



Elektromotor Almobiel

Ryan van Dommelen

HBO Werktuigbouwkunde
Juni 2012

Elektromotor Almobiel

Onderzoek naar een elektrische tractor aandrijving met een hoog koppel

Ryan van Dommelen
07057695



Hörchner  Hammersma

Februari-Juni 2012

Voorwoord

Aan het eind van de opleiding Werktuigbouwkunde aan de Haagsche Hogeschool te Delft, wordt voor het afstudeertraject een scriptie geschreven, die gekoppeld is aan een opdracht naar keuze. Voor mijn afstudeerperiode, van 6 februari tot 1 juni, voer ik mijn afstudeerstage uit bij het bedrijf Hörchner & Hammersma B.V. in Pijnacker.

Vanuit de landbouw is er een wens naar een landbouw machine, die in plaats van op de bedden waar wordt geteeld, in de daarnaast liggende sporen rijdt. Om te voldoen aan de Wegenverkeerswet en toch de breedte te hebben die nodig is om over de sporen te rijden moet de machine in breedte verstelbaar zijn. Dit maakt een ontwerp met een conventionele aandrijving zeer complex. Om de machine te realiseren is er een motor nodig die het wiel direct aandrijft. Hierbij gaat de voorkeur uit naar een dieselelektrische aandrijving. Hiervoor wordt een onderzoek uitgevoerd bij de TNO. Hörchner en Hammersma is geïnteresseerd in het ontwikkelen van een geschikte motor.

De scriptie beschrijft het onderzoek en ontwerp van de elektromotor en is bestemd voor Paul Hörchner, dhr. F. van Steijn, dhr. A. van der Vlugt. Voor Hörchner & Hammersma is dit rapport bedoeld als uitleg van het ontwerpproces van de elektromotor. Voor de afstudeercoach en de assessor is dit rapport bedoeld als onderdeel van de beoordeling van de afstudeeropdracht.

Graag wil ik Paul Hörchner bedanken voor de begeleiding vanuit Hörchner en Hammersma. Daarnaast wil ik Dhr. F. van Steijn bedanken voor de coaching vanuit school. Tot slot wil ik alle medewerkers van Hörchner en Hammersma bedanken voor de mogelijkheid tot het afstuderen en hun steun en advies bij mijn stage.

Juni 2012, Pijnacker

Inhoudsopgave

Samenvatting	7
Verklarende woordenlijst	8
Symbolenlijst	9
1. Inleiding.....	10
2. Achtergrond	11
2.1 Hörchner & Hammersma Engineering B.V.....	11
2.2 Almobiel	11
2.3 TNO	12
2.4 Brahorn	12
3. Opdracht	13
3.1 Probleemstelling	13
3.2 Doelstelling	13
3.3 Opdrachtschrijving.....	14
4. Elektromotor	15
4.1 Gelijkstroommotoren.....	15
4.2 Wisselstroommotoren	16
4.3 Direct Drive	16
5. Vooronderzoek.....	17
5.1 Vermogen en koppel.....	17
5.2 Overbrenging	19
5.3 Elektromotor Elaphe	20
5.4 Alternatieven	20
6. Functieanalyse	21
6.1 Functies	21
6.2 Overzicht	21
6.3 Informatiestroom.....	22

7. Pakket van eisen	23
7.1 Motortechnische eisen	23
7.1.1 Harde eisen – Motortecnisch.....	23
7.1.2 Zachte eisen – Motortecnisch.....	23
7.2 Structurele eisen	24
7.2.1 Harde eisen – Structureel	24
7.2.2 Zachte Eisen – Structureel	24
7.3 Informatie eisen	25
7.3.1 Harde eisen – Informatie	25
7.3.2 Zachte eisen – Informatie	25
8. Concepten	26
8.1 Morfologisch Schema.....	26
8.2 Concepten	27
8.2.1 Concept 1 – Rood	28
8.2.2 Concept 2 – Groen	29
8.2.3 Concept 3 – Blauw	30
9. Conceptkeuze.....	31
9.1 Keuzemethode	31
9.3 Gekozen concept.....	33
9.3.1 Gebreken Concepten	33
10. Ontwerprealisatie	34
10.1 Opbouw.....	34
10.2 As overbrenging	35
10.3 Transmissie	36
10.3.1 Smeshbox.....	36
10.3.2 Wielnaaf	37
10.4 Koeling.....	38
10.5 Remsysteem.....	39
10.6 Lagers	40

11. Conclusie en Aanbevelingen	41
11.1 Koppelberekening	41
11.2 Alternatieven	41
11.3 Concept	41
11.4 Transmissie	41
11.5 Koeling.....	42
11.6 Lagers	42
11.7 Remsysteem.....	42
1.8 Totaal ontwerp.....	42
11.9 Overige Aanbevelingen	43
Literatuurlijst.....	44

Bijlagen

I. Almobiël	48
II. Opdrachtoomschrijving bedrijf	50
III. Flowsheet alternatieven	51
IV. Scenario's.....	52
V. Koppelberekening.....	53
VI. Berekeningsresultaten.....	61
VII. Alternatieven	63
VIII. Overbrengingen	72
IX. Elaphe Motor	75
X. As berekening	76
XI. Warmteberekeningen.....	89
XII. Lagerberekening	95
XIII. Remsysteem.....	101
XIV. Technische tekeningen	105

Samenvatting

In de landbouw wordt vaak gebruik gemaakt van conventionele tractoren die over het land rijden waarop verbouwd wordt. Dit zorgt voor grondverdichting wat een lagere winst oplevert. Hiervoor zijn in het verleden portaal tractoren ontwikkeld die in voorbepaalde paden rijden. Sinds de opkomst van het GPS is het mogelijk om deze methode efficiënt toe te passen. Op dit moment is er nog geen tractor op de markt die de huidige functies van een standaard tractor combineert met het ploegen van onbereden bedden. Hierdoor is het project Almobiël in het leven geroepen, een in breedte verstelbare portaal tractor. Vanuit Horschner & Hammersma is in het verleden gekeken naar een elektrisch aangedreven tractor voor de hobbyboer. Dit bedrijf wilde weten of de onderzochte technologie beschikbaar is voor implementatie op de almobiël. Het einddoel was om een gedetailleerd ontwerp op te kunnen leveren aan het einde van het traject.

Om de eigenschappen van de elektromotor te bepalen is een koppelberekening uitgevoerd waaruit bepaalt is dat er een motor van 45 kilowatt benodigd is om de tractor aan de drijven. Het verschil in de weerstand op het wiel tussen het rijden op de weg en ploegen vereist een schakelbare transmissie, indien het formaat van de elektromotor binnen beperking gehouden wil worden. Een reductie van 24:1 tijdens het ploegen en een reductie van 4:1 is benodigd om een motor van 900 Newtonmeter met een maximale snelheid van 500 omwentelingen per minuut te kunnen gebruiken. Vanuit de resultaten zijn er drie concepten ontwikkeld. Een concept met een schakelbare tandwielkast is aangehouden als basis voor het ontwerp. Uiteindelijk bleek dat een schakelbare tandwielkast die aan de eisen voldeed niet beschikbaar was en ontwikkeld zou moeten worden. Daarom is er gekozen om de transmissie in twee stukken te delen. De aandrijving maakt dan gebruik van een kleine schakelbare planetaire overbrenging die kan schakelen tussen 6:1 en 1:1 en een wielnaafreductor met een reductie van 4:1. Een wielnaafreductor dat een hoog ingaand koppel kan verdragen is niet beschikbaar op de markt. Hiervoor zal een ontwerp gemaakt moeten worden.

Het ontwerp van aandrijving is als 3D model getekend in Solid Edge. Hierbij is rekening gehouden met de lagering, smering, koeling, remmen en sterkte van de gehele aandrijving. Van dit model is een technische assembly tekening gemaakt die met een onderdelen lijst de opbouw van aandrijving beschrijft. Omdat vanuit de producent van de motor geen specifieke gegevens bekend waren is er gekozen om het ontwerp van de motor te baseren op een 37 Kilowatt prototype, wat inhoudt dat enkele onderdelen in het uiteindelijke ontwerp verschaalt zullen moeten worden.

Verklarende woordenlijst

Portaaltractor	Een type tractor Waarbij de assen niet recht vanaf de motor naar de wielen lopen maar een verticale verplaatsing ondervinden waardoor meer ruimte onder tractor over blijft
GPS	Global Positioning System; Een navigatie systeem gebaseerd op positiebepaling door middel van satellieten
Landbouwvoertuigen	Alle voertuigen die gebruikt worden voor de landbouw
Koppel	Belasting in de vorm van een kracht op een arm
Vermogensprofiel	Het bepaalde profiel van vermogen wat een tractor nodig heeft om te functioneren
Rotor	Het gedeelte van de motor wat ronddraaid en het koppel om te rijden levert
Stator	Het gedeelte van de motor wat stil staat en de rotor afstoot, wat een draaiende beweging veroorzaakt
Elektromagnetisch	Magnetische velden opgewekt door middel van elektromagneten gebruiken als werktuig
Transmissie	Een reductie of vergroting van het koppel
Tandwielkast	Een werktuig dat een reductie of vergroting van het koppel kan leveren
Drukverdichting	Een situatie waarbij de grond verdicht doordat er te veel druk op komt te staan
Slip	Het slippen van de wielen, waarbij het wiel niet grijpt en doorslipt
Koelingskanaal	Een kanaal waardoor een koelingsvloeistof word geforceerd om een object te koelen

Symbolenlijst

N	Newton	Eenheid van kracht	[N]
Pa	Pascal	Eenheid van druk	[N/m ²]
A	Area	Eenheid van oppervlak in vierkante meter	[m ²]
W	Watt	Eenheid van vermogen	[N · m/s]
h	Hour	Tijdseenheid voor uur	
s	Second	Tijdseenheid voor seconde	
P	Druk	Kracht verdeeld over een oppervlak	[N]
F	Kracht	De reactie als twee lichamen met elkaar in contact komen	
ω	Hoeksnelheid	Het aantal graden waarmee een object ronddraait, hoeksnelheid	[rad/s]
rad	Radiaal	Een manier om een hoek te meten, elke cirkel heeft een aantal graden gelijk aan 2π radiaal	
π	Pi	Constante voor de verhouding tussen de omtrek en diameter van een cirkel, over het algemeen wordt hiervoor 3,14 aangenomen	
omw	Omwentelingen	Afkorting voor omwentelingen	
V	Voltage	Eenheid van elektrische spanning	
A	Ampère	Eenheid van elektrische stroomsterkte	
T	Temperatuur	De hoeveelheid warmte energie binnen een bepaalde omgeving	
C	Celsius	Eenheid van warmte volgens de schaal van Celsius	
K	Kelvin	Eenheid van warmte vanuit absoluut nulpunt	
v	Snelheid	De hoeveelheid meters die een object afgelegd over een bepaalde tijdsduur	[m/s]
k	Kilo	SI aanduiding van duizend (10 ³)	
M	Mega	SI aanduiding van miljoen (10 ⁶)	
m	Milli	SI aanduiding van een duizendste (10 ⁻³)	

1. Inleiding

De Nederlandse landbouw gebruikt veel tractoren voor hun ploeg en zaai werkzaamheden. Omdat de tractoren veel over hetzelfde land rijden, wordt door het zware gewicht de grond ingedrukt. Dit is nadelig voor de wortelgroei van de planten wat de totale opbrengt vermindert. Hiervoor wordt sinds kort met extra brede tractoren uitgerust met GPS over voorbepaalde bedden gereden, om zo de druk op de akker te verlagen. Deze tractoren mogen niet de openbare weg op en zijn dus gebonden aan de akker, een probleem dat de groep van Paul van Ham, een landbouwkundig ingenieur, wil oplossen met het ontwerp van de Almobiël. Een in breedte verstelbare tractor die de rol van meerdere tractoren over zou kunnen nemen.

De Almobiël zou een dieselelektrische tractor moeten worden met elektromotoren geïntegreerd in de wielen om een complexe overbrenging door de verstelbare spoorbreedte te voorkomen.

Het bedrijf Hörchner & Hammersma heeft voor het bedrijf Brahorn al een onderzoek gedaan naar het elektrificeren van een tractor voor de hobbyboer. Hiervoor is technologie gelicenseerd die toegepast kan worden voor de aandrijving. De doelstelling is om deze elektrische motoraandrijving door te ontwikkelen voor de Almobiël.

De scriptie is als volgt opgebouwd. Eerst wordt de geschiedenis beschreven en de opdracht uitgezet. Dit wordt gevolgd met een beschrijving van de werking van elektromotoren. In hoofdstuk 5 is de methode van het berekenen van het koppel toegelicht en wordt de opbouw van de aandrijving beschreven. Door middel van een functieanalyse en pakket van eisen worden de ontwerprichtlijnen van de aandrijving vastgelegd. Vanuit deze hoofdstukken wordt een aantal concepten bepaald en getoetst. Het concept dat wordt gekozen wordt vervolgens berekend en er worden keuzes gemaakt over de gebruikte onderdelen. Hoofdstuk 10 geeft een opsomming van het ontwerp met afbeeldingen van het 3D CAD model. Als bijlagen zijn de berekeningen die de hoofdstukken ondersteunen, extra informatie en andere documenten toegevoegd. Alle berekeningen worden ook in Excel bestanden uitgevoerd ter controle en om snelle veranderingen aan het ontwerp mogelijk te maken.

2. Achtergrond

In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de achtergronden achter het bedrijf en het project, om inzicht te geven hoe de opdracht tot stand is gekomen.

2.1 Hörchner & Hammersma Engineering B.V.

Hörchner & Hammersma Engineering is een ingenieurbureau in Pijnacker wat zich bezig houdt met een aantal activiteiten binnen de engineering branche waaronder:

- Detachering; het aanbieden van diensten van HTS en MTS werktuigbouwkundigen aan bedrijven
- Solid Edge Licenciering; het aanbieden van licenties voor het 3D CAD programma Solid Edge als officieel partner van Siemens
- Engineering; het ontwerpen van werktuigen en andere werktuigbouwkundige diensten zoals CAD diensten, berekeningen en parametrisch modelleren
- Consultancy; het aanbieden van advies in de automatisering sector en project management van technische projecten

2.2 Almobiël

Bij conventioneel ploegen wordt over het algemeen over het veld gereden zonder rekening te houden met waar de tractor rijdt. Door het zware gewicht van de tractoren ontstaat er op de plek waar de wielen de grond raken een hoge gronddruk. Deze druk heeft als gevolg een compressie van de grond, wat invloed heeft op de wortelgroei van het gewas doordat deze minder plek heeft om heen te groeien. Om dit te voorkomen wordt al een tijd gebruik gemaakt van zogenaamde row crop tractoren. Deze tractoren, meestal in portaal uitvoering, rijden in voorbepaalde paden waardoor de grond waarop wordt verbouwd onbereden blijft. Het was lange tijd een inefficiënte methode omdat het moeilijk te bepalen was of de tractor in zijn wielsporen bleef rijden. Dankzij de opkomst van GPS is deze manier van verbouwen nu wel rendabel.

De huidige portaal tractoren zijn te breed voor de openbare weg, wat er dus voor zorgt dat deze gebonden zijn aan de akker. Om dit probleem op te lossen onderzoekt het adviesbureau van Paul van Ham, de innovatie coöperatie, of het mogelijk is om een portaal tractor te ontwerpen die verstelbaar is in breedte, zodat deze ook op de openbare weg kan rijden. Daarnaast wordt er ook onderzocht of het mogelijk is om de aandrijving van de Almobiël in een hybride uitvoering uit te brengen, om zo het gebruik van landbouwmachines goedkoper en duurzamer te maken.



Figuur 2.1 – Logo van de Almobiël

2.3 TNO

TNO is een Nederlands onderzoeksinstituut dat voornamelijk R&D activiteiten uitvoert voor het midden- en kleinbedrijf, dat niet groot genoeg is voor een eigen R&D afdeling. In het project van de Almobiël voert het TNO een onderzoek uit naar de efficiëntie van de mogelijke hybride aandrijving van de Almobiël, en andere alternatieven voor de aandrijving. Met dit onderzoek is het TNO ongeveer 4 maanden bezig en is van start gegaan in de week van 26 maart.

2.4 Brahorn

Brahorn is een Nederlands bedrijf dat vanuit China tractoren importeert. Deze tractoren zijn voornamelijk bedoeld voor de hobbyboer en de kleinere gebruiker. Om nieuwe markten te openen is er in samenwerking met Horschner & Hammersma Engineering gekeken naar de mogelijkheid om de Brahorn elektrisch aan te drijven. Omdat de kennis hiervoor niet beschikbaar was, is een aantal onderzoeken gedaan naar het elektrificeren van de tractor. In een voorgaand project is er contact geweest met het bedrijf Elaphe uit Servië. Dit bedrijf bouwt elektrische motoren en licentieert de technologie hiervan. Het bijzondere aan deze motoren is dat deze een hoog koppel leveren op een laag toerental. Deze technologie zal ook gebruikt worden voor de elektrische aandrijving van de Almobiël. De opdrachtbeschrijving zoals aangeleverd door het bedrijf is te vinden op bijlage II. Deze kennis wordt nu gebruikt voor het ontwerp van de motor van de Almobiël.

3. Opdracht

In dit hoofdstuk wordt het uiteindelijk te bereiken doel van het project afgebakend. Dit wordt gedaan in drie stappen door behulp van de probleemstelling, de doelstelling en de opdrachtomschrijving.

3.1 Probleemstelling

Portaaltractoren zijn te breed om van de openbare weg gebruik te kunnen maken. Daarom is de wens om een in breedte verstelbare tractor te ontwerpen. Echter dit wordt bij een conventionele aandrijving erg complex. Om deze redenen heeft Paul van Ham een groep boeren bij elkaar gezocht die geïnteresseerd zijn in het ontwerp van deze tractor, genaamd de Almobiël. Een van de mogelijkheden voor de aandrijving zou een dieselelektrisch systeem kunnen zijn. Deze oplossing zou de brandstof kosten van de tractor kunnen drukken.

Hörchner & Hammersma Engineering heeft door zijn zakelijke banden met de landbouwmechanisatie een aantal onderzoeken uitgevoerd naar het elektrificeren van landbouwvoertuigen. Kenmerk van deze voertuigen is een grote trekkracht bij een lage snelheid en een relatief lage topsnelheid. Bekend is dat als deze voertuigen geëlektrificeerd moeten worden dat er nog geen standaard elektrische landbouw motoren op de markt zijn. Voornamelijk omdat deze voertuigen een hoog koppel nodig hebben wat bij motoren vanuit de auto-industrie minder relevant is omdat de rotatiesnelheid daarbij een grotere rol speelt.

De uiteindelijke hoofdvraag voor dit project wordt vanuit de eisen van Hörchner & Hammersma Engineering en het Almobiël project:

“Kan op de basis van de beschikbare technologie een motor aandrijving worden ontworpen voor de Almobiël?”

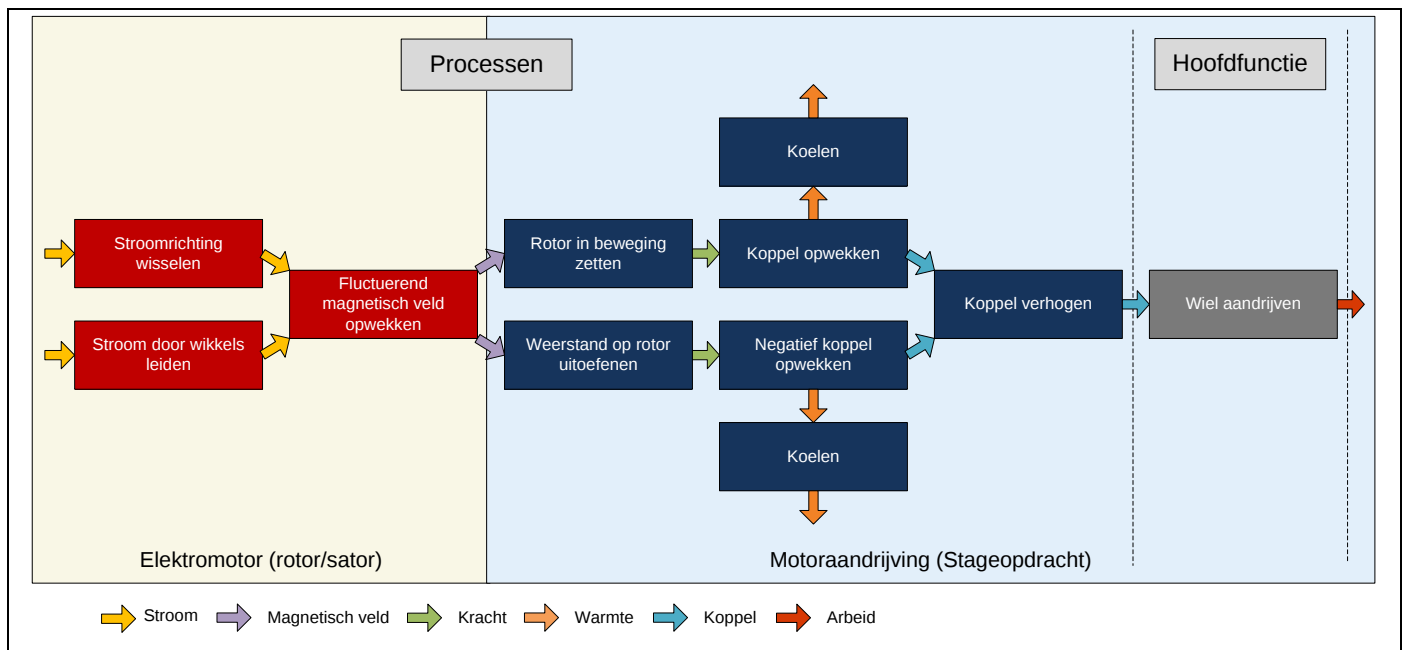
3.2 Doelstelling

Het uiteindelijke doel van het project is om een motor te ontwerpen die voldoet aan alle eisen van die de gebruikers van de Almobiël hieraan stellen. Het ontwerp van de motor moet zo uitgewerkt worden dat het ontwerp hiervan aangeboden kan worden en in productie genomen kan worden. Dat betekent dat er rekening gehouden moet worden met alle eisen die gesteld worden aan een wielaandrijving. Er zal dus gekeken moeten worden naar formaat en passing van de onderdelen, de lagering, de koeling van de motor en de smering. Het uiteindelijke doel is om van dit ontwerp een 3D CAD model te maken dat getekend is in SolidEdge, inclusief technische tekeningen. Daarnaast moet een vergelijking getrokken kunnen worden met niet elektrische motoraandrijvingen, ten op zichte van elektrische aandrijvingen.

