteindelijk gaf een Klingelnbergmeting de afwijking ten opzichte van de theoretische evolvente weer en de fout op de steek tussen twee tanden. Deze steekfout kan na cumulatie van verschillende fouten een grote speling op de binnenvertanding van de wielnaaf veroorzaken. Een tweede teststuk, op basis van de opgemeten tandvorm, werd gedraadvonkt en gaf een spelingsvrije verbinding. Dit profiel is dan ook gedraadvonkt in de wielnaven.

De lengte van de vertanding dient groot genoeg te zijn zodat de oppervlakedruk van de tanden de vloeigrens niet overschrijdt. Aan de hand van de formule [7]

$$p_{gem} = \frac{2 * K_A * T_{max}}{d_{gem} * L * h' * 0,75 * n} \leq \bar{p} \quad (12)$$

met  $K_a$  de bedrijfsfactor,  $d_{gem}$  de gemiddelde profieldiameter,  $L$  de naaflengte,  $n$  het aantal spietanden en met  $h'$  de dragende tandhoogte voor een evolvente vertanding volgens DIN5480

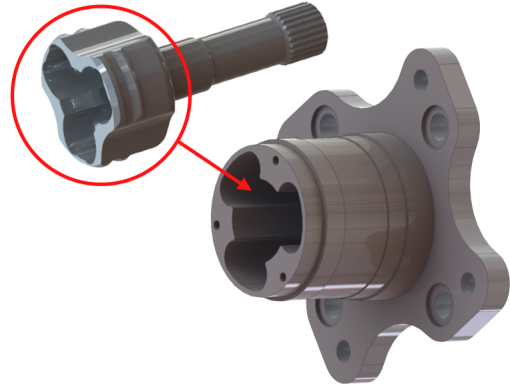
$$h' = 0,5 * (d_{a1} - (d_{a2} + 0,22 * m)) \quad (13)$$

Bij een maximale oppervlakedruk voor vertande-asverbindingen met wisselende belasting levert dit een naaflengte van 9,6mm op.

#### 4 Optimalisaties

Doorheen het ontwerpproces zijn er verschillende ideeën naar voren gebracht en onderzocht en om verschillende redenen zoals kost, tijdsgebrek of complexiteit terug afgevoerd. Daarnaast zijn de onderdelen die in de aandrijflijn van AREION zijn ingebouwd het resultaat van een iteratief proces waarbij verschillende parameters keer op keer werden verfijnd naargelang het project vorderde en er meer informatie beschikbaar was.

Eén van de initiële plannen was het ontwikkelen van een wielnaaf met een geïntegreerde tripoïdebehuizing (Figuur 27). De binnenzijde van de wielnaaf zou de loopvlakken bevatten waarop kogels van de tripoïde aangrijpen. Dit maakt de aparte stalen tripoïdebehuizing en kerfvertanding om beide te verbinden, overbodig.



**Figuur 27.** Integratie van een tripoïdebehuizing in de wielnaaf

Daarnaast bestaat het idee om deze wielnaaf in aluminium te produceren waarbij aparte stalen loopvlakken met een passing in de wielnaaf zouden geperst worden. Hierdoor zijn de grote oppervlakedrukken door het contact met de tripoïdes gespreid over een grotere oppervlakte in de aluminium wielnaaf. Bijkomend dient men controleberekeningen te maken en metingen uit te voeren in verband met de warmteontwikkeling in de remschijven. Het precipitatiegehard aluminium is namelijk niet bestand tegen temperaturen boven  $500^{\circ}C$ .

Een eerste aanzet voor deze berekening is gegeven in bijlage 12 waar de geforceerde convectie tijdens het rijden en de warmteconductie doorheen de remschijven wordt bekeken. Het resultaat is dat bij proeven zoals de duurproef, de geproduceerde warmte van 137W per remschijf, voldoende snel afgevoerd kan worden. Wanneer men echter afremt van de maximumsnelheid tot stilstand dient men minimum 10 minuten te wachten om te vermijden dat de remschijf een temperatuur boven  $500^{\circ}C$  bereikt.