3.3 Opdrachtomschrijving

Door gebruik te maken van de kennis die verworven is bij het ontwerp van de elektrische Brahorn wordt nagegaan of een elektrische motoraandrijving voor de Almobiel haalbaar is en zo ja, daarvan een productierijp ontwerp te maken. Dit houdt in dat er rekening gehouden moet worden met alle eisen die samenhangen vanuit productie en gebruik. Er zal tijdens de ontwerpfase gekeken moeten worden naar formaat en passing van de onderdelen, lagering, koeling van de motor en smering. Het uiteindelijke doel is om van dit ontwerp een 3D CAD model te maken dat getekend is in SolidEdge, inclusief technische tekeningen.

Het ontwerp van een motoraandrijving kan uitgeschreven worden in een aantal functionaliteiten waarin moet worden voorzien. Deze kunnen in een stroomschema gezet worden zoals te zien is in figuur 3.1.



Figuur 3.1 – Schema van de gewenste functionaliteiten voor het ontwerp van de motoraandrijving

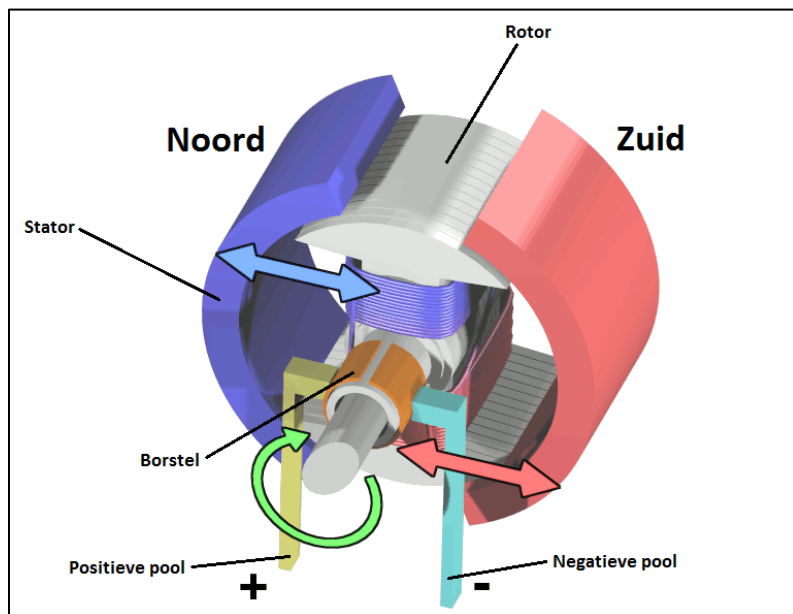
Op basis hiervan kunnen de volgende onderzoeksvragen gesteld worden:

1. Hoe groot is het koppel dat de tractor nodig heeft om te kunnen rijden?
2. Welke alternatieven zijn er voor de aandrijving van de portaaltractor?
3. Moet het koppel van de motor verhoogd worden en zo ja hoe?
4. Hoe moet de motor gekoeld worden?
5. Welke lagers moeten toegepast worden?
6. Hoe moeten de onderdelen binnen de motor passen?
7. Hoe kan voor voldoende smering gezorgd worden?
8. Hoe kan de aandrijving tot stilstand gebracht worden?

4. Elektromotor

Zoals in het voorgaande toegelicht is voor dit project reeds als uitgangspunt gekozen dat elektrische aandrijving wordt toegepast. In dit hoofdstuk wordt dit type motor kort toegelicht.

Een elektromotor is een type aandrijving dat werkt op een elektrische spanning. Al sinds de late 19^e eeuw wordt er gebruik gemaakt van een gelijkstroom variant. Er zijn vele variaties van de elektromotor maar het principe is hetzelfde. De elektromotor bestaat uit een rotor en een stator. De rotor is het onderdeel wat zorgt voor de beweging en ronddraait. De stator staat stil. Rotor en stator produceren beide magnetisch velden, door elektrische stroom door een spoel of door gebruik van magneten. Deze magnetische velden leiden tot een interactie (afstoten en aantrekken) tussen stator en rotor. Door de stroomrichting door de spoelen van rotor of stator te laten wisselen fluctueren de magnetische velden en komt de motor in beweging.



Figuur 4.1 – Een rudimentair gelijkstroomelektromotor^[20]

Elektromotoren kunnen in twee basis typen onderverdeeld worden, namelijk de gelijkstroommotoren en de wisselstroommotoren.

4.1 Gelijkstroommotoren

Een gelijkstroommotor is een motor die werkt op een uitwendige spanning die niet omgekeerd wordt. Als voorbeeld; stroom uit een accu is een vorm van gelijkstroom. Omdat een fluctuerend magnetisch veld alleen opgewekt kan worden als de stroom steeds wisselt is het dus nodig dat de stroomrichting in de motor zelf omgekeerd kan worden. Dit wordt over het algemeen gedaan door gescheiden borstels die de stroom steeds naar de spoelen doorsturen die als volgende het magnetisch veld moeten opwekken.

4.2 Wisselstroommotoren

Een wisselstroommotor is een motor die werkt op een uitwendige spanning die steeds wisselt. Op het algemene elektriciteitsnet is dit 50 hertz, wat betekent dat de spanning 50 keer per seconde wisselt. Hierdoor is een borstel of omschakeling niet nodig in de elektromotor, er kan een wisselend magnetisch veld worden opgewekt door enkel de stroom door de spoelen te sturen. De voordelen, nadelen en verschillen kunnen gedetailleerd teruggevonden worden in bijlage VI.3.1

4.3 Direct Drive

Voor de motoraandrijving zal er gebruik gemaakt worden van de elektromotor van Elaphe (zoals beschreven in hoofdstuk 5.3). Deze motors zijn bedoelt om direct aangesloten te worden op het voorwerp dat aangedreven word. Bijvoorbeeld een wiel of wastrommel. Het grote voordeel van dit type aandrijving is dat deze licht van gewicht zijn en toch een groot vermogen kunnen leveren. Dit type aandrijving is in twee versies verkrijgbaar namelijk met een interne of externe rotor.



Figuur 4.2 – Een direct drive motor

5. Vooronderzoek

De hoofdfunctie van de motorassemblage is het aandrijven van het wiel (zie hoofdstuk 7). Om dat te vertalen in technische eisen is het nodig dat er een onderzoek wordt uitgevoerd zodat deze vastgelegd worden. Hierbij worden de volgende onderzoeksvragen beantwoord:

Hoeveel koppel is er benodigd om de wielen in beweging te brengen?

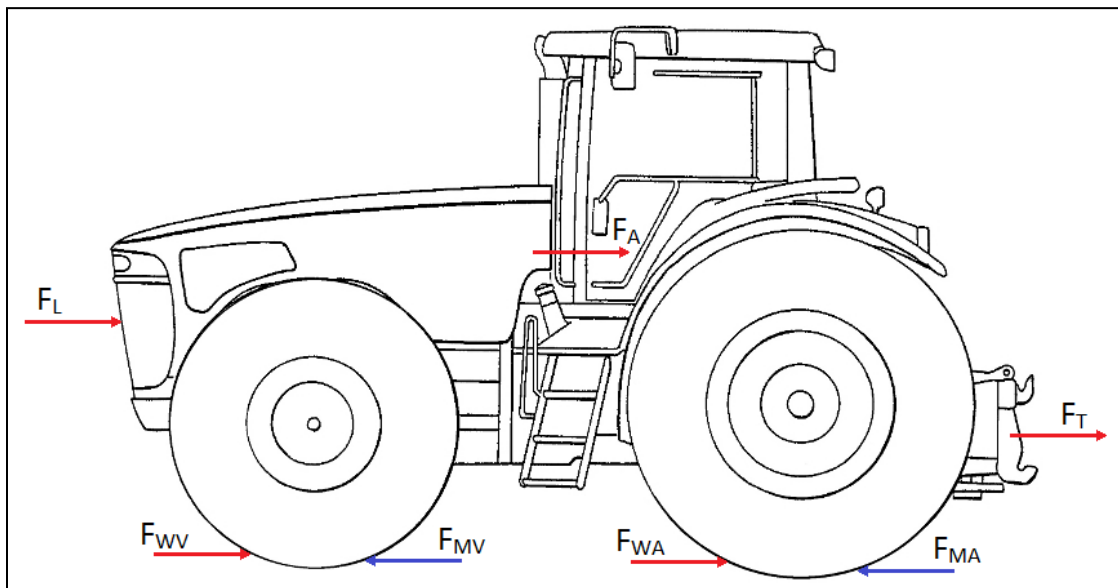
Hoe staat de diesel elektrische aandrijving ten opzichte van andere oplossingen, en wat zijn de voor en nadelen van deze?

Wat voor typen elektromotoren zijn er op de markt en wat voor technieken zijn er beschikbaar?

In dit hoofdstuk worden deze vragen beantwoord en zijn de conclusies te vinden. De berekeningen zijn terug te vinden in de bijlage, waarnaar wordt verwezen indien nodig.

5.1 Vermogen en koppel

Het koppel wordt bepaald door middel van de kracht die op het wiel werken tijdens het bewerken van het land of rijden op de weg. De optredende krachten zien er als volgt uit (indien er geen sprake is van een langshelling):



Figuur 5.1 – Vrij lichaamsschema van de krachten op een rijdende tractor

Hierbij gelden als krachten:

- F_L De luchtweerstand van het frontaal oppervlak, vooral van invloed bij hoge snelheden
- $F_{WV/A}$ De rolweerstand voor en achter die de band ondervindt op de akker van de losse grond of op de vaste weg
- $F_{MV/A}$ De krachten voor en achter die de motoren moeten mobiliseren in het contactvlak van de band om de tractor vooruit te duwen
- F_A De kracht die ontstaat door het optrekken en accelereren van de tractor
- F_T De kracht die wordt veroorzaakt door het trekken van een werktuig

Daarnaast ondervindt de tractor nog een weerstand als deze tegen een heuvel op rijdt in de vorm van F_R .

De totale kracht die alle banden dan ondervinden wordt uitgedrukt als:

$$\Sigma F_M = F_L + F_A + F_T + F_R + F_{FW}$$

Door deze kracht door vier te delen is de kracht per band bekend.

Als de kracht is bepaald kan het vermogen worden bepaald door middel van de snelheid.. Voor het vermogen dat nodig is om de band vooruit te brengen geldt dus:

$$P = F \cdot v$$

P Het vermogen wat nodig is om het wiel te bewegen bij de gestelde kracht en snelheid

F De kracht die de band krijgt te verduren

v De snelheid waarmee de band ronddraait

Waarmee het koppel kan bepaald vanuit:

$$P = \omega \cdot T$$

ω De hoeksnelheid

T Het koppel

Om het koppel in stilstand te bepalen:

$$T = F \cdot r$$

r Radius van het wiel

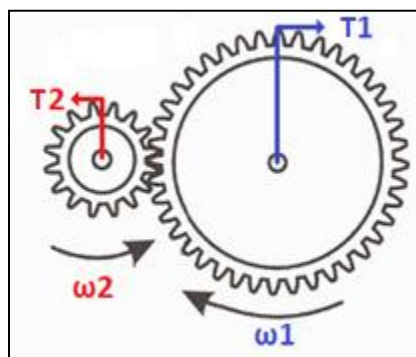
Om de kracht te bepalen is er een berekening uitgevoerd die de weerstanden op de band bepaalt zoals deze in figuur 4.1 zijn weergegeven, zie bijlage V voor deze berekeningen.

Door scenario's op te stellen waaruit de parameters voor de berekening kunnen worden gehaald kan er worden bepaald wat het koppel is dat benodigd is om het wiel vooruit te bewegen. De omschrijving van deze scenario's is te vinden in bijlage IV.

De uiteindelijke berekende koppels die gebruikt worden zijn te vinden in bijlage VI.

5.2 Overbrenging

Door een reductie toe te passen kan de motor kleiner blijven. De grootte en het gewicht van de motor wordt vergroot als er een hoger koppel nodig is. Dit wordt veroorzaakt doordat er een grotere kracht moet worden geleverd wat sterkere magneten vereist. Dit houdt in dat er meer koper en dus meer gewicht nodig is, daarnaast zullen ook de grondstof kosten hierdoor ook toenemen. Daarom is het verstandig om een kleinere, sneller draaiende motor toe te passen in combinatie met een reductie. Over het algemeen wordt hierbij gebruik gemaakt van tandwielen of riemen. Door gebruik van een tandverhouding waardoor een as sneller draait dan de ander wordt een reductie van de snelheid gerealiseerd. Dit zorgt voor een verandering van kracht en moment, omdat het vermogen gelijk moet blijven.

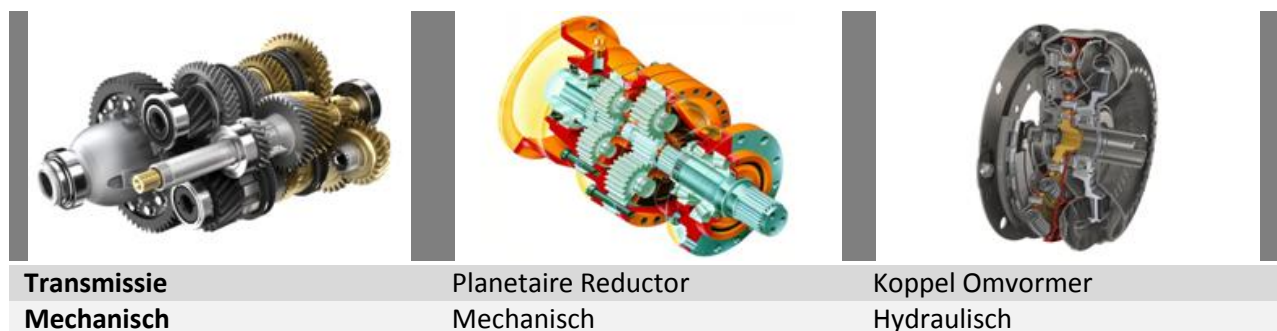


Figuur 5.2 – Schematische weergave van een tandwiel overbrenging

$$P = T_1 \cdot \omega_1 = T_2 \cdot \omega_2^{[17]}$$

P	Vermogen
T_1	Koppel 1
ω_1	Hoeksnelheid tandwiel 1
T_2	Koppel 2
ω_2	Hoeksnelheid tandwiel 2

De formule geeft de verhouding weer waaraan een set tandwielen aan moet voldoen, hierbij wordt geen rekening gehouden met verliezen qua frictie en smering. Als er nu een verschil in hoeksnelheid optreedt, door het verschil in het aantal tanden, verandert ook het koppel. Namelijk bij een vertraging geldt een vergroot koppel en bij een versnelling een verkleind koppel.



Figuur 5.3 – Overzicht van de drie meest gebruikte reductoren in the mobiliteitsindustrie

Zie bijlage VIII voor een beschrijving van de reductiesystemen.

5.3 Elektromotor Elaphe

Veelal worden elektromotoren zo gebouwd dat deze op een hoog toerental draaien. Zo kunnen zonder een groot koppel toch hoge vermogens worden opgewekt. Het bedrijf Elaphe, een motorfabrikant uit Servië, heeft een motor ontworpen die een hoog koppel opwekt maar een laag toerental heeft. Dit wordt gerealiseerd door een speciale manier van wikkelen wat een krachtiger magnetisch veld opwekt. De motoren die Elaphe ontwikkelt zijn vooral bestemd voor bussen en auto's waarbij deze zo zijn ontworpen dat er geen transmissie meer nodig is, omdat het volledige koppel vanaf de start geleverd kan worden. Deze motoren worden vooral direct in het wiel toegepast, waardoor zij de naam direct drive motoren gekregen hebben.[]



Figuur 5.4 – Foto van de HYCAT3 prototype

Elaphe licentieert deze motortechnologie en zou de productie ook op zich kunnen nemen. Omdat de toekomstplannen van de Almobiël nog niet helemaal vast liggen is zal er gekozen worden om voort te bouwen op een al bestaande motor van Elaphe. Dit is een 37 kW motor die een lager koppel levert dan nodig is. Hiervan zullen de dimensies worden aangehouden, maar wel zal er met het vermogen en koppel van een 45kW motor worden gerekend. Zo zou, indien de motor later in productie genomen wordt, de maten zo verschaald kunnen worden dat deze toepasbaar zijn op een 45 kW motor.

Voor een gedetailleerd overzicht van alle technische eigenschappen van de Elaphe motor zie bijlage VIII.

5.4 Alternatieven

Het onderzoek van de TNO zal uiteindelijk weergeven wat de beste mogelijkheid zou zijn voor de Almobiël, en of het project realistisch om uit te voeren voor de betrokken partijen. Om toch nu al een vergelijking te hebben van alle mogelijke technieken is een bijlage VII een omschrijving van de mogelijke alternatieven gemaakt. Hieruit kan globaal een efficiëntie waarde worden gehaald. Op bijlage II is een flowsheet te vinden van de totale efficiëntie van alle mogelijkheden.

6. Functieanalyse

Om te begrijpen welke acties de motorassemblage moet uitvoeren kan een functieanalyse worden gemaakt.

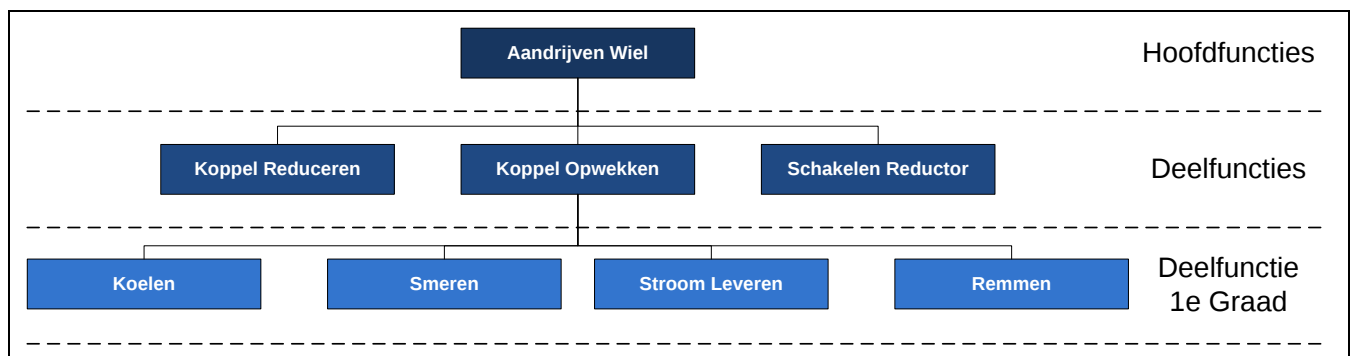
6.1 Functies

De hoofdfunctie van de motor is het aandrijven van het wiel. Hieronder vallen alle bewegingsactie die de motorassemblage moet uitvoeren.

De deelfuncties zijn alle acties die de hoofdfunctie mogelijk maken. Deze beschrijven welke mechanische translaties uitgevoerd moeten worden.

De subfuncties zijn alle functies die beschrijven hoe de deelfunctie uitgevoerd moeten worden. Deze zijn verdeeld in graden, de graden werken samen om de deelfunctie mogelijk te maken. De subfuncties worden gebruikt om de conceptoplossingen in te delen.