#### 5 Besluit

Een mechanische aandrijflijn die AREION in staat stelt om met  $12,7m/s^2$  te versnellen, en dit met een gewicht van 19,43kg zonder motor oftewel 14,41% van het leeggewicht van de wagen, werd gedimensioneerd en vervolgens gerealiseerd. Hiermee maakt Formula Group T kans op een vijfde plaats in de acceleratieproef en is een energiearme werking gegarandeerd tijdens de duurproef.

Aandacht voor de vooropgestelde levensduur was er vooral bij de lagering, de ketting en de eigen mechanische ontwerpen (bijvoorbeeld het niet harden van de wielnaven). De totale kostprijs van 3039 euro voor de realisatie bleef ruim onder het beschikbare teambudget. Het differentieel was hiervan met 1375 euro veruit de duurste component.



**Figuur 28.** Overzicht van de verschillende componenten van het gerealiseerde ontwerp

Het dient gezegd dat door ondernemend gedrag en een sterk partnerdossier van Formula Group T vele kosten, al dan niet volledig, gedrukt konden worden.

Het is een uitzonderlijk leerrijke ervaring om bij het ontwerp en de keuze van componenten ook rekening te moeten houden met levertermijnen, beperkte budgetten en de beperkte toegankelijkheid tot bepaalde productietechnieken. Hierdoor is het bediscussiëren van de ontwerpen met experts cruciaal omdat het leidt tot een eenvoudiger en goedkoper produceerbaar ontwerp. Daarnaast is periodiek overleg met de medestudenten een must om de implementatie van het eigen ontwerp in de wagen mogelijk te maken. Uiteindelijk vergt het heel wat extra tijd om deze stap van ontwerp naar realisatie te verwezenlijken wat het uiteindelijk mogelijk maakt om alle componenten daadwerkelijk in AREION te monteren (Figuur 28).

Van literatuurstudie over design tot realisatie en assemblage is de aandrijflijn beschreven in de paper. Vanwege de planning kan aan deze cyclus jammer genoeg nog geen valorisatie toegevoegd worden. Metingen van de temperatuur van het koelcircuit van de motor kunnen inzicht geven in de werkelijke verliezen. Door het aanbrengen van accelerometers of het plaatsen van meetapparatuur (bv. V-Box [16]) kunnen de werkelijke laterale en longitudinale versnelingen vergeleken worden met deze uit het model. Daarnaast dient de afstelling van het differentieel proefondervindelijk en afhankelijk van de persoonlijke voorkeur van de piloten afgesteld te worden. AREION is nu reeds uitgerust met een stuurhoeksensor en meet aan elke wielnaaf (zowel vooraan als achteraan) continu het toerental waardoor longitudinale slip van de achterwielen kan bijgestuurd worden met een controlesysteem. Het ontwikkelen van een goed werkend tractiecontrolesysteem vraagt echter een grondig onderzoek en veel testuren.

## 6 Dankwoord

Graag danken wij onze promotor prof. ir. Guido Ceulemans en co-promotor ir. Bart Vandewal en zijn collega Gerald Camps voor hun vele adviezen en kritische bemerkingen bij het volbrengen van deze thesis. Daarnaast zijn er ook verschillende mensen die technische ondersteuning verleend hebben: Dirk Bastiaensen van de divisie PMA bij KULeuven, Mark Van Criekinghe van AFAM, Jeroen Vanden Keybus en Hans Keppens van Triphase, Lieven Gyssels en Frank Kinschots van Schaeffler INA FAG, Carsten Engel van Sirris, Reinout Grommen van Punch Powertrain en vele teamleden van Formula Group T.

Verder bedanken wij graag de sponsors van de onderdelen van deze aandrijflijn: AFAM voor de ketting en kettingwielen, Triphase en EVO Electric voor de elektromotor, KULeuven PMA voor de productie van de wielnaven en het draadvonken van het kettingwiel, Pirmatech voor het watersnijden en nabewerken van de differentieelarmen, All Laser Technics voor de gelaserde plaatonderdelen, INA Fag voor alle lagers, Sirris voor de productie van het spansysteem voor de ketting, Fabory en Biesheuvel voor de korting op de aangekochte verbindingmaterialen en Formula Group T voor de aankoop van de niet gesponsorde onderdelen.

Tot slot was ook de steun van onze vriendinnen en familieleden van belang, opdat wij ook de moeilijke periodes gedurende dit werk tot een goed eind konden brengen.

## 7 Referenties

- [1] W.F. Milliken and D.L. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International, 1995.
- [2] A. van Berkum. Chassis and suspension design fsrte02. Master's thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2006.
- [3] EVO Electric. *AFM-140 specification sheet*, 1.1 edition.
- [4] Formula Student Germanu. Fse acceleration results 2011, 2011.
- [5] *Power Transmission Design*. Penton/IPC, 1997.
- [6] J.H.J. Boekema, A.M.C.J. Cramer, R.H. Dijken, and H.J. Nanninga. *Aandrijfsystemen*. HBuitgevers, 2 edition, 2007.
- [7] Dieter Muhs, Herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch, and Joachim Vossiek. *Roloff / Matek Machineonderdelen Theorieboek*. Academic Service, 4 edition, 2010.
- [8] AFAM. *AFAM Catalogus 2011*, 2011.
- [9] Unknown. W1860be.book, January 2003. found on: <http://www.scribd.com/doc/46744830/Limited-Slip-Differential-LSD-Mechanical-Type>.
- [10] Revisiting the lugre model. *IEEE Control Systems Magazine*, 28(28):41, Mei 2008.
- [11] M.N. de Beukelaar. Wrijvingsidentificatie van een 1-dof systeem. Technical report, Technische Universiteit Eindhoven Department Mechanical Engineering Dynamics and Control Technology Group, 2008.
- [12] Schmelzn Aucktor Seher-Thoss. *Universal Joints and Driveshafts*. Number ISBN 978-3-642-06766-1. Springer, 2 edition.
- [13] Schaeffler INA FAG. Medias catalogus.
- [14] Hamel metaal. 42crmo datasheet, 2005.
- [15] *Standard ANSI B92.1 - Involute Splines and Inspection*. Society of Automotive Engineers, Inc, 1996.
- [16] Racelogic. *VBOX 3i R2G2 / R10G10*.
- [17] Prof. dr. ir. H.J.J. Kals. *Industriële productie*. Academic service, 4 edition.
- [18] J. la Heij, L.A. de Bruijn, J. Veerman, and R. Plas. *Werktuigbouwkundig tekenen voor het hoger technisch onderwijs*. Wolters Noordhoff, 18 edition, 2006.
- [19] Russel C. Hibbeler. *Sterkteleer*. Pearson, 8 edition, 2012.
- [20] Tom Bakker. Design of drivetrain for a fs race car. Master's thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2009.
- [21] Andries van Berkum and Stijn Aben. Eindoverbrenging voor de fs racewagen. Master's thesis, 2004.
- [22] H. Cristiaen. Klassieke mechanica, een brede introductie, Oktober 2011.
- [23] INA FAG. *Rolling Bearings*. Schaeffler Group Industrial.
- [24] Pieter Jan Jordaens and Reinout Grommen. Het ontwerp en de realisatie van een mechanische aandrijflijn in een elektrische racewagen. Master's thesis, GROEP T, 2010.
- [25] Mihai LATEȘ and Dorin DIACONESCU. Experimental researches regarding the kinematics of tripod couplings. Technical report.
- [26] Loek Marquenie. Design of an energy efficient high performance drive train. Master's thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2010.
- [27] Dieter Muhs, Herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch, and Joachim Vossiek. *Roloff / Matek Machineonderdelen Tabellenboek*. Academic Service, 4 edition, 2010.
- [28] Alexander Slocum. Fundamentals of design.
- [29] Craig Taylor. Understanding differentials. Online article, 2012.
- [30] Formula Student Germany. *Formula Student Electric Rules 2012*, 1.01 edition, Mei 2012.