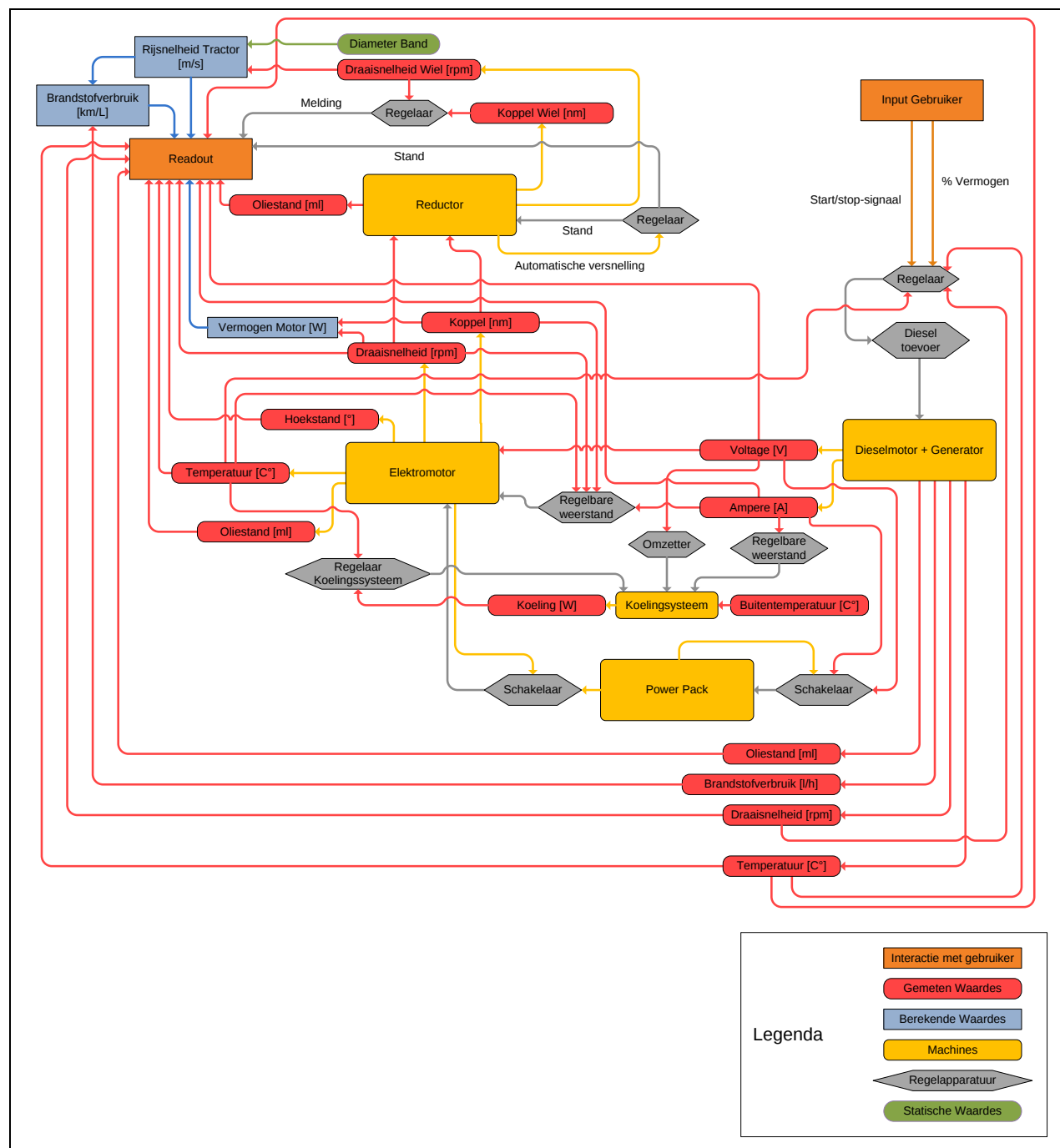
6.2 Overzicht



Figuur 6.1 - Functieoverzicht

6.3 Informatiestroom

De tractor moet beschikken over intelligente apparatuur die kan zorgen dat de motor geregeld wordt. Dit is namelijk nodig om te zorgen dat de motor niet buiten zijn limieten probeert te functioneren. Ook is het nodig om feedback te krijgen van de motor zodat hierover gegevens van de prestatie kunnen worden verzameld. Een overzicht van wat er geregeld moet worden en hoe is te vinden op figuur 7.2.



Figuur 6.2 – Overzicht van informatiestromen bij het regelen van de elektro-dieselmotor combinatie

7. Pakket van eisen

In dit hoofdstuk worden de eisen uitgezet waaromheen de elektromotor assemblage moet worden ontworpen. Deze zijn per categorie ingedeeld in harde en zachte eisen. Harde eisen zijn de eisen die technisch getoetst kunnen worden aan harde waarde. Zachte eisen zijn de eisen waaraan voldaan moet doen maar waar geen specifiek technische waarde aan verbonden is, het ontwerp voldoet of voldoet niet.

7.1 Motortechnische eisen

Onder de motortechnische eisen vallen alle eisen die te maken hebben met de eigenschappen die de gehele motor moet hebben en de eisen die benodigd zijn voor continu operatie.

7.1.1 Harde eisen – Motortechnisch

Eis	Omschrijving	Verwijzing
HT1	De motor moet continu een vermogen kunnen opwekken van 45 [kW]	Bijlage V, VI
HT2	De motor moet continu een koppel van 900 [Nm] kunnen opwekken	Bijlage V, VI
HT3	De motor moet een maximale rotatiesnelheid aankunnen van 500 [omw/min]	Bijlage V, VI
HT4	De motor moet kunnen werken op gelijkstroom met een voltage van 450 [V] en een maximale stroomsterkte van 100 [A]	Bijlage V
HT5	De motor moet een minimale levensduur hebben van 15000 uur	Gebruiker
HT6	De motor mag een maximale temperatuur bereiken van 120 [C°] met een kritische temperatuur van 160 [C°]	Bijlage V
HT7	De koeling voor de motor moet gelijk of groter zijn dan 5 [kW]	Bijlage V
HT8	De warmtewisselaar moet zich buiten de behuizing bevinden en een warmte overdracht hebben van minimaal 5 [kW]	Bijlage V
HT9	De assemblage moet een minimale mechanische efficiëntie hebben van 85%	Gebruiker
HT10	De aandrijving moet voorzien zijn van remapparatuur die de tractor een vertraging geeft van minstens 2,4 [m/s ²]	RDW ^[27]
HT11	De aandrijving moet een transmissie hebben die een vertraging van 4:1 en 24:1 kan verzorgen, waartussen geschakeld kan worden	Hoofdstuk 5.4
HT12	De transmissie moet een koppel van 25 [kNm] kunnen verwerken	Hoofdstuk 5.4
HT13	De transmissie moet een omwentelsnelheid van 125 [omw/min] als input aankunnen	Hoofdstuk 5.4

7.1.2 Zachte eisen – Motortechnisch

Eis	Omschrijving	Verwijzing
ZT1	De motor mag niet kortsluiten	Gebruiker
ZT2	De motor moet in de tegengestelde richting kunnen draaien, namelijk voor het remmen en achteruit rijden.	Gebruiker
ZT3	De motor mag geen kritische temperaturen bereiken tijdens het remmen	Gebruiker
ZT4	De motorassemblage moet zijn uitgerust met lagers die slijtage door de	Gebruiker

	assen verminderen en de levensduur zo verlengen	
ZT5	De motorassemblage moet uitgerust zijn met apparatuur dat smering mogelijk maakt voor de lagers en assen	Gebruiker
ZT6	De motor assemblage moet bevestigd kunnen worden aan een velg bestemd voor een R54 band	Gebruiker
ZT7	De gebruiker moet onderdelen van de motorassemblage zelf kunnen vervangen zonder te veel downtime	Gebruiker
ZT8	De gebruiker moet het wiel van de motorassemblage kunnen halen om zo de band te kunnen vervangen	Gebruiker
ZT9	Het remsysteem moet uitgerust zijn met een parkeerrem	76/432/EEC ^[28]

7.2 Structurele eisen

Onder de structurele eisen vallen alle eisen waaraan de constructie van de motor moet voldoen om het wiel aan te kunnen drijven en op de Almobiël geplaatst te kunnen worden.

7.2.1 Harde eisen – Structureel

Eis	Omschrijving	Verwijzing
HS1	De aandrijfas mag niet vervormen bij een belasting van 1200 [Nm]	Hoofdstuk 5.4
HS2	De wielas mag niet vervormen bij een belasting van 26 [kNm]	Hoofdstuk 5.4
HS3	De assemblage moet in een ronde vorm met een diameter van 1 [m] kunnen passen	Bijlage I.1
HS4	De behuizing moet voldoen aan de norm IP55, weerstand tegen stof en een waterdruk van 30 [kN/m ²] op 3 [m] afstand	NEMA ^[29]
HS5	Gewicht van de motor assemblage mag niet hoger zijn dan 250 [kg]	Gebruiker

7.2.2 Zachte Eisen – Structureel

Eis	Omschrijving	Verwijzing
ZS1	De behuizing moet de stator en rotor beschermen, de reductor moet buiten de behuizing liggen.	NEMA ^[29]
ZS2	De assen van de aandrijving moeten een derde van het gewicht van de tractor, maximaal 1950 [kg], kunnen ondersteunen zonder te vervormen	Gebruiker
ZS3	De aandrijving moet uitgevoerd zijn met ophangpunten waarmee deze aan het frame van de tractor bevestigd worden	Gebruiker
ZS4	In de behuizing moeten ingangen voor de elektriciteitstoevoer, hydraulische sturing en CANBUS kabels zijn zonder de norm IP55 in gevaar te brengen	Gebruiker, NEMA ^[29]

7.3 Informatie eisen

Onder de informatie eisen vallen alle eisen die moeten worden uitgevoerd door de controllers en de daarbij behorende randapparatuur; sensors, regelbare weerstanden, schakelaars, etc.

7.3.1 Harde eisen – Informatie

Eis	Omschrijving	Verwijzing
HI1	De controllers moeten werken via een CANBUS systeem	Gebruiker
HI2	De readout moet de volgende algemene informatie kunnen tonen: rijsnelheid en brandstofverbruik	Hoofdstuk 6.3
HI3	De readout moet de volgende informatie van de elektromotor tonen: vermogen, draaisnelheid, hoekstand, temperatuur, oliestand	Hoofdstuk 6.3
HI4	De readout moet de volgende informatie van de reductor tonen: oliestand	Hoofdstuk 6.3
HI5	De controller moet de input van de gebruiker omzetten in aansturing voor de motor: I/O signaal, Percentage van te leveren vermogen	Hoofdstuk 6.3

7.3.2 Zachte eisen – Informatie

Eis	Omschrijving	Verwijzing
ZI1	Per motor moet onafhankelijk het vermogen geregeld kunnen worden	Hoofdstuk 6.3
ZI2	De motor moet voorzien zijn van een controller die achteruit rijden mogelijk maakt	Hoofdstuk 6.3

8. Concepten

In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de verschillende concepten die mogelijk zouden zijn voor de opbouw van de elektromotor. Hoewel de meeste functies van de elektromotor vast liggen door de opbouw is er nog plaats voor de manier waarop de kracht wordt verwerkt, zoals beschreven in hoofdstuk 5.

8.1 Morfologisch Schema

Het morfologische schema is een methode om uit een groep van oplossingen een concept te trekken. Door voor de subfuncties uit de functieanalyse verschillende oplossingen te bedenken kan er met behulp van het morfologisch schema dit allemaal op een rij worden gezet. Zo kunnen er een aantal gedetailleerde concepten voortkomen, in plaats van een groot aantal schetsen. Het morfologisch schema is ingedeeld als een matrix. Het morfologisch schema is ingedeeld als een matrix. In de eerste kolom staan de functies waaraan het concept moet voldoen. In de overige kolommen staan de mogelijke opties per functie.

In totaal komen er drie concepten uit het schema naar voren. Het blauwe, rode en groene concept. Deze concepten zullen daarna getoetst worden aan het pakket van eisen. Voor alle onderdelen van de gekozen concepten wordt er gekeken of deze bruikbaar zijn bij het pakket van eisen. Als dit zo is dan krijgt het concept een vink. Als het concept niet voldoet krijgt deze een kruis. Deze methode laat op het einde het meest toepasbare concept over. In het geval geen van de concepten te gebruiken is zal het concept dat het meest voldoet aan het pakket van eisen zo aangepast worden dat deze wel voldoet.

Functies	Optie 1	Optie 2	Optie 3	Optie 4	Optie 5
Stroom regeling	 Directe verbinding	 Controller	 Schakelingen		
Koppeling van motor overbrengen	 Spievertanding	 Schroefdraad	 Klempassing	 Krimpassing	
Koppeling motor naar overbrenging	 As	 Tandwielen	 Snaarriem	 Cardan Koppeling	
Koppel verhogen (overbrenging)	 Automatische transmissie	 Handmatige transmissie	 Schakelbare tandwielkast	 Reductor	 Planetaire overbrenging
Wiel bevestiging	 Wielnaaf	 Schroefdraad	 Ringwiel		
Remmen	 Schijfrem	 Trommelrem	 Elektromagnetische rem		
Smering	 Oliering	 Interval smering	 Oliebad	 Zelfsmerende lagers	
Koelen	 Vloeistofkoeling	 Lucht koeling			

Figuur 8.1 – Het morfologische schema voor de motorassemblage

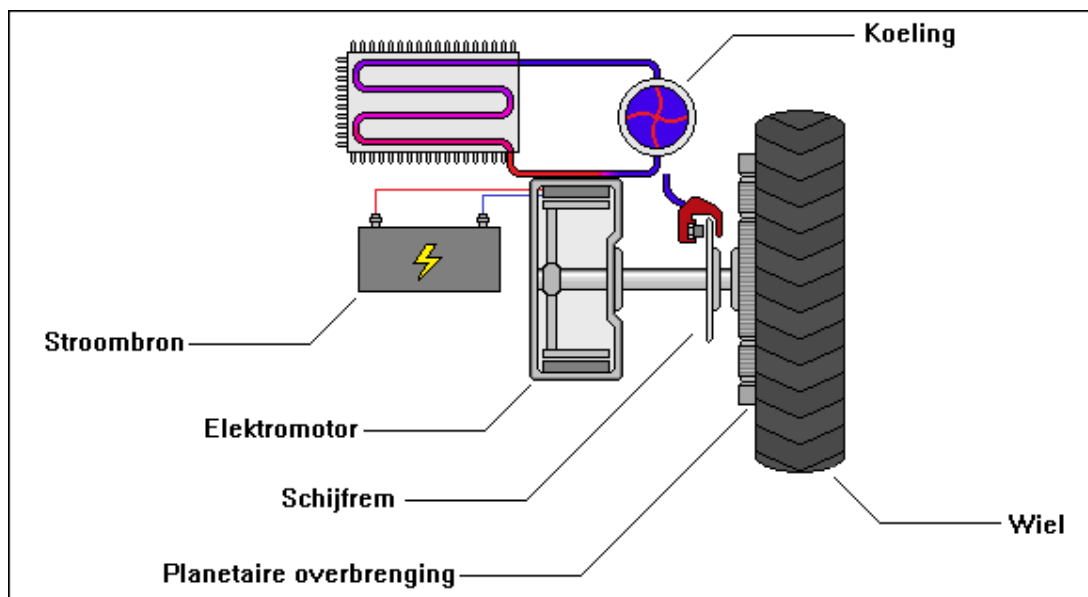
8.2 Concepten

Alle concepten hebben een aantal onderdelen welke al vast liggen. Namelijk de rotor en stator, het wiel en de stroombron. Voor de elektromotor wordt er gebruik gemaakt van de Elaphe technologie. Een brushless DC motor met een hoog koppel en een laag toerental. Het wiel ligt vast omdat een bepaald bandtype is vereist. De stroomtoevoer ligt vast omdat een dieselmotor met accupakket de voorgestelde energiebron is. Wat volgt is een beschrijving van de vanuit het morfologische schema gevonden oplossingen.

8.2.1 Concept 1 – Rood

In concept 1 is uitgegaan van het concept dat vrij dicht lag bij het eindresultaat van de aandrijving van de Brahorn. In dit concept wordt gesteld dat er gebruik wordt gemaakt van een schakelbare planetaire overbrenging die direct is aangesloten op het wiel, door het ringwiel in de velg aan te brengen. Zo wordt het systeem heel compact gehouden. Daarnaast zijn er vrij conservatieve oplossingen gebruikt die bij veel tractors worden toegepast.

Als remsysteem is er gekozen voor een schijfrem. Deze remmen hebben een minder sterke remkracht omdat het remoppervlak kleiner is en omdat het zelfbekrachtigend effect van de oplopende remschoen ontbreekt. Wel is het zo dat deze goed bestand is. Wel is het zo dat deze goed bestemd zijn tegen stof en vocht omdat de deeltjes van de plaat af wordt geslingerd. Ook moet gelet worden op het feit dat de standaard remschoen niet gebruikt kan worden als parkeerrem. Er is dus een extra remsysteem nodig om te parkeren.^[22]



Figuur 8.2 - Schets concept 1

Voordelen

- Grote reductie mogelijk door gebruik van planetaire overbrenging
- De planetaire overbrenging is simpel en vereist weinig onderdelen om te schakelen
- Schroefdraad maakt installatie gemakkelijk
- Schijfremmen kunnen heel goed warmte afvoeren uit het systeem
- Schijfremmen hebben geen last van afnemend remvermogen en vereisen minder onderhoud
- Gebruik gemaakt van compacte cilindrische onderdelen
- Compact

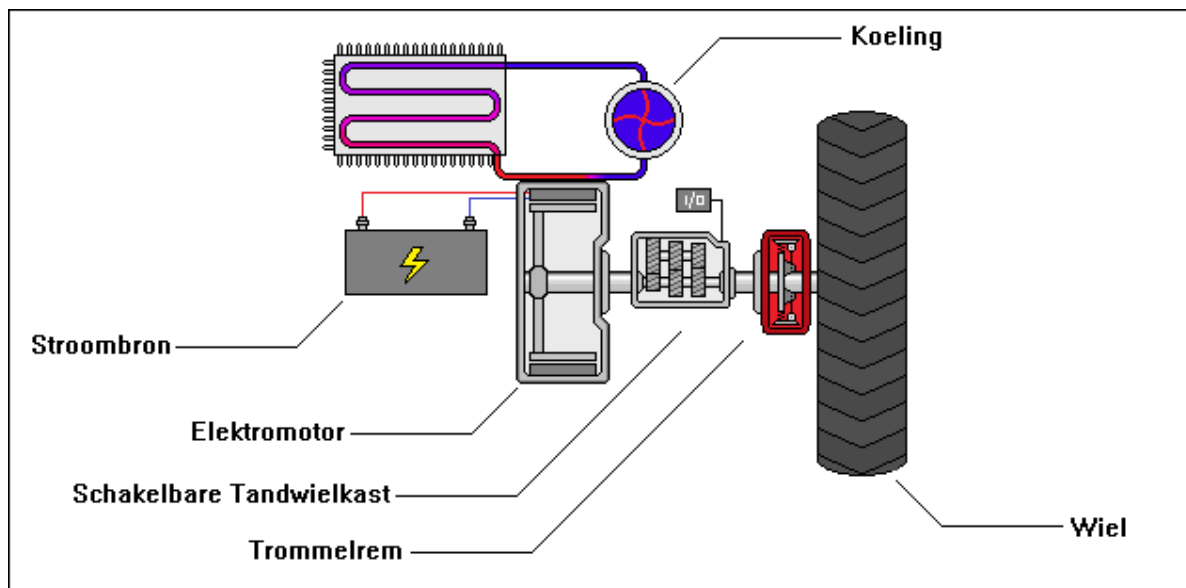
Nadelen

- Ringwiel maakt het demonteren van het wiel moeilijker
- Schroefdraad verbindingen kunnen zichzelf loswerken
- Schijfremmen hebben een kleiner remvermogen dan trommelremmen
- Schijfremmen kunnen niet gebruikt worden als parkeerremmen

8.2.2 Concept 2 – Groen

Bij concept 2 is uitgegaan van een systeem waarbij de tractor in twee modi geschakeld kan worden. Dit zorgt er voor dat de tractoraandrijving dus een ploegstand en een rijstand heeft. Waarbij een stand een grotere reductie heeft en dus een groter koppel kan aanleveren.

Als remsysteem is gekozen voor een trommelrem. Dit zijn zeer betrouwbare remmen die vaak in trucks en zware voertuigen wordt toegepast omdat deze heel eenvoudig grote remvermogens kunnen leveren. Wel zijn trommelremmen minder goed bestand tegen stof en water. Namelijk als er water in de trommel komt vermindert dit het remvermogen doordat de weerstand afneemt.^[22]



Figuur 8.3 - Schets concept 2

Voordelen

- Door gebruik te maken van een vooringestelde tandwielkast is er geen snelheidsverlies door schakelen en kan de motor in een stand blijven staan
- Spievertanding zorgt voor goede overdracht van kracht zonder slip
- Een normale wielnaaf zorgt voor een simpele verbinding met het wiel, en het wisselen van een wiel blijft gemakkelijk
- Trommelremmen hebben een zeer groot remvermogen
- Trommelremmen kunnen ook gebruikt worden als parkeerrem

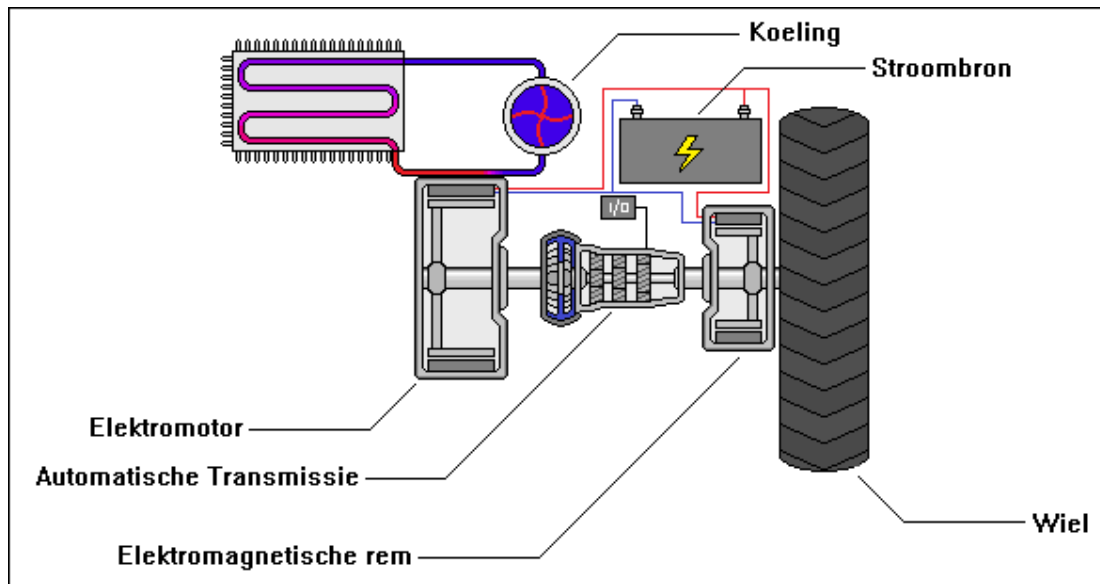
Nadelen

- Spievertanding vereist nog een verbinding die de axiale verschuiving tegen houdt
- Trommelremmen zijn niet goed bestand tegen stof en vuil, vervuiling vermindert het remvermogen
- Slijtage aan trommelrem zorgt voor een verminderd remvermogen
- Trommelremmen vereisen meer onderhoud

8.2.3 Concept 3 – Blauw

Concept 3 is opgebouwd als alternatieve oplossing voor de conventionele concepten 1 en 2. In concept 3 is er vooral rekening gehouden met een systeem dat geheel automatisch gestuurd wordt, zonder ingreep van de bestuurder. Daarom is er gebruik gemaakt van een automatisch transmissie die door een controller wordt aangestuurd.

Als remsysteem is er gekozen voor een elektromagnetische rem. Zo kan de elektromotor uitgezet worden en de elektriciteit die normaal naar de motor gaat de rem aansturen. Zo kan voorkomen worden dat de motor oververhit. Wel houdt dit in dat de kosten vrij sterk stijgen omdat de grondstoffen voor elektromagnetische apparatuur vrij veel geld kosten.



Figuur 8.4 - Schets concept 3

Voordelen

- Kan tijdens het rijden schakelen
- Klempassingen zijn zeer robuust en geven een zeer vaste passing
- De elektromagnetische remmen vereisen geen extra installatie om aan te sturen
- De elektromagnetische remmen vereisen geen onderhoud
- Kan volledig automatisch werken zonder invloed van de boer

Nadelen

- Heeft een hydraulische koppelvormer nodig om te kunnen schakelen, wat de mechanische efficiëntie vermindert
- De elektromagnetische remmen zijn zwaar en de grondstofprijs is duur
- De elektromagnetische remmen vereisen elektriciteit en zullen leiden tot een vergroting van de accu en of motor
- Klempassing vereisen een verhitte van het onderdeel waarin geklemd moet worden, wat de eigenschappen hiervan kan veranderen
- Onderdelen nemen veel ruimte in
- Aparte parkeerrem nodig

9. Conceptkeuze

In dit hoofdstuk wordt behandeld hoe de eisen die gesteld zijn in het hoofdstuk 7 pakket van eisen worden gehanteerd om het beste concept uit hoofdstuk 8 de Concepten te kunnen beoordelen.

9.1 Keuzemethode

Om een keuze te maken worden alle concepten getoetst. Met behulp van het pakket van eisen wordt gekeken of de concepten realistisch uitvoerbaar zijn qua gewicht, formaat, prijs en technische haalbaarheid. Als een concept niet realistisch kan voldoen aan een eis valt deze af. Als alle concepten niet voldoen wordt het concept gekozen die het meest haalbaar is en wordt deze zo aangepast in de ontwerpfase dat deze wel voldoet aan het pakket van eisen.

Omdat de rotor en stator van de motor aangeleverd worden, en dus al moeten voldoen aan het pakket van eisen, worden deze niet meegenomen in de conceptkeuze.

Eis				Argumentatie
HT1	Niet relevant			
HT2	Niet relevant			
HT3	Niet relevant			
HT4	Niet relevant			
HT5	Niet relevant			
HT6	Niet relevant			
HT7	✓	✓	✓	Vloeistofkoeling is de enige realistische oplossing omdat de warmtecapaciteit van vloeistoffen veel hoger is dan die van gassen. Deze wordt uitgedrukt in [J/gK]. Omdat warmte een veel hogere dichtheid heeft en een vier keer zo hoge warmtecapaciteit heeft dan lucht wordt er vierduizend maal zo veel warmte afgenomen dan met lucht, op dezelfde snelheid.
HT8	✓	✓	✓	Er kan een warmtewisselaar worden gebruikt bij alle concepten omdat zij allemaal gebruik maken van waterkoeling. De grote daarvan is dan afhankelijk van hoeveel warmte er afgedragen moet worden.
HT9	✓	✓	✓	Alle concepten maken geen gebruik van onderdelen waarbij onnodig warmteverlies optreedt.
HT10	✓	✓	✓	Alle remsystemen kunnen zo verschaald worden dat de benodigde remvertraging gehaald kan worden.
HT11	✓	✓	✓	Alle concepten houden rekening met de twee reductie standen die nodig zijn
HT12	✓	✓	✓	Omdat er gebruik wordt gemaakt van twee versnellingen zal er niet veel ruimte nodig zijn voor de versnellingen. De planetaire reductor zou nog het meeste ruimte innemen omdat er twee stappen nodig zijn om alle versnellingen af te dekken.
HT13	✓	✓	✓	Alle transmissies kunnen zo verschaald worden dat de torsie die optreedt door het koppel niet de structurele integriteit in gevaar te brengen.
ZT1	Niet relevant			

ZT2	✓	✓	✓	Door het gebruik van de elektromotor is dit in alle situaties mogelijk.
ZT3	✓	✓	✓	Alle concepten maken gebruik van een externe rem naast het remmende vermogen dat de elektromotor kan uitoefenen, zo kan voorkomen worden dat in de elektromotor een te grote warmte ontstaat.
ZT4	✓	✓	✓	Bij alle concepten is het mogelijk om lagers toe te passen.
ZT5	✓	✓	✓	Bij alle concepten is er rekening gehouden met een onderdeel dat de smering verzorgt.
ZT6	✓	✓	✗	Het direct aansluiten op de as met een schroefverbinding vereist een grote as, wat concept 3 niet bruikbaar maakt. Met een wielnaaf of het ringwiel direct op het wiel monteren, in concept 2 en 1, is het wel mogelijk om een goede aansluiting te garanderen.
ZT7	✓	✓	✓	Alle onderdelen zouden door de gebruiker onderhouden en vervangen kunnen worden, indien het gereedschap hiervoor beschikbaar is.
ZT8	✗	✓	✓	Concept 1 maakt gebruik van planetaire reductie die direct is aangesloten op het wiel met behulp van een ringwiel. Dit maakt het losmaken van het wiel lastiger dan nodig. Concept 2 en 3 zijn wel zo uitgevoerd dat hiermee rekening is gehouden.
ZT9	✓	✓	✓	Alle concepten zijn uitvoerbaar met een parkeerrem. Alleen in concept 1 en 3 moet een aparte parkeerrem worden toegepast omdat deze systemen daarmee niet standaard zijn uitgerust.
HS1	✓	✓	✓	Bij alle concepten is er geen beperking aan de as diameter, zo kan de as worden gedimensioneerd dat deze altijd voldoet.
HS2	✓	✓	✓	Alle concepten zijn zo aan te passen dat deze het koppel kunnen verdagen.
HS3	✓	✓	✓	Alle concepten zijn zo aan te passen dat deze binnen deze beperkingen passen.
HS4	Niet relevant			
HS5	✓	✓	✗	De elektromotor om te remmen voegt een hoop onnodig gewicht toe aan de assemblage.
ZS1	Niet relevant			
ZS2	✓	✓	✓	Door gebruik te maken van een ophanging aan twee punten kan er gezorgd worden dat de kracht zo gedistribueerd is dat de assen weinig buiging zullen ondervinden. Daardoor heeft de kracht weinig invloed op de gekozen concepten.
ZS3	Niet relevant			
ZS4	Niet relevant			
HI1	Niet relevant			
HI2	Niet relevant			
HI3	Niet relevant			
HI4	Niet relevant			
HI5	Niet relevant			
ZI1	✓	✓	✓	Alle concepten maken gebruik van controllers die het mogelijk maken om het elektrische signaal aan te passen.
ZI2	Niet relevant			

Figuur 9.1 – Conceptkeuze tabel

9.3 Gekozen concept

Uit de vergelijking van hoofdstuk 9.2 blijkt dat concept 1 en concept 3 volgens het pakket van eisen niet voldoen. Concept 2 zal gebruikt worden als uitgang voor het eindontwerp.

9.3.1 Gebreken Concepten

In dit sub hoofdstuk zal kort in detail worden besproken waarom concept 1 en 3 niet voldoen aan de gestelde conceptrichtlijnen.

Concept 3 is niet geschikt omdat de schroefdraad verbinding op het wiel een zeer grote as vereist. De as moet het uiteindelijke totale koppel van 24 kN overdragen in plaats van het eindkoppel door een wielnaaf of ringwiel te laten overdragen. Dit maakt de aansluiting op de velg onnodig complex. Daarnaast is concept 3 uitgerust met een elektromagnetische rem wat onnodige kosten met zich mee brengt. Omdat de rem na de reductor is geplaatst is moet de rem zo'n groot koppel opleveren dat deze een groter formaat zal hebben dan de aandrijfmotor. Dit leidt tot een onnodige toename van het totaalgewicht.

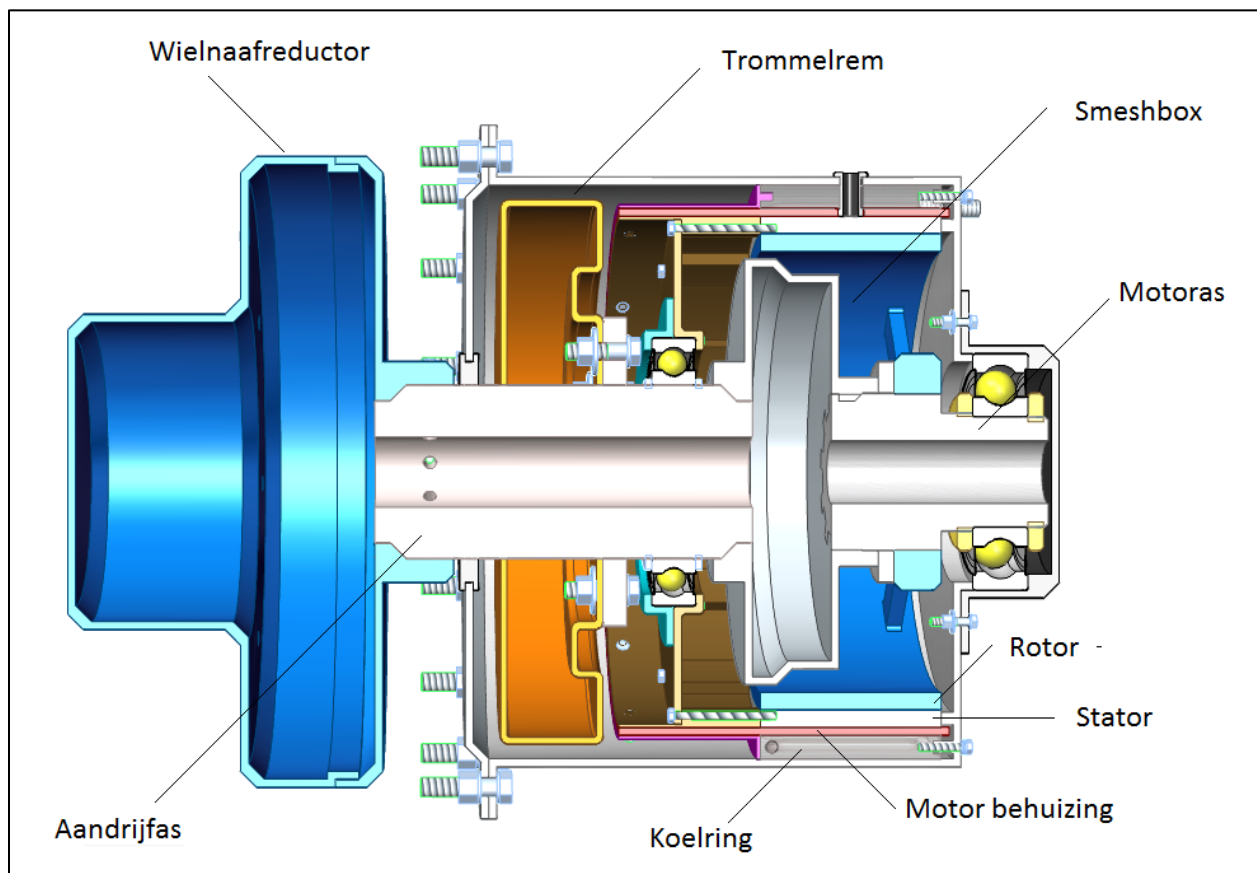
Concept 1 is niet geschikt omdat de gekozen overbrenging het moeilijk maakt om onderhoud te plegen aan de rest van de aandrijving. Namelijk moet de gehele planetaire overbrenging op de velg gemonteerd worden om het wiel goed afneembaar van de rest van de aandrijving te maken. Wel kan de planetaire overbrenging ook afneembaar worden gemaakt van het wiel zelf maar dit maakt het afnemen van de planetaire overbrenging zelf een extra en onnodige stap. Namelijk het formaat en de massa van de overbrenging maakt het met de hand afhalen een onnodig zware klus.

10. Ontwerprealisatie

In dit hoofdstuk wordt toegelicht hoe het uiteindelijke ontwerp is opgebouwd. Er wordt in meer detail ingegaan hoe het ontwerp te realiseren is. Er zullen dus kleine afwijkingen zijn in vergelijking met het gekozen concept, deze liggen vooral in de dimensionering en de uiteindelijke apparatuur die gebruikt wordt.

10.1 Opbouw

De aandrijving is als volgt opgebouwd. De rotor is intern en is aan de motoras verbonden. De motor as is aangesloten op een schakelbare planetaire tandwielkast die het koppel verhoogt. Op de aandrijfas is de rem gemonteerd. De aandrijfas drijft de planetaire reductor aan die het koppel verhoogt naar wat nodig is bij het wiel. Zie figuur 10.1 voor het aanzicht.



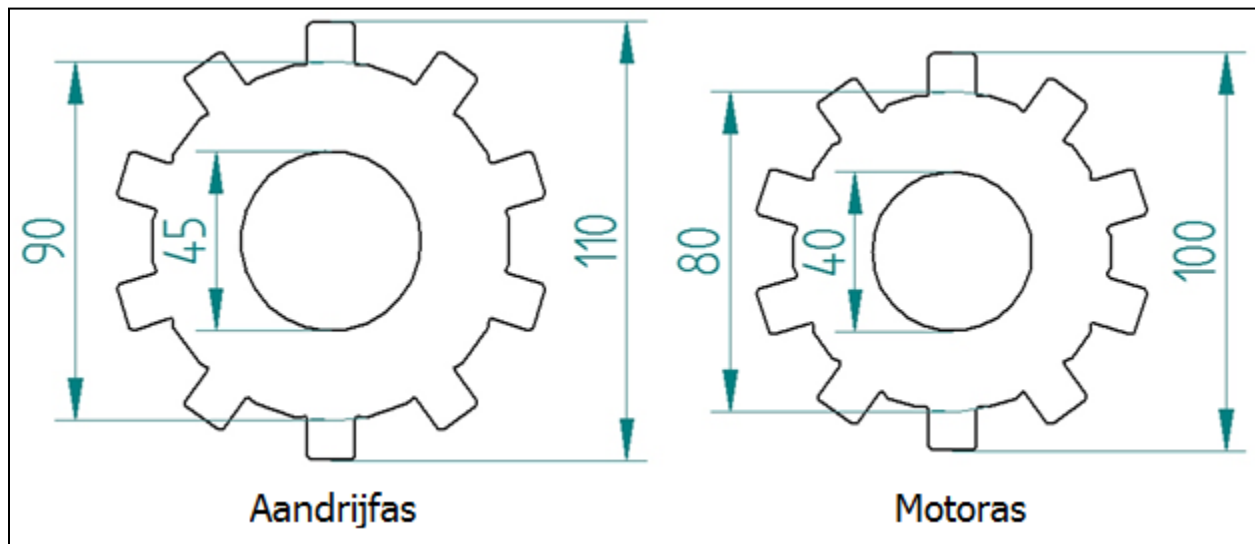
Figuur 10.1 – Doorsnee aanzicht van de gehele constructie

10.2 As overbrenging

In het ontwerp wordt er gebruikt gemaakt van twee assen. Een as leidt van de rotor naar de eerste transmissie. De tweede as gaat van de transmissie naar de wielnaaf. Dit houdt in dat er twee belastingscenario's zijn omdat de koppeling na de transmissie veel hoger is.

Er wordt gesteld dat het piekkoppel van 1200 [Nm] door de motoras moet worden kunnen verdragen. Voor de transmissie wordt een verhouding van 6:1 aangehouden waardoor de koppel die de tweede as moet kunnen verdragen 7200 [Nm] is. Over de belasting komt nog een bedrijfsfactor heen. Voor de elektromotor geldt dat het koppel gelijkmatig optreedt waardoor een bedrijfsfactor van 1,5 mag worden aangehouden. Dit leidt tot een belasting van 1800 [Nm] en 10800 [Nm] respectievelijk.

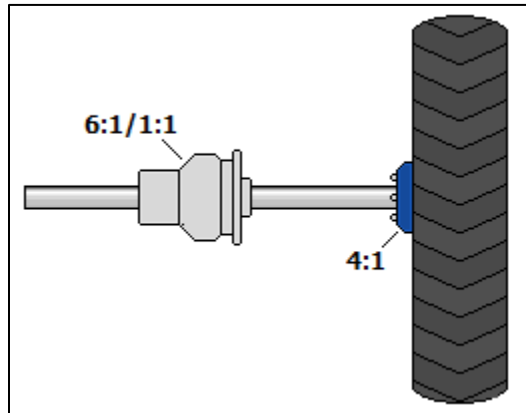
Met behulp van de methode beschreven in bijlage IX worden de benodigde dimensies bepaald. Omdat het een as verbinding is moet er gebruik gemaakt worden van een spie om de as op zijn plek te houden. Voor een situatie waarin wisselende en stotende torsiemomenten moet worden verdragen is de beste oplossing om gebruik te maken van een vertande spieas. Volgens DIN ISO 14 wordt het formaat van de spie bepaald. Door de dimensies daarna af te ronden wordt het uiteindelijke formaat bepaald.



Figuur 10.2 – Dimensies van de assen

10.3 Transmissie

In de conceptfase is er gekozen voor een schakelbare planetaire transmissie welke in twee standen geschakeld zou moeten kunnen worden. Na overleg met enkele producenten van tandwielkasten kwam er naar voren dat een systeem met de eisen die gesteld waren aan de transmissie niet beschikbaar waren, deze zouden dan ontwikkeld moeten worden. Omdat ontwikkeling veel geld en tijd kost is er gekozen om een andere aanpak te gebruiken. Namelijk door de transmissie te delen in twee aparte onderdelen is de transmissie wel te realiseren. Door gebruik te maken van een kleinere verstelbare planetaire reductor en een wielnaaf reductor is het mogelijk om de volgens eis x gestelde overbrenging van 24:1 en 4:1 te behalen.



Figuur 10.3 – Indeling van de transmissies

De planetaire reductor kan worden geschakeld tussen 6:1 en 1:1 onder last. De wielnaaf reductor levert een vaste overbrenging van 4:1.

10.3.1 Smeshbox

Als planetaire reductor is er gekozen om gebruik te maken van een onder last schakelbare tandwielkast die onder de naam smeshbox verkocht en geproduceerd wordt.



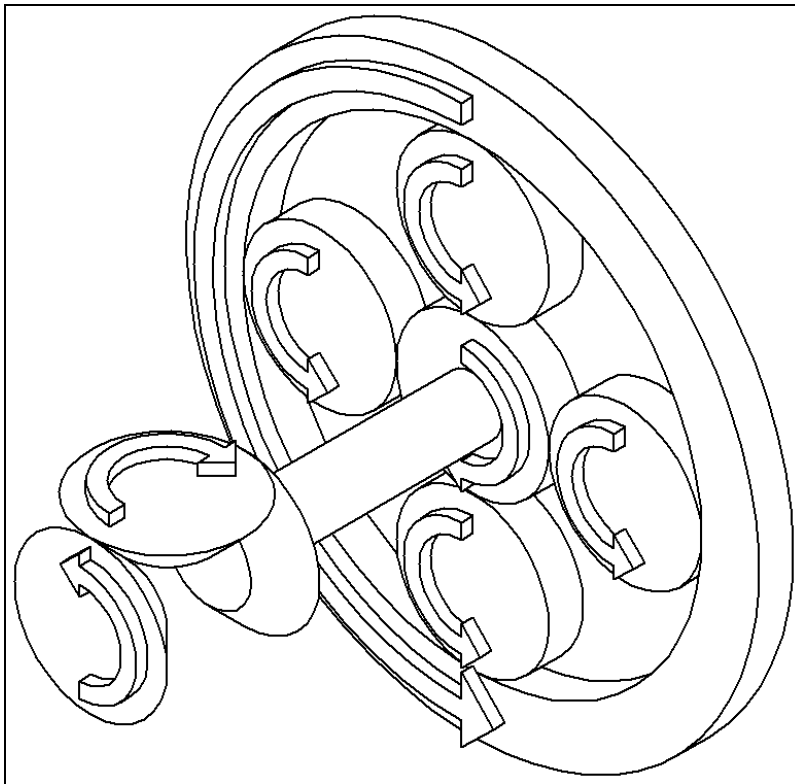
Figure 10.4 – Foto van de smeshbox

Deze tandwielkast maakt gebruik van een plaat die het ringwiel vast kan zetten ten opzichte van de planeetwielen. Hierdoor wordt de gehele kast vast gezet en draait deze met de as mee in plaats van dat er een reductie plaats vindt. Hierdoor wordt het piekkoppel van 1200 newtonmeter omgezet naar 7200 newtonmeter.

10.3.2 Wielnaaf

De wielnaaf zet het koppel van 7200 newtonmeter om naar het maximaal leverbare koppel van 28800 newtonmeter, welke voldoet aan eis x van 26700 newtonmeter. Vanuit de industrie is hiervoor geen bestaande oplossing. Wat betekent dat dit product ontworpen zal moeten worden of dat een bestaand product zo aangepast zou moeten worden dat deze wel voldoet. Namelijk de huidige wheel drives zijn bedoeld om lage koppels om te vormen tot hoge koppels. Wel zijn transmissie systemen verkrijgbaar waarbij dit wel mogelijk is maar deze zijn niet bestand tegen grote radiale schokken wat deze onbruikbaar maakt.

De werking van het product is wel duidelijk, vanuit een planetaire overbrenging met vaste zonnewielen wordt het koppel verhoogd. Het ringwiel wat het uiteindelijk koppel levert is verbonden aan een wielnaaf welke is verbonden met het wiel. Op figuur 10.5 is de basis werking te zien van het product wat nodig is om het eindkoppel te vergroten.



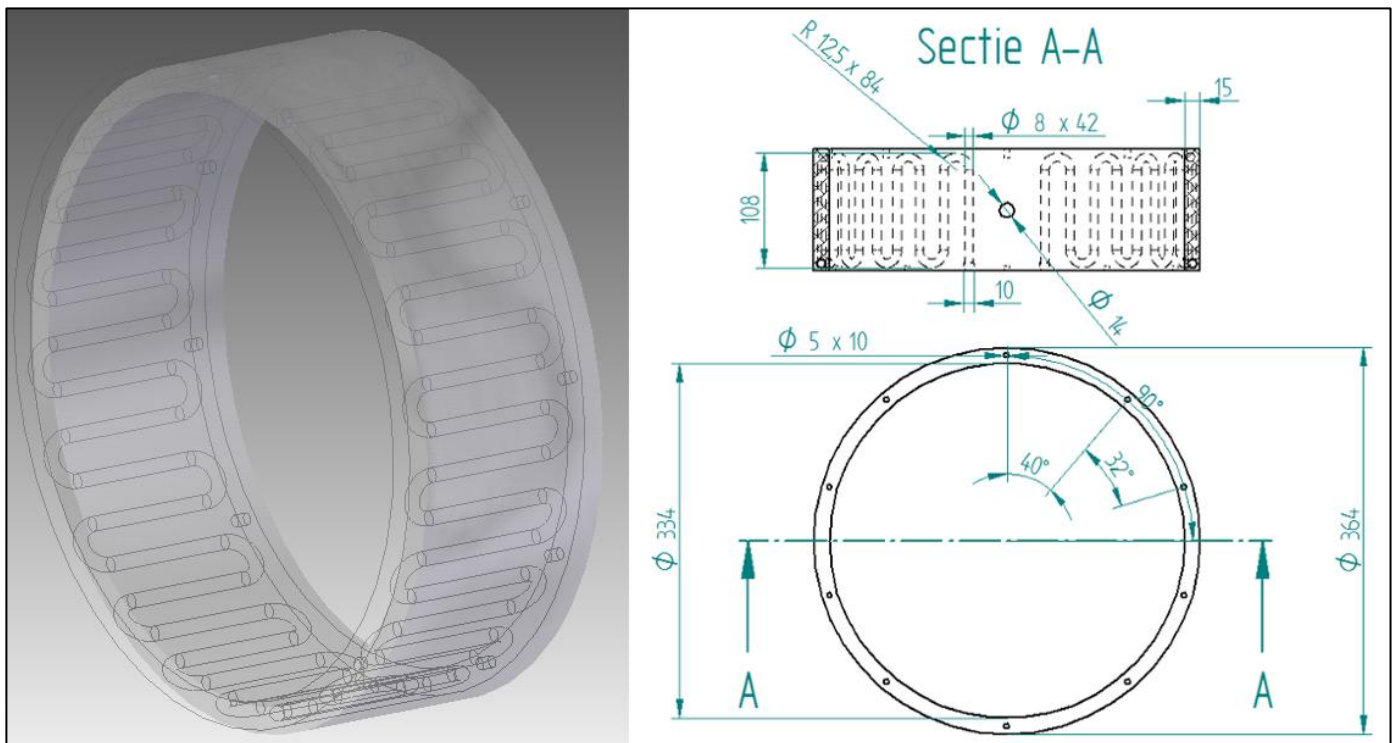
Figuur 10.5 – Benodigde werking van de planetaire tandwielkast

10.4 Koeling

Al het verlies wat op treed bij de motor wordt omgezet in warmte. De motor heeft een vermogen van 45 kilowatt. Het maximale verlies wat kan optreden is 20 procent bij het piekkoppel. Om zeker te zijn van een voldoende koelvermogen wordt er met een verlies van 25 procent gerekend, ofwel 11,25 kilowatt. Om dit vermogen te kunnen koelen moet er gebruik worden gemaakt van een waterkoelingsysteem. Het koelend vermogen van lucht is zo laag dat hierbij onrealistische snelheden voor het fluïdum moeten worden aangehouden. In bijlage X wordt deze keuze toegelicht.

Het koelvermogen wordt voor het grootste deel bepaald door het oppervlak waarover gekoeld kan worden. Door een ring van aluminium rondom de stator aan te brengen met een koelkanaal kan warmte rondom de motor opgenomen worden. Aluminium heeft een grote warmtegeleiding waardoor deze snel in temperatuur zal stijgen. Zo kan de warmte sneller opgenomen worden en zal dit de totale temperatuur van de motor sneller verlagen. De diameter van het koelkanaal is gesteld op 8 millimeter. De ring heeft een wanddikte van 15 millimeter, waardoor de minimale wanddikte 3,5 millimeter bedraagt. Deze kleine afstand zorgt voor een goede warmteoverdracht bij de koelkanalen. Omdat het onderdeel geen belastende rol speelt kan aangenomen worden dat het materiaal sterk genoeg is.

Uit de berekening in bijlage X volgt dat er een turbulente stroming nodig is om voldoende te kunnen koelen. De snelheid waarbij dit bereikt wordt is 0,3 meter per seconde. Door gebruik te maken van een kanaal dat kronkelend door de gehele omtrek van de koelring loopt kan er voor gezorgd worden dat er over de gehele motor gekoeld wordt. De volumestroom is 0,01508 liter per seconden wat leidt tot een volumestroom van 55 liter per uur. In figuur 10.3 is het 3D model van de koelring weergegeven.



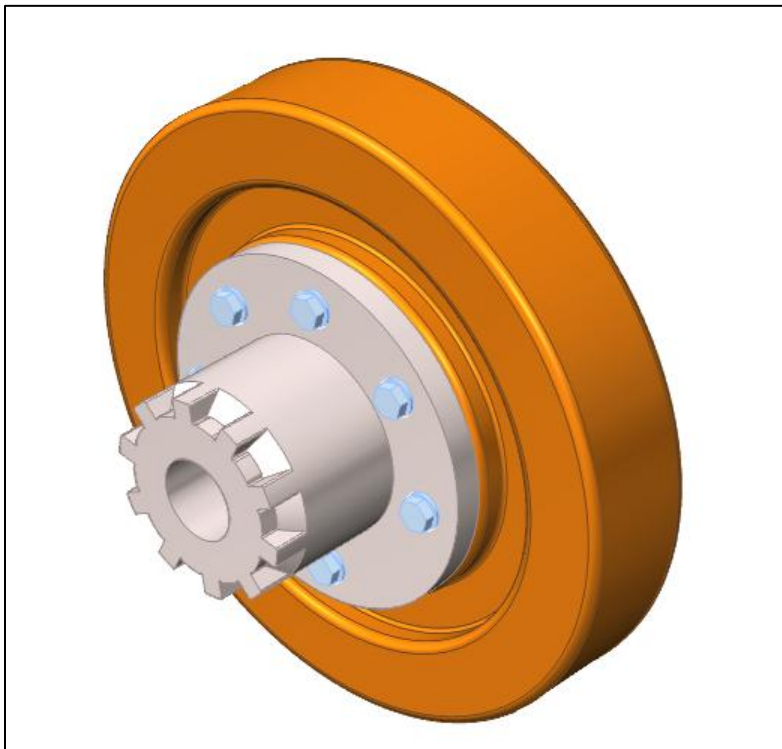
Figuur 10.6 – Afbeelding van de koelring, koelkanalen en maten

De koelring wordt tegen de openingen van de motorbehuizing aangedrukt en de verbinding wordt verzekerd door middel van bouten welke bevestigd zijn aan het x

10.5 Remsysteem

Volgens eis HT10 moet de remvertraging minimaal $2,4 \text{ m/s}^2$ bedragen wat voor een tractor van 6500 kilogram inhoud dat hiervoor minimaal 15600 newton remkracht kan leveren. De tractor moet voorzien zijn van een parkeerrem. Daarnaast moet de rem betrouwbaar en bestand tegen stof zijn. De keuze gaat daarom uit naar een trommelrem. Er wordt gekozen voor een hydraulische aangestuurde variant, zodat alle wielen vanuit een centrale pomp aangestuurd kunnen worden.

De rem zal gemonteerd worden op de twee as na de schakelbare reductor, zodat steeds hetzelfde remvermogen geleverd kan worden. Zoals berekend in bijlage XII is er een remkoppel nodig van 6000 newtonmeter om voldoende remvertraging op te wekken. Hiervoor is een rem gekozen van Knott, een Duitse remmenproducent. Deze rem wordt door middel van een flens op de aandrijfas gemonteerd. De gehele constructie van de aandrijfas met rem gemonteerd is te vinden op afbeelding 10.7.

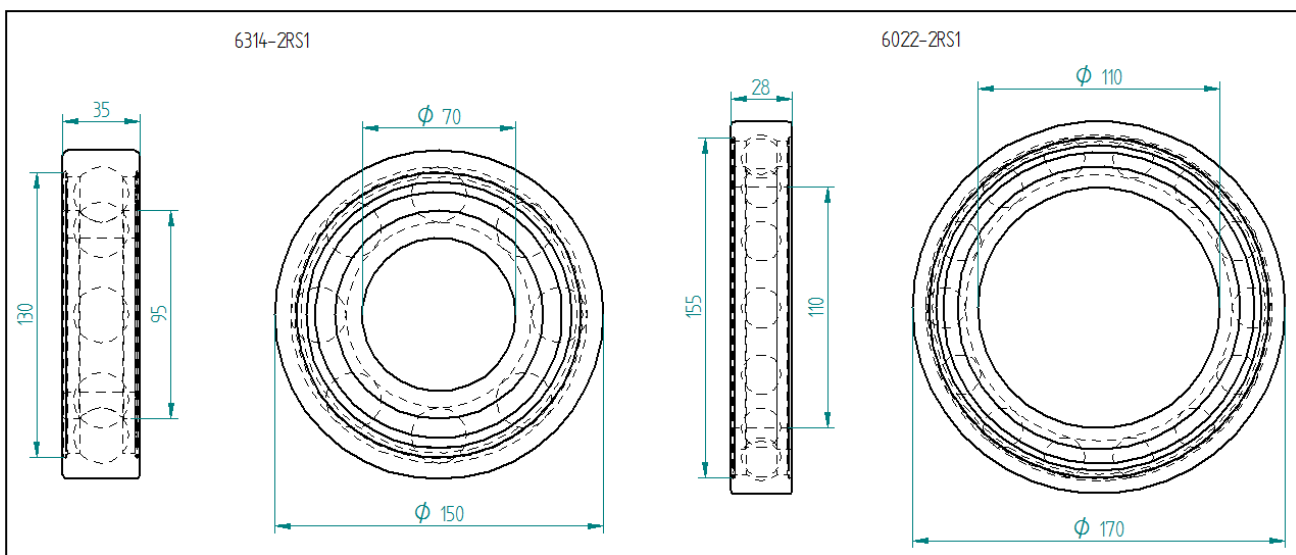


Figuur 10.7 – Trommelrem gemonteerd op een flens op de aandrijfas

10.6 Lagers

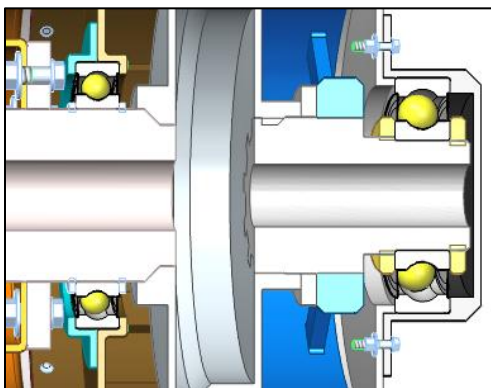
De as moet axiaal en radiaal ondersteund worden. Dit wordt over het algemeen gedaan door middel van lagers. Deze lagers kunnen een radiale en axiale kracht opvangen, afhankelijk van het gebruikte type. In bijlage X is de berekening van het type en formaat van het lager weergegeven. Er wordt in deze berekening uitgegaan van twee lagers die ingebouwd zitten in het systeem, namelijk beide assen vereisen een axiale en radiale ondersteuning.

In de situatie van de motoraandrijving is het gewenst dat de lagers zo lang mogelijk mee gaan en er zo min mogelijk onderhoud gepleegd hoeft te worden. Om dit te realiseren wordt er gebruik gemaakt van twee afgesloten groefkogellagers. Deze groefkogellagers worden tijdens de assemblage volgespoten met een polymeer matrix met smering. Het polymeer verdeelt de smering gelijk over het oppervlak. Als door thermische expansie het polymeer uitzet verdeelt deze meer smering op de kogels. Deze toename in smering verzorgt een betere smering dan standaard vloeibare smeringen.^[31]



Figuur 10.8 – Afmeting van de gekozen groefkogellagers

Om te zorgen dat de lagers in beide richtingen een axiale en radiale kracht kan opnemen is het benodigd dat deze totaal vastgeklemd zit en niet vrij kan bewegen. Om te zorgen dat het lager toch afneembaar is worden steunringen en platen gebruikt om een vormpassing te realiseren.



Figuur 10.9 – De opsuiting van de lagers

11. Conclusie en Aanbevelingen

In dit hoofdstuk worden de gestelde vragen beantwoord en worden de resultaten besproken. Ook wordt advies geleverd over mogelijke verbeteringen en voor vervolgotrajecten.

11.1 Koppelberekening

Voor de koppelberekening is de totale weerstandskracht die de band ondervindt berekend. Welke inhoud: de rolweerstand, de luchtweerstand, de acceleratiekracht, de hellingsweerstand en de trekkracht. Voor de rolweerstand gelden twee aparte weerstanden, namelijk de weerstand tijdens het rijden op asfalt en de weerstand tijdens het rijden in de akker. In de akker zakt het wiel in de grond, waarvan de diepte afhankelijk is van de vorm van het wiel. Het wiel blijft star bij als deze de kritische gronddruk overschrijdt en vervormd als dit niet gebeurt. Om een goede vergelijking te kunnen trekken zijn er verschillende scenario's opgesteld die gebruikt zijn voor de berekeningen. Bij de optredende krachten zou een motorvermogen van 45 kilowatt nodig zijn. De eis om te kunnen ploegen en een snelheid van 45 km/h te kunnen bereiken zorgde voor twee aparte koppel/toerental verhoudingen. Het koppel en toerental verschil tussen deze twee zou een kilowatt motor die het gehele bereik moet dekken te groot en te duur maken. Daarom is er gekozen om een schakelbare transmissie te gebruiken met twee standen. De motoren zouden door Elaphe in Servie gebouwd worden en een koppel kunnen leveren van 900 Newtonmeter met een maximale draaisnelheid van 500 omwentelingen per minuut, met een piekkoppel van 1200 Newtonmeter.

11.2 Alternatieven

Om de elektromotor te kunnen vergelijken is gekeken naar andere oplossingen behalve een diesel elektrische aangestuurde aandrijvingen. Hierbij is een vergelijking gemaakt met de algemeen aangenomen hoogst haalbare efficiënties van de opwekkers, overdragers en aandrijvers. Realistische gezien is een hydraulische aandrijvingen even efficiënt als een elektromotor. Bij een hydraulische motor moet wel rekening gehouden worden met het feit dat deze vrij veel onderhoud vereist, terwijl een elektromotor vrijwel onderhoudsvrij is. Zie bijlage II voor de gehele flowsheet en de gevonden efficiënties.

11.3 Concept

Door vanuit het vooronderzoek het pakket van eisen en de functieanalyse op te stellen konden er concepten ontwikkeld worden. De concepten zijn gekozen door middel van een morfologische overzicht welke verschillende opties aanbieden voor een bepaalde functie. Hieruit zijn drie concepten voortgekomen. Van de concepten is een basis omschrijving vastgesteld en zijn de voordelen en nadelen opgesteld, om zo inzicht te krijgen in de sterke en zwakke punten van elk concept. Vervolgens zijn de concepten ieder apart getoetst op het pakket van eisen rekening houdend met formaat, gewicht, technische haalbaarheid en prijs. Uit de toetsing bleek dat het rode concept (zoals te zien in hoofdstuk 8) gebruikt zou worden om het uiteindelijke ontwerp te maken.

11.4 Transmissie

In de conceptfase was gekozen voor een schakelbare tandwielkast. Uiteindelijk bleek dat deze tandwielkasten in deze vorm met de benodigde reducties van 4:1 en 26:1 niet als standaard product beschikbaar waren. Er zou dan een tandwielkast specifiek ontworpen moeten worden. Daarom is gekozen om de transmissie in twee delen te splitsen. Ten eerste zou er gebruik gemaakt worden van een onder last schakelbare planetaire tandwielkast, welke tussen een reductie van 6:1 en een gelijk

draaiende stand van 1:1 geschakelt kan worden. Deze zo genaamde smeshbox zou dan het koppel van 1200 Newtonmeter in de reductie stand verhogen naar 7200 Newtonmeter. Door daarachter een wielnaafreductor de plaatsen met een reductie van 4:1 kunnen de twee reductie behaald worden. Deze laatste wielnaafreductor is niet standaard beschikbaar met een hoog ingaand koppel. Wel is de werking van deze reductor vastgesteld. In overleg met een reductor producent zou een bestaand wielnaaf aangepast kunnen worden aan het koppel, de reductie en het toerental. Indien dit niet mogelijk is moet dit onderdeel apart ontworpen worden. Wat binnen dit project in de gestelde tijd niet haalbaar bleek.

11.5 Koeling

Omdat de motor een vermogen van 45 kilowatt levert op een kleine oppervlak ontstaat er veel gelocaliseerde warmte. Deze warmte komt voor uit het verlies van de elektromotor doordat de efficiëntie minimaal 80 procent bedraagt, wat inhoudt dat 20 procent van het vermogen als warmte wordt verloren. Om dit te kunnen opvangen moet er met water gekoeld worden. Hiervoor is een koeling ontworpen waardoor een buis loopt waar het water door heen kan stromen. Deze ring is vervaardigd uit aluminium wat een grote warmtedoorlaat heeft dan staal. Hierdoor zal de warmte sneller door het water worden opgenomen en minder snel naar de behuizing en de andere delen van de motor verspreiden. De snelheid van het water beïnvloedt of de stroming laminair of turbulent is. Een laminaire stroming neemt minder warmte op, een turbulente stroming is dus vereist. Alhoewel bepaald is dat een doorstromingssnelheid van 0,3 meter per seconden genoeg is om te koelen, moeten er praktijk testen uitgevoerd worden. Zo kan bekeken worden of de theoretische bepaalde snelheid voldoet.

11.6 Lagers

Door het gebruik van twee reductoren is de aandrijfas in twee delen gesplitst. Om deze assen te ondersteunen moet er gebruik gemaakt worden van lagers. Deze lagers kunnen de radiale en axiale krachten opnemen die de motor ondervindt. Namelijk het rijden over oneffen land en het gewicht van de tractor. De keuze is gevallen voor twee type 6 groefkogellagers die axiaal en radiaal compleet vast zitten. Zo kunnen de lagers krachten in beide richtingen opvangen. Deze lagers worden in afgesloten versies geleverd met de polymeer smering vooraf ingespoten. De smering gaat even lang mee als de levensduur van het lager, wat betekent dat onderhoud aan de lagers niet nodig is.

11.7 Remsysteem

Wettelijk is bepaald dat de tractor een minimum remvertraging nodig heeft zodat deze een zo klein mogelijke remweg heeft. In de conceptfase is er gekozen om gebruik te maken van een trommelrem. Deze keuze is bepaald door het grote remvermogen, de door de omgeving onbeïnvloede remwerking en de Europese eis dat een parkeerrem vereist is op alle wagens welke op de weg kunnen rijden. Als trommelrem is een rem gekozen met een remkracht van 6000 Nm die hydraulisch bestuurd wordt. Een mechanische besturing is moeilijk uitvoerbaar bij het ontwerp van de almobiël, omdat de wielen verstelbaar zijn en een centrale reminrichting vereist is.

1.8 Totaal ontwerp

Toen de onderdelen bekend waren is het ontwerp in detail uitgewerkt. Dit houdt in dat er een 3D model in Solid edge is geconstrueert, met alle onderdelen zo ontworpen zoals deze gebouwd moet zijn als de motor in productie genomen zou worden. Hierbij is rekening gehouden met verschuiving, passingen en verbindingen van alle onderdelen. Wel moet gelet worden op het feit dat de aandrijving nu gedimensioneerd is op een 37 Kilowatt motor. Als het formaat van de 45 Kilowatt motor bekend zijn

kunnen aanpassingen in de maten worden doorgevoerd om zo plaats te maken voor de grotere motor. Aangenomen is dat alle onderdelen die niet ingekocht worden geproduceert moeten worden en uit staal gemaakt moeten worden. Dit zorgt voor een sterk genoeg verbinding. Bij het ontwerpen voor de productie zou eventueel nog gekeken kunnen worden naar sterkte berekeningen zodat hier gewicht en materiaalkosten bespaard zouden kunnen worden.

11.9 Overige Aanbevelingen

Vanaf het begin van het idee van de Almobiël zijn er steeds hoge eisen gesteld aan wat haar mogelijkheden zouden moeten zijn. Vooral het verschil in koppel en toerental tussen het rijden op de weg en het ploegen in het veld zorgen voor twee compleet verschillende vermogensprofielen. Om hier aan te voldoen is de oplossingen met de schakelbare reductor bedacht. Toch zou er gekeken kunnen worden of er nog alternatieven zijn die zouden kunnen dienen als oplossing voor dit probleem. Een voorstel om meerdere elektromotoren te gebruiken zou de kosten verhogen maar het ontwerp simpler maken.

Om de in theorie vastgestelde waarden te bewijzen zou het huidige ontwerp geproduceerd kunnen worden, op basis van de 37 Kilowatt motor, er is namelijk gerekend met de belastingen van de 45 Kilowatt motor. Een prototype zou eventueel verbeterpunten aan het licht kunnen brengen en een beeld kunnen geven van de eigenschappen van de motor in praktijk.

Literatuurlijst

1. Landbouwbanden [PDF]
Organisatie: VACO, Molcon Interwheels [www.vaco.nl, www.miw.eu]
Link: http://www.miw.eu/downloads/Landbouwbanden_VACO.pdf
2. Firestone Agricultural Tires product catalogue [PDF] (2011)
Organisatie: Firestone Agricultural Tires [www.firestoneag.com]
Link: http://www.baltyre.ee/files/fs_agri_databook_2011.pdf
3. Drive Axles [JPG]
Organisatie: Caza Auto Parts [www.cazaautoparts.ca]
Link: <http://www.cazaautoparts.ca/images/guides/drivetrain.jpg>
4. Afstudeerscriptie: De tractor van de toekomst (2011)
Schrijver(s): Michael van der Knaap
5. Terramechanics and off-road vehicle engineering (2009/2^e druk)
Schrijver(s): J.Y. Wong ISBN: 978-0-7506-8561-0
6. Slip Calculation and Analysis for Four-Wheel Drive Tractors [PDF] (2009)
Schrijver(s): Dr. Márk Szente
Link: <http://www.vehicles.hu/mai/doc/szente.pdf>
7. Juiste bandenspanning beperkt structuurproblemen [PDF] (2008)
Organisatie: De boomkwekerij [www.deboomkwekerij.nl]
Link: <http://www.deboomkwekerij.nl/pdf/f915d53fe6508170703bd9279a9fc009.pdf>
8. Getting the most from your tractor [PDF] (1991)
Organisatie: Kansas State University [www.ksre.ksu.edu]
Link: <http://www.ksre.ksu.edu/library/ageng2/mf588.pdf>
9. Toegepaste Energieleer (2005/3^e herziene druk)
Schrijver(s): Ir. A.C. Taal ISBN: 90-395-2301-0
10. Approach to high efficiency diesel and gas engines [PDF]
Organisatie: Mitsubishi Heavy Industries [www.mhi.co.jp/en]
Link: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e451/e451021.pdf>
11. International commodity prices (Maart 2012)
Organisatie: Index Mundi [www.indexmundi.com]
Link: <http://www.indexmundi.com/commodities>
12. What's the best battery? (2010)
Organisatie: Battery University [www.batteryuniversity.com]
Link: http://batteryuniversity.com/learn/article/whats_the_best_battery

13. The effect of PHEV and HEV duty cycles on battery and battery pack performance [PDF] (2007)
 Schrijver(s): Lars Ole Valøen, Mark I. Shoesmith
 Link: www.pluginhighway.ca/PHEV2007/proceedings/PluginHwy_PHEV2007_PaperReviewed_Valoen.pdf

14. Table of Gear Efficiency
 Schrijver(s): Roy Beardmore [www.roytech.co.uk]
 Link: www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html

15. Ontario hydro motor efficiency study [PDF]
 Schrijver(s): David R. Dautovich
 Link: <http://repository.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/93963/ESL-IE-80-04-65.pdf?sequence=1>

16. Wire loss tables for solar electric systems
 Organisatie: Wind & Sun Solar Information [www.windsun.com]
 Link: http://www.windsun.com/Hardware/Wire_Table.htm

17. Electric Motor Types – Advantages and Disadvantages
 Organisatie: Anaheim Automation [www.anaheimautomation.com]
 Link: <http://anaheimautomation.com/images/stepper/specifications/Electric%20Motor%20Types%20%28700x608%29.png>

18. Polytechnisch Zakboekje (2003/50^e druk)
 Schrijver(s): Prof. Ir. P.H.H. Leijendeckers, Ir. J.B. Fortuin, Prof. Ir. F. van Herwijnen, Ir. G.A. Schwippert.
 ISBN: 90-6228-410-8

19. Roloff/Matek Machineonderdelen Theorieboek/Tabellenboek (2005/4^e druk)
 Schrijver(s): D. Muhs, H. Wittel, M. Becker, D. Jannasch, J. Vossiek
 ISBN: 90-9235-2321-5

20. Electric motor basic assembly (2006)
 Organisatie: Wikimedia [www.wikimedia.org]
 Link: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/04/Electric_motor_cycle_2.png

21. Werking van een handgeschakelde versnellingsbak
 Organisatie: MarcoVW Autotechniek [www.marcovw.nl]
 Link: <http://www.marcovw.nl/Motor/Transmissie/handmatig.htm>

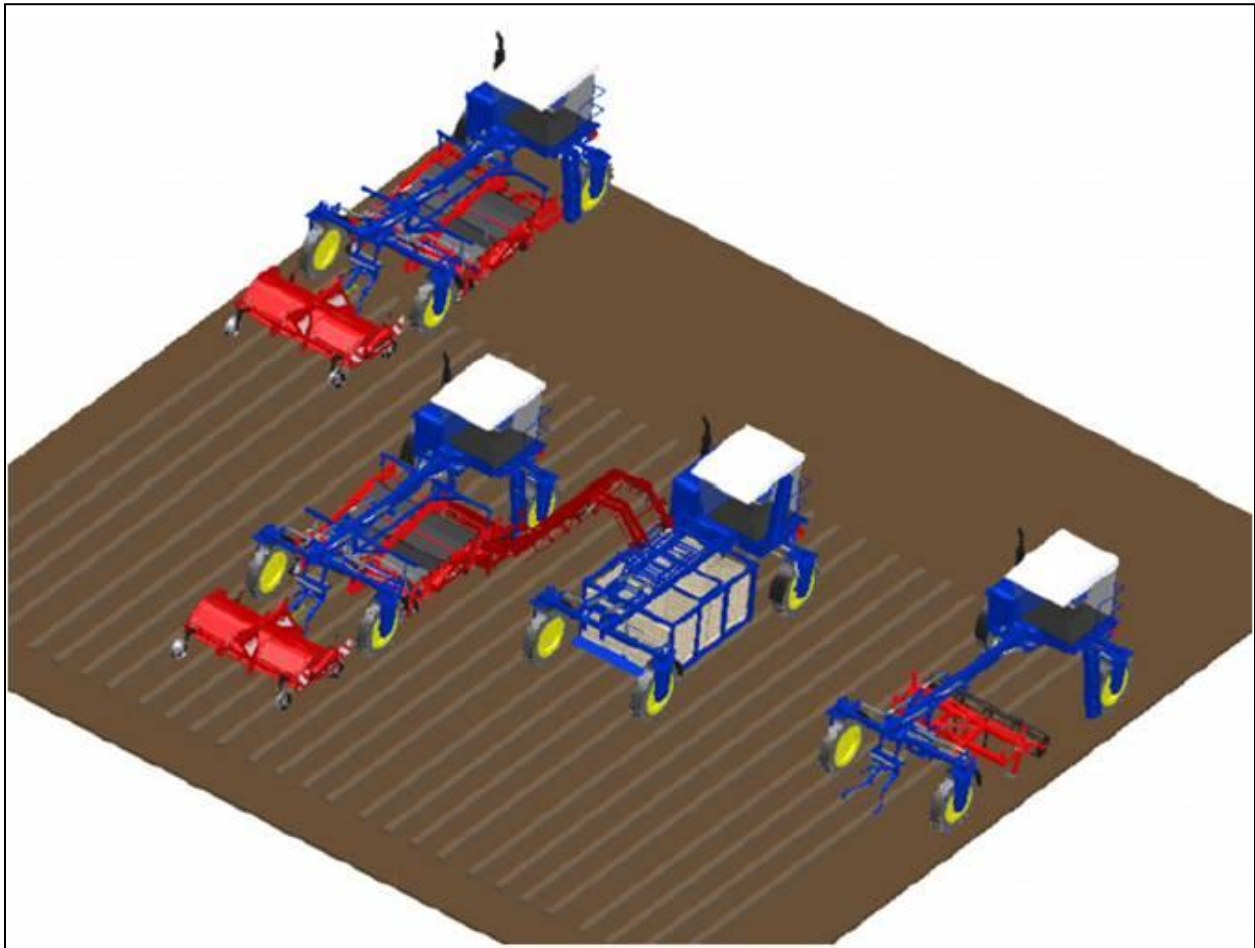
22. Planetary gears, principles of operation – Part II [youtube]
 Organisatie: Public Resource [public.resource.org]
 Link: <http://youtu.be/rQhzruw2Qh8>

23. Werking van een automatische versnellingsbak
Organisatie: MarcoVW Autotechniek [www.marcovw.nl]
Link: <http://www.marcovw.nl/Motor/Transmissie/automatisch.htm>
24. Fluid coupling, principles of operation [youtube]
Organisatie: Public Resource [public.resource.org]
Link: <http://youtu.be/leCEmJAOWsI>
25. Werking van een hydraulische koppelmvormer
Organisatie: MarcoVW Autotechniek [www.marcovw.nl]
Link: <http://www.marcovw.nl/Motor/Transmissie/koppelmvormer.htm>
26. Light and Powerful ELAPHE in-wheel motors [PPT]
Organisatie: Elaphe Solution [www.elaphe.si]
27. SWOV Factsheet Verkeersveiligheidsaspecten van landbouwverkeer [PDF] (November 2010)
Organisatie: Stichting Wetenschappelijk Onderzoek Verkeersveiligheid [www.swov.nl]
Link: http://www.swov.nl/rapport/Factsheets/NL/Factsheet_Landbouwverkeer.pdf
28. Laws relating to the braking devices of wheeled agricultural or forestry tractors [PDF] (1976)
Organisatie: European Parliament/European Council
29. IP and NEMA Enclosure ratings [PDF] (2008)
Organization: Banner Engineering [www.bannerengineering.com]
Link: http://info.bannersalesforce.com/xpedio/groups/public/documents/literature/pr_p1_s1_e.pdf.pdf
30. Bearings with Solid Oil
Organisatie: SKF
Link: http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=1_23_62&lang=en&maincatalogue=1

Bijlagen

I. Almobiël

I.1 Almobiël concept



Figuur I.1 – 3D prototype modellen van de Almobiël.

Eigenschap	Waarde
Lengte (wiel naar wiel)	3,5 [m]
Breedte	2,25 - 3,2 [m]
Hoogte	4 [m]
Frontaal oppervlak	5,375 [m ²]
Diameter Band	1,96 [m] (R54)
Breedte Band	0,315 [m] (R54)
Banddruk	1,2 [bar]
Max snelheid	45 [km/h] (12,5 [m/s])
Gewicht	6500 [kg] (max)

Figuur I.2 – Specificaties van de Almobiël

1.1 Banden

De banden gebruikt bij de huidige onbereden bedden tractoren door de groep van boeren, welke betrokken zijn bij het Almobiël concept, zijn R54 banden. Dit zijn speciale banden die ontwikkelt zijn voor dit type tractor en een grotere diameter en kleiner bandspoor hebben dan standaard banden. Om toch dezelfde draagkracht te kunnen weerstaan is de banddruk hoger.

De band die wordt aangehouden voor de berekeningen betreft de band zoals getoond in figuur 1.3

Radial All Traction Deep Tread (RATDT) – Row Crop

Designed for Sprayer/Row Crop application, RATDT Row Crop can carry heavy loads and develop significant torque levels.

Variable curved lug:

- Increases the contact area and therefore decreases soil compaction,
- Increases traction power capacity,
- Harmonises rolling and therefore minimises vibration.

Reinforced lug base:

- Provides excellent resistance to lug tearing.

Bead rim protector:

- Designed to prevent soil from being trapped between the rim flange and tyre bead.



SW	OD	SLR	RC	Approved rim	Permissible rims	Max. Load per Tyre - Pressure per Tyre								Speed (km/h)
320/90R54	149A8	149B	RATDT			1.2	1.6	2.0	2.4	2.8	3.2	3.6		
315	1948	910	5920	W10A	-	2925	3540	3865	4090	4500	4875		10	
						2090	2530	2760	2920	3210	3480		30	
						1950	2360	2575	2725	3000	3250		40	
						1950	2360	2575	2725	3000	3250		50	

Figuur 1.3 – Type band gebruikt op de Almobiël^[25]

II. Opdrachtomschrijving bedrijf

Hörchner Hammersma

Referentie: Afstudeeropdracht

Onderwerp: Ontwerp van een elektromotor

30 januari 2012

Afstudeeropdracht februari – juni 2012

De vervoersbranche richt zich in de afgelopen jaren steeds meer op elektrische aandrijving. Veel componenten die hiervoor worden gebruikt (accu's, motoren, converters etc.) zijn vooral gericht op de automobiellindustrie. De componenten voor het aandrijven van een auto zijn gericht op het halen van een hoge snelheid voor langere tijd.

Hörchner & Hammersma Engineering heeft door zijn zakelijke banden met de landbouwmechanisatie een aantal onderzoeken uitgevoerd naar het elektrificeren van landbouwvoertuigen, met name landbouwtractoren. Kenmerk van deze voertuigen is een grote trekkracht bij een lage snelheid en een relatief lage topsnelheid. Uit de onderzoeken kwam naar voren dat vooral de elektromotoren uit de automobiellindustrie minder geschikt zijn voor de gewenste hoge aanloopkoppels.

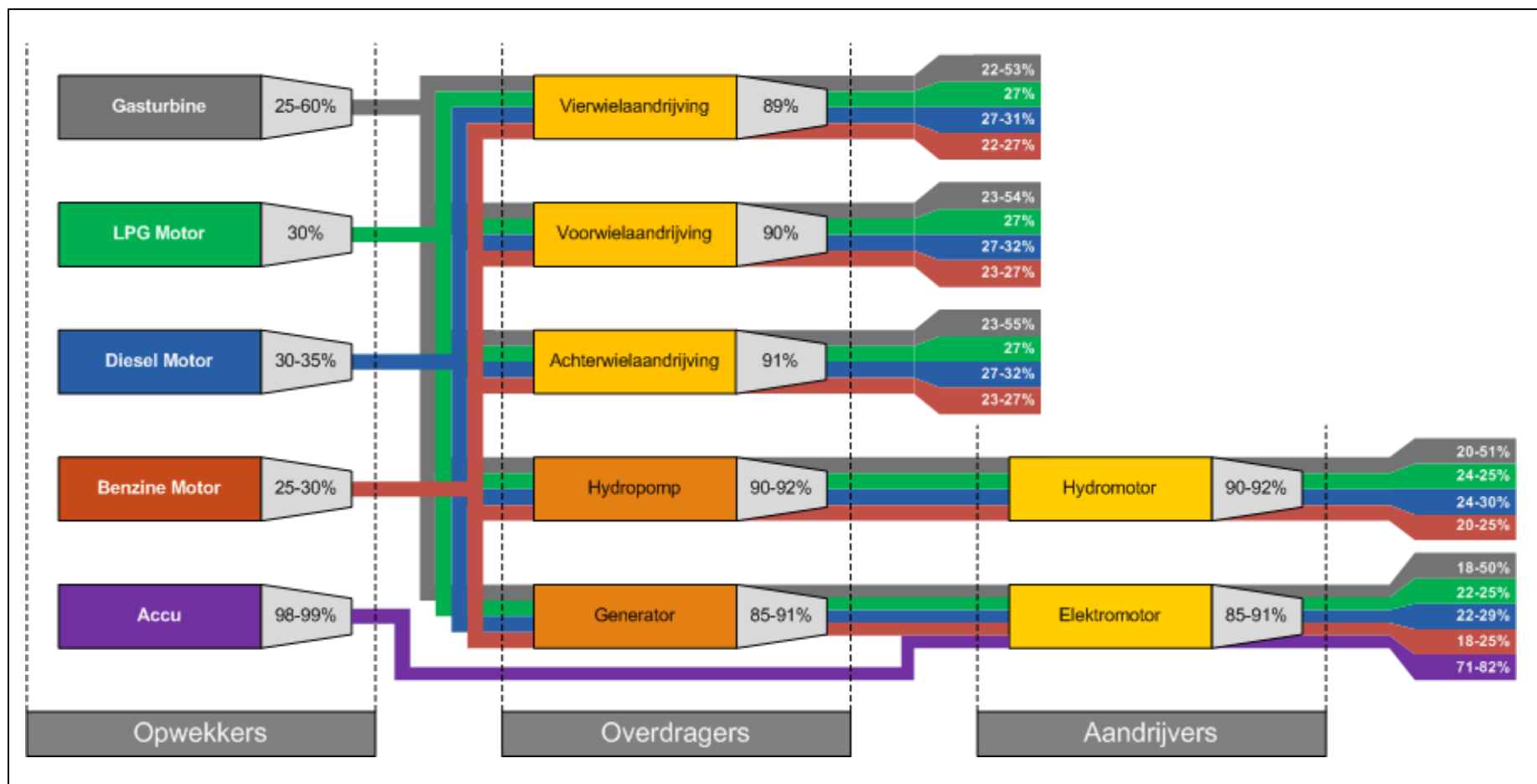
Hörchner & Hammersma Engineering heeft specifieke elektromotor technologie in licentie genomen die er op is gericht om een zogenaamde 'high torque' motor te maken. Deze technologie bestaat uit het elektrotechnisch principe en de hoofdmaten van de kernen en de wikkelingen.

Doel van deze opdracht is het uitontwikkelen van de gelicenseerde technologie tot een motor die voldoet aan de eisen die een landbouwvoertuig hier aan stelt. Dit betekent o.a. een hoge mate van waterdichtheid, goede warmte afvoer, mechanische bevestiging etc.

Het ontwerp wordt uiteindelijk getekend in Solid Edge en moet worden uitgewerkt tot en met technische tekeningen. Het ontwerp van de motor moet ondersteund worden door een rapport met daarin een onderzoek naar de specifieke werkomstandigheden, alternatieven voor elektrische aandrijving (bijvoorbeeld hydraulische aandrijving), mechanische en andere eisen, alternatieve concepten, onderbouwing van het gekozen concept en een uitleg van de detailoplossingen.

Tijdens de opdracht loopt een parallel onderzoek bij TNO naar de aandrijving van een specifiek landbouwvoertuig. De student kan van informatie uit dat project verkrijgen en heeft waarschijnlijk de mogelijkheid tot overleg.

III. Flowsheet alternatieven



Figuur III.1 – Resultaat onderzoek aandrijvingen Almobi

IV. Scenario's

Er zijn drie typen scenario's opgesteld voor de koppelberekeningen. In deze bijlage worden deze beschreven en wordt de data weergegeven die ingevoerd moet worden om deze te berekenen.

Scenario 1 – Rijden op asfalt

De tractor moet tot een snelheid van 45 km/h kunnen versnellen. Het betreft hier een vlakke weg waarop de tractor versnelt met $1,5 \text{ m/s}^2$. Het gewicht van de tractor bedraagt 6500 kilogram.

Maximale versnelling: $1,5 \text{ m/s}^2$

Maximale snelheid: $12,5 \text{ m/s}$

Hellingspercentage: 0%

Totaal gewicht: 6500 [kg]

Scenario 2 – Rijden op asfalt met lading

De tractor moet tot een snelheid van 15 km/h een kar kunnen trekken van 20.000 kilogram. Deze zal met een versnelling van $0,45 \text{ m/s}^2$ versnellen. Het gewicht van kar en tractor bedraagt 26500 kilogram.

Maximale versnelling: $0,45 \text{ m/s}^2$

Maximale snelheid: $4,17 \text{ m/s}$

Hellingspercentage: 0%

Totaal gewicht: 26500 [kg]

Scenario 3 – Ploegen

De tractor moet tot een snelheid van 7 km/h op verschillende typen grond kunnen ploegen. Namelijk harde, medium, zachte en zandige grond. De tractor heeft hiervoor verschillende versnellingen. De trekkracht die uitgeoefend moet worden is maximaal 3000 kg. Om te compenseren voor een oneven ondergrond met hoogteverschillen wordt een hellingspercentage van 1,5 procent aangehouden.

Maximale versnelling: 2 m/s^2 (Hard, Medium); 1 m/s^2 (Zacht); $0,75 \text{ m/s}^2$ (Zand)

Maximale snelheid: $1,94 \text{ m/s}$

Hellingspercentage: 1,5%

Totaal gewicht: 6500 [kg]

Ploegkracht: 4000 [kg] of 35640 [N]

V. Koppelberekening

In deze bijlage wordt de koppelberekening in detail uitgelegd met alle berekeningen die hierbij van toepassing is.

V.1 Luchtweerstand

De luchtweerstand is voornamelijk afhankelijk van het frontale oppervlak van de tractor en de snelheid. Bij lage snelheden zal de weerstand minimaal zijn maar bij hoge snelheden (vanaf 50 km/h) wordt deze weerstand wel meer relevant.

$$F_L = \frac{\rho}{2} \cdot C_d \cdot A_f \cdot v^2$$

F_L	Luchtweerstand	[N]
ρ	Dichtheid	[kg/m ³]
C_d	Weerstandscoefficiënt	[-]
A_f	Weerstandsoppervlak	[m ²]
v	Snelheid	[m/s]

V.2 Rolweerstand

Voor de rolweerstand moet er uitgegaan worden van twee apart situaties, namelijk het rijden op asfalt en het rijden op de akker. Het rijden op het asfalt veroorzaakt alleen een rolweerstand. Bij het rijden in de akker is er veel sprake van wielslip en wegzakking van het wiel.

Rolweerstand bij rijden op asfalt

$$F_r = C_{RW} \cdot F_N \quad [N]$$

C_{RW}	Weerstandscoefficiënt	[-]
F_N	Normaalkracht	[N]

De weerstandscoefficiënt die hier geldt is voor de wrijving die ontstaat bij interactie tussen band en wegdek. Hierbij zal dus de weerstand een klein beetje afnemen als de band warmer word dus de realiteit pakt beter uit dan de theorie.

Voor het rijden in de akker gelden andere regels. Ten eerste moet bepaald worden wat de vorm van de band is. Dit kan gedaan worden met behulp van het verschil in de druk van de band en de grond.

Rolweerstand bij rijden op onverharde ondergrond

Bij de rolweerstand bij het rijden op de akker moet rekening gehouden worden met het feit dat de grond niet compact is en dus ingedrukt kan worden. Dit beïnvloed in grote mate de vervorming van het wiel van de tractor. De gronddruk wordt bij het rijden op de akker:

$$P_g = C \cdot P_b$$

P_g	Gronddruk	[Pa]
C	Constante van 1,25 ^[1]	[-]
P_b	Banddruk	[Pa]

Om te bepalen of het tractor wiel star blijft of gaat vervormen moet er gekeken worden naar de gemiddelde bodemdruk in verhouding met de kritische gronddruk, waarvoor de formule geldt:

$$p_{kg} = \left(\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi \right)^{\frac{1}{2(2n+1)}} \left(\frac{3W}{(3-n)b_{tr}\sqrt{D}} \right)^{2n/(2n+1)}$$

p_{kg}	Kritische gronddruk	[kPa]
k_c	Drukverdichtingsparameter	[kN/m ²]
b_{tr}	Spoorbreedte	[m]
k_ϕ	Drukverdichtingsparameter	[kN/m ²]
n	Exponent	[-]
W	Gewicht van tractor op wiel	[kN]
D	Diameter wiel	[m]

Indien volgt dat de banddruk lager is dan de kritische gronddruk zal de band niet vervormen en star blijven. De verzakking die dan optreedt is vrij klein. Indien de kritische gronddruk wordt overschreden door de banddruk zal het wiel vervormen. De verzakking is in dit geval dan groter. De volgende twee formules gelden voor de verzakking:

$$z_r = \left[\frac{3W}{b_{tr}(3-n)\left(\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi\right)\sqrt{D}} \right]^{\frac{2}{(2n+1)}}$$

z_r	Verzakking bij star wiel	[m]
-------	--------------------------	-----

Of

$$z_e = \left(\frac{p_g}{\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}}$$

z_e	Verzakking bij elastisch wiel	[m]
-------	-------------------------------	-----

Als de vervorming en verzakking bekend zijn kan de weerstand berekend worden die ervan ondervonden wordt.

Bij het starre wiel geldt:

$$R_C = b_{tr} \left[\left(\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi \right) \left(\frac{z_r^{n+1}}{n+1} \right) \right]$$

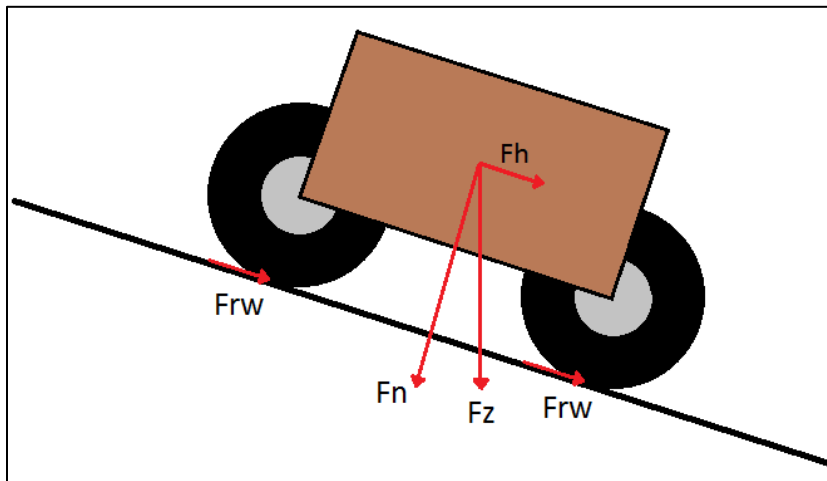
Bij het elastische wiel geldt:

$$R_C = b_{tr} \left[\left(\frac{z_e}{b_{tr}} + k_\phi \right) \left(\frac{z_e^{n+1}}{n+1} \right) \right]$$

R_C Weerstandskracht [kN]

V.3 Hellingsweerstand

Als de tractor door de akker heen rijdt zal deze extra last ondervinden doordat het terrein oneven is en er hoogteverschillen in zitten. Omdat deze last lastig te berekenen is wordt er gekozen om hiervoor te compenseren met een belasting van een tractor die constant tegen op een kleine helling rijdt. Hierdoor ontstaat er een kracht op de tractor die deze terug probeert te trekken. Deze kracht is afhankelijk van het gewicht en de helling zoals geïllustreerd in de afbeelding V.2.



Figuur V.1 – Krachten op tractor tegen een heuvel op

$$F_h = \sin \phi \cdot F_z$$

F_h	Weerstand zwaartekracht	[kN]
ϕ	Hellingshoek	[°]
F_z	Zwaartekracht	[kN]

V.4 Trekkkracht

Als de tractor een ploeg achter zich aan sleept zal er een bepaalde kracht nodig zijn om te ploegen. In het uiterste geval is dit 3000 kg. Om hieruit een bruikbaar getal te halen moet dit vermenigvuldigd worden met de zwaartevernelling.

$$F_t = m \cdot g$$

F_t	Weerstand lading	[kN]
m	Massa lading	[kg]
g	Zwaartekrachtversnelling	[m/s ²]

V.5 Acceleratiekracht

Als de tractor optrekt heeft deze een bepaalde hoeveelheid kracht nodig om vooruit te komen, dit is afhankelijk van de hoeveelheid die in beweging gebracht moet worden en hoe hoog de versnelling van de tractor is.

$$F_a = m \cdot a$$

F_a	Weerstand acceleratie	[kN]
m	Massa tractor	[kg]
a	Versnelling van tractor	[m/s ²]

V.6 Koppel

Het koppel is de kracht op de as die de elektromotor moet opleveren om de tractor voort te bewegen. Hierbij wordt onderscheid gemaakt tussen twee situaties. Namelijk het koppel als de tractor vanuit stilstand probeert weg te komen en het koppel als de tractor rijdt.

Koppel tijdens het rijden

Om het koppel tijdens het voortbewegen van de tractor te berekenen wordt de volgende formule gebruikt:

$$P = T \cdot \omega$$

P	Op te leveren vermogen	[W]
T	Koppel	[N/m]
ω	Hoeksnelheid	[rad/s]

Waarbij P berekend kan worden met behulp van:

$$P = \Sigma F \cdot v$$

ΣF	Verzameling van alle krachten	[N/m]
v	Snelheid	[m/s]

En om de hoeksnelheid te bepalen:

$$\omega = 2\pi \frac{v}{C_{wiel}}$$

C_{wiel}	Omtrek wiel	[m]
v	Snelheid	[m/s]

Koppel vanuit stilstand

Om het koppel te bepalen dat de tractor nodig heeft om vanuit stilstand het wiel in beweging te zetten wordt de volgende formule gebruikt:

$$T = F_t \cdot d$$

T	Koppel	[N/m]
F_t	Totale kracht zonder slip	[N]
d	Diameter	[m]

V.7 Wielslip

Bij alle rubber wielen treed een bepaalde hoeveelheid wielslip op. Deze wielslip is een percentage waarbij word gekeken naar de lengte die het wiel aflegt tegen over hoeveel de tractor vooruit word gebruikt. Als het wiel meer afstand aflegt dan dat de tractor vooruit komt ontstaat er slip.

$$i = 1 - \frac{V_w - V_t}{V_w}$$

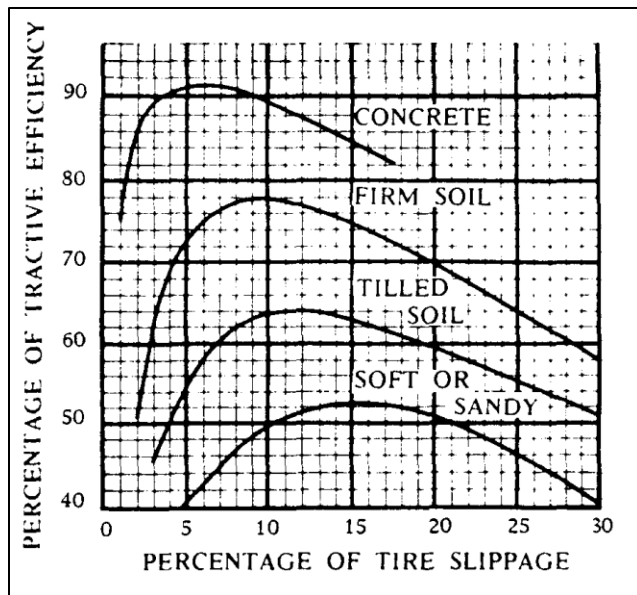
i	Slip percentage	[-]
V_t	Snelheid tractor	[m/s]
V_w	Snelheid wiel	[m/s]

Hoewel dit in de praktijk goed te berekenen valt is het in de theorie zeer lastig te doen omdat dit afhankelijk is van veel factoren. Daarom bestaat er een bepaalde slip curve die weergeeft hoeveel de band zal slippen in bepaalde omstandigheden en hoeveel tractie er verloren gaat. Bij de situatie van de Almobiël is uitgegaan van een optimale slip zoals te zien is in figuur x.3.

Om te berekenen hoeveel kracht er dan eigenlijk geleverd moet worden wordt de volgende formule gebruikt:

$$\Sigma F = \frac{F_t}{i}$$

ΣF	Benodigde kracht totaal	[N]
------------	-------------------------	-----



Figuur V.2 – Torsie Efficiëntie bij voorbepaalde hoeveelheden slip

Vanuit figuur V.2 zijn de optimale slip percentages gesteld op:

Asfalt	91%
Harde grond	78%
Geploegde grond	64%
Zachte grond/Zand	52%

Bronnen: De tractor van de toekomst^[3], Terramechanics and off-road vehicle engineering^[4], Slip Cacculation and Analysis for Four-Wheel Drive Tractors^[5], Juiste bandenspanning beperkt structuurproblemen^[6], Getting the most from your tractor^[7]

V.8 Voorbeeld berekening

Hier volgt een voorbeeld berekening, alle scenario's zijn berekend in Excel. De gebruikte waarden zijn vooraf bepaald en terug te vinden in het Excel sheet, bijlage III scenario's en bijlage I Almobiel.

Luchtweerstand

$$F_L = \frac{\rho}{2} \cdot C_d \cdot A_f \cdot v^2$$

$$F_L = \frac{1,29}{2} \cdot 0,7 \cdot 5,3 \cdot 1,11^2 = 2,948 \text{ [N]}$$

Rolweerstand

$$P_g = C \cdot P_b$$

$$P_g = 1,25 \cdot 120 = 150 \text{ [kPa]}$$

$$p_{kg} = \left(\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi \right)^{\frac{1}{2(2n+1)}} \left(\frac{3W}{(3-n)b_{tr}\sqrt{D}} \right)^{2n/(2n+1)}$$

$$p_{kg} = \left(\frac{0}{0,315} + 122788 \right)^{\frac{1}{2(2 \cdot 1,2+1)}} \left(\frac{(3 \cdot 6,5 \cdot 9,81/4)}{(3-1,2) \cdot 0,315\sqrt{1,96}} \right)^{2 \cdot 1,2/(2 \cdot 1,2+1)}$$

$$p_{kg} = (0 + 122788)^{0,1471} \left(\frac{47,82}{0,7938} \right)^{0,7059} = 101,17 \text{ [kPa]}$$

$$101,17 \text{ [kPa]} < 150 \text{ [kPa]}$$

Kritische gronddruk is lager dan gronddruk wat in houdt dat het wiel zich star gedraagt.

$$z_r = \left[\frac{3W}{b_{tr}(3-n)\left(\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi\right)\sqrt{D}} \right]^{\frac{2}{(2n+1)}}$$

$$z_r = \left[\frac{(3 \cdot 6,5 \cdot 9,81/4)}{0,315(3-1,2)(122788)\sqrt{1,96}} \right]^{\frac{2}{(2 \cdot 1,2+1)}}$$

$$z_r = \left[\frac{47,82}{97469,11} \right]^{0,58823} = 0,011 \text{ [m]} = 11 \text{ [mm]}$$

$$R_C = b_{tr} \left[\left(\frac{k_c}{b_{tr}} + k_\phi \right) \left(\frac{z_r^{n+1}}{n+1} \right) \right]$$

$$R_C = 0,315 \left[(122788) \left(\frac{0,011^{2,2}}{2,2} \right) \right] = 1,045 \text{ [kN]} \cdot 4 = 4,2 \text{ [kN]}$$

Hellingsweerstand

$$F_h = \tan \phi \cdot F_z$$

$$F_h = \tan 0,86 \cdot 6500 \cdot 9,81 = 957,174 \text{ [N]} = 0,96 \text{ [kN]}$$

Trekkkracht

$$F_t = m \cdot g$$

$$F_t = 4000 \cdot 9,81 = 39240 \text{ [N]} = 39,24 \text{ [kN]}$$

Acceleratiekracht

$$F_a = m \cdot a$$

$$F_a = 6500 \cdot 2 = 13000 \text{ [N]} = 13 \text{ [kN]}$$

Slip

$$\Sigma F = \frac{4,2 + 0,96 + 39,24 + 13}{0,78} = 73,59$$

Vermogen

$$P = \Sigma F \cdot v$$

$$P = 73,59 \cdot 1,11 = 81,674 \text{ kW}$$

Per wiel:

$$P = 81,674/4 = 20,42 \text{ kW}$$

Koppel

$$\omega = 2\pi \frac{v}{C_{wiel}}$$

$$\omega = 2\pi \frac{1,11}{\pi \cdot 1,96} = 1,133 \text{ [rad/s]}$$

$$P = T \cdot \omega$$

$$20,42 = T \cdot 1,133$$

$$T = \frac{20,42}{1,133} = 18,02 \text{ [kNm]}$$

Na transmissie van 24:1

$$T = 751 \text{ [Nm]}$$

$$\omega = 27,192 \text{ [rad/s]}$$

Dit zijn de waarden die de motor moet leveren.

VI. Berekeningsresultaten

Lege pagina

VII. Alternatieven

Het huidige voortstel van de Almobiël houdt in dat er met behulp van een diesel motor aangesloten op een generator stroom wordt opgewekt die naar de motoren wordt gestuurd. In dit hoofdstuk wordt gekeken naar de mogelijke alternatieven en de efficiëntie van de systemen, zodat een overzicht kan worden gemaakt tussen alle systemen.

VII.1 Opwekkers

Voor de Almobiël zijn er een aantal bronnen mogelijk die de energie leveren om het voertuig vooruit te brengen. In dit deel wordt kort beschreven welke mogelijkheden er zijn en wat de efficiëntie van deze zijn.

VII.1.1 Brandstofmotoren

Bij de brandstofmotoren kunnen we kijken naar diesel motoren en benzine motoren. De diesel motoren worden vaak toegepast in tractoren doordat deze een hoog koppel kunnen leveren bij een laag toerental. Daarnaast zijn ze velen malen efficiënter dan benzine motoren waarbij er meer warmte afval is en daarom dus minder vermogen per gram brandstof. De rendementen van diesel motoren liggen veelal in de 30-45% wat in vergelijking met de 20%-30% van een benzine motor dus velen malen zuiniger is. Wel is het zo dat benzine motoren hogere toeren kunnen bereiken.^[8] Daarnaast is de techniek van brandstofmotoren ook al heel ver doorontwikkeld wat de techniek goedkoop en goed verkrijgbaar maakt. De prijzen zijn gebaseerd op de prijs van de internationale markt zonder eventuele toeslagen.

Eigenschappen	Diesel	Benzine	Propaan (LPG)
Specifieke energie (MJ/kg)	45,4	47,2	46,4
Efficiëntie (%)	30-35	25-30	30
Prijs per liter 2011 (€) ^[9]	0,80	0,74	0,39
Prijs per bruikbare energie (MJ/€)	15,12-18,14	19,97-23,3	17,16

Voordelen

Hoge energetische waarde voor de brandstof, laag brandstof gebruik
Betrouwbaar
Brandstof overal verkrijgbaar

Nadelen

Hoge slijtage door veel bewegende onderdelen, onderhoud vaak nodig
Hoog warmteverlies

Tabel VII.1 Overzicht Brandstofmotoren

VII.1.2 Gasturbine

Een gasturbine is een motor die de expansie van gassen tijdens het ontbranden omzet in een mechanische rotatie. Dit zijn veelal complexe systemen met veel precies gefabriceerde onderdelen waardoor de aanschafprijs nogal duur kan uitvallen. Wel is het zo dat er minder bewegende onderdelen in terug te vinden zijn wat zorgt voor lage slijtage. De efficiëntie van de gasturbine ligt tussen de 25 en 60 procent. Dit ligt compleet aan op welke temperaturen de motor werkt en of er restwarmte wordt teruggewonnen aan de uitlaat kant.

Eigenschappen	Kerosine
Specifieke energie (MJ/kg)	43
Efficiëntie (%)	25-60
Prijs per liter 2011 (€) ^[9]	0,80
Prijs per bruikbare energie (€/MJ)	18,05-25,48

Voordelen

Kan hoge efficiëntie behalen met warmte terug winning
Onderhoudskosten laag door klein aantal draaiende onderdelen
Hoog vermogen gewicht verhouding
Hoge toerentallen

Nadelen

Aanschafprijs hoog
Hoog warmteverlies indien geen gebruik van warmte terug winning
Hoge brandstofprijs

Tabel VII.2 Overzicht Gasturbine

VII.1.3 Accu

Een accu is een langdurige opslag voor elektrische energie. Hierbij wordt dus geen vermogen opgewekt maar voor het gebruik van de accu wordt deze opgeladen. Hierbij kan gebruik gemaakt worden van verschillende materialen om de energie op te slaan. Hierbij wordt gekeken naar een aantal batterijen dat het meeste gebruikt worden.

Eigenschappen	Lithium Ion	Nikkel Metaal Hybride	Nikkel Cadmium
Specifieke energie (Wh/kg) ^[10]	110-160	60-120	45-80
Efficiëntie (%) ^[11]	99	98,5	97,5
Nominaal Voltage (V) ^[10]	3,6	1,25	1,25
Prijs per energie (mJ/€)	0,58-0,33	0,22-0,11	0,2-0,11
Levensduur (cycli)	500-1000	300-500	1500

Voordelen

Lage verliezen

Op kunnen slaan van energie

Geen slijtage door bewegende onderdelen

Nadelen

Neemt af in capaciteit na een aantal ladingen

Opladen kost veel tijd

Moet na een aantal jaren vervangen worden

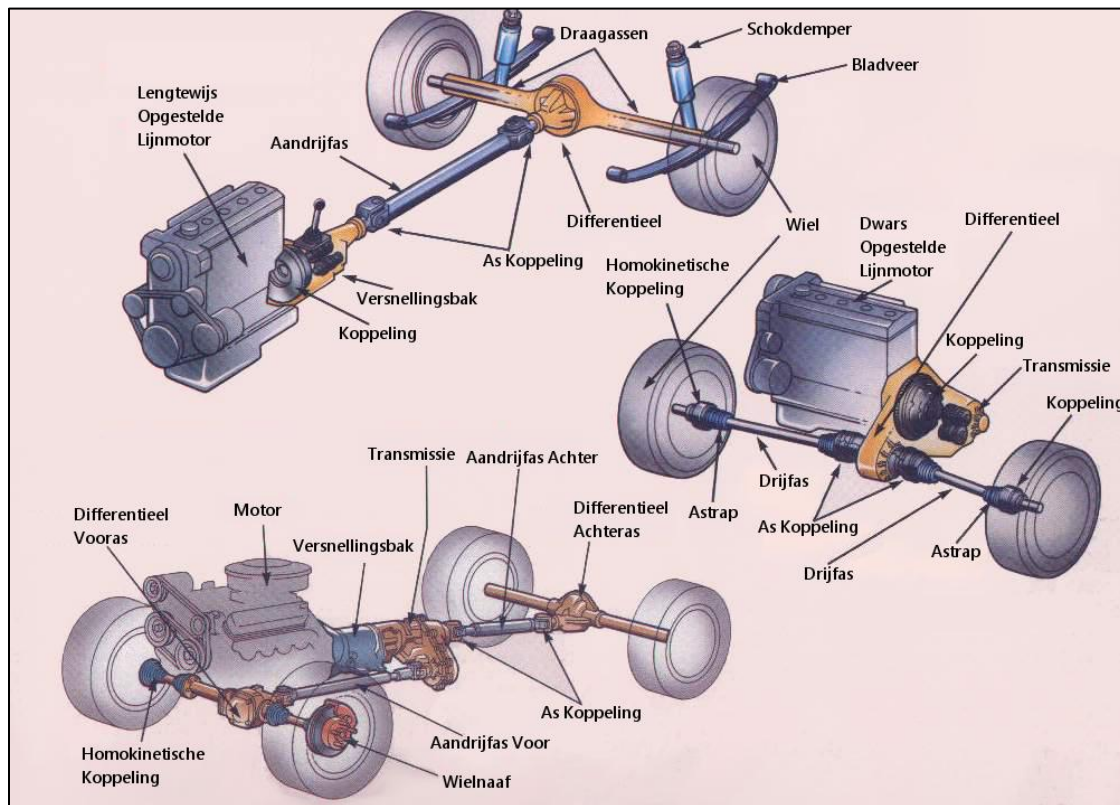
Tabel VII.3 Overzicht Accu's

VII.2 Overbrengers

Om het vermogen van de bron over te brengen naar de aandrijver zijn er verschillende mogelijkheden die elk hun voordelen en nadelen hebben. In dit deel wordt hierin op ingegaan.

VII.2.1 Mechanisch

De mechanische overbrenging is een van de meest toegepaste methodes in tractoren. Namelijk omdat het de beste manier is om sturing en aandrijving over te brengen op de wielen van de motor. Bij tractoren is het over het algemeen zo dat de aandrijving plaats vindt op de achterwielen en dat er een mogelijkheid tot vierwiel aandrijving is met behulp van de voorwielen.



Figuur VII.4 Van boven naar beneden: Achterwielaandrijving, voorwielaandrijving, vierwielaandrijving^[3]

Onderdeel	Efficiëntie
Differentieel	97%
Versnellingsbak	95%
Transmissie	98%
Koppeling	99%
Wielnaaf	99%

Tabel VII.5 Efficiëntie aparte onderdelen^[12]

Systeem	Efficiëntie
Vierwielaandrijving	89,4%
Voorwielaandrijving	90,3%
Achterwielaandrijving	91,2%

Tabel VII.6 Efficiëntie totaal systeem gebaseerd op tabel VII.4 en tabel VII.5

VII.2.2 Hydraulisch

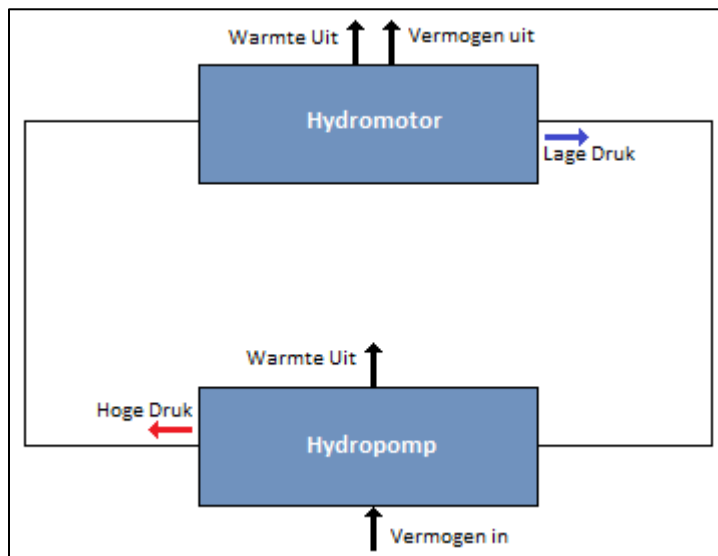
Een hydraulische overbrengen vindt plaats door middel van pompen die aangedreven worden door een motor. De vloeistof in de leidingen wordt onder een bepaalde druk rondgepompt door het systeem waardoor een mechanisch component kan worden aangestuurd, bijvoorbeeld een zuiger of hydromotor.

Het principe van hydrauliek is gebaseerd op druk, waarbij een bepaalde kracht wordt uitgeoefend op een oppervlak. Namelijk:

$$P_1 = P_2 \text{ of } F_1 \cdot A_1 = F_2 \cdot A_2$$

P	Druk	[Pa]
F	Kracht	[N]
A	Oppervlak	[m ²]

Wel moet rekening gehouden worden met het feit dat er vermogen verloren gaat doordat de olie door de mechanismen wordt heen geforceerd, waardoor wrijving optreedt wat warmteverlies veroorzaakt.



Figuur VII.7 - Processchema hydraulisch systeem

Per wielaandrijving kan gerekend worden met een systeem van een pomp en een actuator, daarbij treden enkele verliezen op door warmte. De efficiëntie van een hydromotor ligt rond de 90 tot 92 procent voor motoren vanaf 750 watt.^[13] Deze verliezen gelden dus ook voor de actuator. Bij de leidingen treedt ook nog een klein verlies op door de ruwheid van de wand, deze wordt buiten beschouwing gelaten.

Dit houdt in dat de efficiëntie van een hydraulisch systeem met een hydromotor en een actuator rond de 80-83 procent ligt.

VII.2.3 Elektrisch

Indien er gebruik wordt gemaakt van een elektrische aandrijving zal de stroom door middel van elektrische kabels moeten worden vervoerd. Liggende aan het type opwekking wat wordt gebruikt zal er dus een systeem moeten komen dat ofwel gelijkstroom levert of wisselstroom. Gelijkstroom kan worden opgewekt door middel van een accu of een generator. Voor wisselstroom is er een specifieke wisselstroomgenerator nodig of moet de stroom worden omgekeerd met een inverter die de stroom omzet.

De verliezen over de elektriciteitsleidingen en elektrisch apparatuur zullen zich voornamelijk voordoen in de vorm van warmte. Dit komt door de weerstand van het materiaal waardoor de stroom zich heen moet drukken. Als deze te groot is zal er een grote hoeveelheid warmte ontstaan. Bij kabels van 240 volt is er ongeveer 5 procent verlies aan weerstand, er kan dan uitgegaan worden dat deze bij 400 volt nog hoger ligt.^[14] Het verlies kan ook berekend worden volgens de volgende methode:

$$I = \frac{P}{U}$$

P	Vermogen	[W]
U	Voltage	[V]
I	Stroomsterkte	[A]

$$R = \frac{U^2}{P}$$

R	Weerstand	[Ω]
-----	-----------	-----

$$Q = I \cdot R^2$$

Q	Warmteverlies	[W]
-----	---------------	-----

Bij een vermogen van 25 kilowatt en een voltage van 400 volt, zou de stroomsterkte 62,5 ampère zijn. Hierbij treed een weerstand van 0,15625 ohm op waarbij een warmte ontstaat van 610 watt. Bij deze stromen zou er een verlies zijn van 2,5 procent wat dus het 5 procent acceptabel maakt.

Bronnen: Toegepaste Energieleer^[7], Polytechnisch Zakboekje^[16]

VII.3 Aandrijvers

De aandrijver is het werktuig dat zorgt dat de kracht over wordt gezet op het wiel. Bij een mechanische overbrengingen is er geen apart mechanisme nodig om dit te doen omdat dit al wordt overgedragen door het overbrengingsmechaniek.

VII.3.1 Elektromotor

Elektromotoren kunnen verdeeld worden in twee hoofd categorieën namelijk de gelijkstroommotoren en wisselstroommotoren. Dit houdt in dat de manier hoe de elektriciteit stroomt anders is. Bij gelijkstroommotoren zal er een mechanisme aangebracht moeten worden dat de lading van de stator of rotor bepaald. Bij gelijkstroommotoren wordt dit geregeld door de wisseling van de stroomrichting.

Voor elektromotoren geldt een efficiëntie van 85-91 procent.

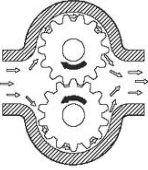
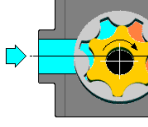
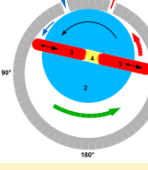
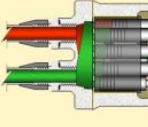
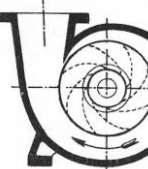
Motor	AC/DC	Voordelen	Nadelen
Inductie Motor	AC	Goedkoop Lange levensduur	Snelheid niet regelbaar Hoge start spanning Laag start koppel
Universele Motor	AC of DC	Hoog start koppel Compact Hoge Snelheid	Onderhoud Korte levensduur
Synchronous Motor	AC	Rotatie gelijk aan frequentie van spanning Lange levensduur	Duur
Stepping Motor	DC	Heel precies Hoog koppel	Controller benodigd om te werken
Borstelloze Motor	DC	Lange levensduur Hoge efficiëntie Lage onderhoudskosten	Duur Snelheidsregelaar nodig
Geborstelde Motor	DC	Lange levensduur Simpele snelheidsregeling	Vereist onderhoud van borstels Levensduur vrij kort Aanschafprijs vrij duur
Pancake Motor	DC	Zeer compact	Levensduur vrij kort Aanschafprijs vrij duur

Tabel VII.8 - Overzicht elektromotoren met hun voordelen en nadelen[16]

VII.3.2 Hydromotor

Hydromotoren zijn door een op druk gebrachte vloeistof aangestuurde motoren. Dit houdt in dat de hydraulische vloeistof die door de buizen heen wordt gepompt, door de druk, de motor in beweging zet. Omdat vloeistoffen onsamendrukbaar zijn zal alle kracht dus overgedragen worden op de hydraulische apparatuur. Wel treed er enig warmteverlies op wat veroorzaakt wordt door wrijving tussen de hydraulische vloeistof en de buiswand, zie figuur 4-6.

De maximale efficiëntie van de hydromotor ligt rond de 90-92 procent.^[11]

Type	Maximum snelheid [omw/min]	Mechaniek
Tandwiel	1500	
Gerotor	350	
Schotten	500	
Axiaal	3000	
Radiaal	2000	

Tabel VII.9 - Overzicht van toepasbare snelheden en voorbeelden van de mechanismen.^[15]

Voordelen

Kleine verliezen over lange afstanden

Hoge mate van flexibiliteit

Snelheid is goed variabel in te stellen

Veilig en betrouwbaar

Nadelen

Ruimte nodig voor vloeistof opslag door onsamendrukbaarheid

Lekkage kan erg gevaarlijke situaties meebrengen

Filtering benodigd om de hydraulische vloeistof zuiver te houden

Tabel VII.10 - Overzicht voordelen en nadelen hydraulische motoren.^[15]

VII.4 Overzicht

Door uiteindelijk de gehele efficiëntie van elke oplossing bij elkaar op te tellen kan er een overzicht worden gecreëerd. In bijlage III is een flowsheet te zien van de oplossingen.

Opwekkers	Overdragers	Aandrijvers	Totale Efficiëntie (%)
Gasturbine	Vierwielaandrijving	-	22,4-53,6
	Voorwielaandrijving	-	22,6-54,2
	Achterwielaandrijving	-	22,8-54,7
	Hydropomp	Hydromotor	20,3-50,8
	Generator	Elektromotor	18,1-49,7
LPG Motor	Vierwielaandrijving	-	26,8
	Voorwielaandrijving	-	27,1
	Achterwielaandrijving	-	27,4
	Hydropomp	Hydromotor	24,3-25,4
	Generator	Elektromotor	21,7-24,9
Diesel Motor	Vierwielaandrijving	-	26,8-31,3
	Voorwielaandrijving	-	27,1-31,6
	Achterwielaandrijving	-	27,4-31,9
	Hydropomp	Hydromotor	24,3-29,6
	Generator	Elektromotor	21,7-29
Benzine Motor	Vierwielaandrijving	-	22,4-26,8
	Voorwielaandrijving	-	22,6-27,1
	Achterwielaandrijving	-	22,8-27,4
	Hydropomp	Hydromotor	20,3-25,4
	Generator	Elektromotor	18,1-24,8
Accu	Generator	Elektromotor	70,8-82

Tabel VII.11 - Totaal overzicht van de efficiëntie van de vergeleken aandrijfsystemen

VII.5 Conclusie

Uit de voordelen en nadelen vergelijking en de efficiëntie kan afgeleid worden dat de beste oplossingen te vinden is een systeem van een gasturbine en een generator. Hierbij moet rekening gehouden worden dat de gasturbine voorzien moet zijn van een warmte terug winning installatie zodat de hoge rendementen bereikt kunnen worden. Wel moet rekening gehouden worden met hoge kosten. Vanuit een kosten perspectief zou de diesel motor met generator combinatie de beste oplossing zijn. Ook is deze velen malen compacter dan een diesel hydraulisch systeem waarbij de randapparatuur daarvan veel ruimte in neemt en meer onderhoud vereist.

VIII. Overbrengingen

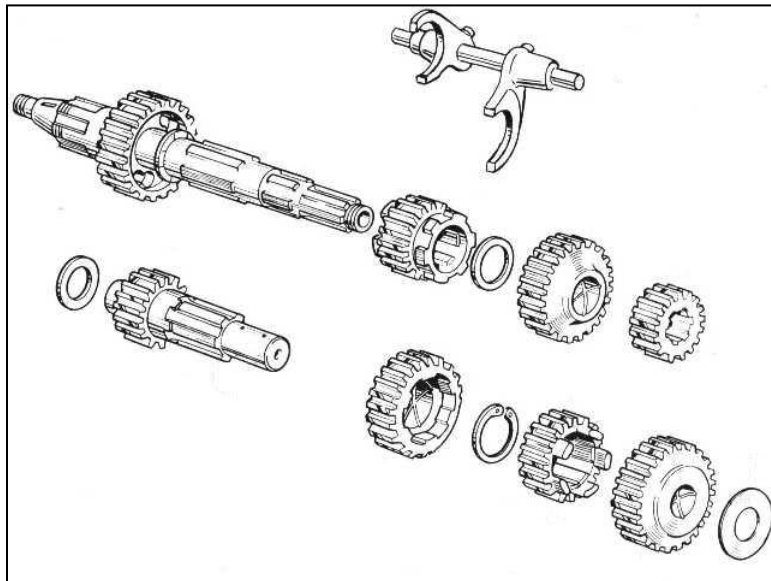
Door middel van het toepassen van een overbrenging kan een kracht gereduceerd worden zodat deze makkelijker te beheersen is. Over het algemeen wordt hierbij gebruik gemaakt van tandwielen of riemen. Hierbij wordt er gebruik gemaakt van een reductie van de snelheid van een as naar de andere. Namelijk door gebruik van een tandwielen.

VIII.1 Overzicht overbrengingen

In dit hoofdstuk worden een aantal veel gebruikte overbrengingen toegelicht die in de mobiele industrie worden gebruikt. Waar hierbij wordt gekeken is vooral het vergroten van het koppel van belang is voor de Almobiel. Overbrengingen waarmee geen grote overbrengingen bereikt kunnen worden, worden buiten beschouwing gelaten.

VIII.1.1 Transmissie

Transmissies ofwel versnellingsbakken zijn werktuigen die een koppel omzet in een ander koppel. Vaak wordt dit mechanisme in auto's gebruikt, omdat er bij het wegrijden een hoog koppel nodig is om in beweging te komen. Eenmaal de auto in beweging is en de acceleratie verminderd of compleet wegvalt komt er minder weerstand op de auto te staan en is de koppelbehoefte lager. Wel is er bij hogere snelheden een hogere rotatiesnelheid nodig van de as. Omdat een automotor vast zit aan een bepaalde prestatie van koppel en omwentelingssnelheid, door de opbouw van het werktuig, is het nodig om een transmissie te gebruiken.

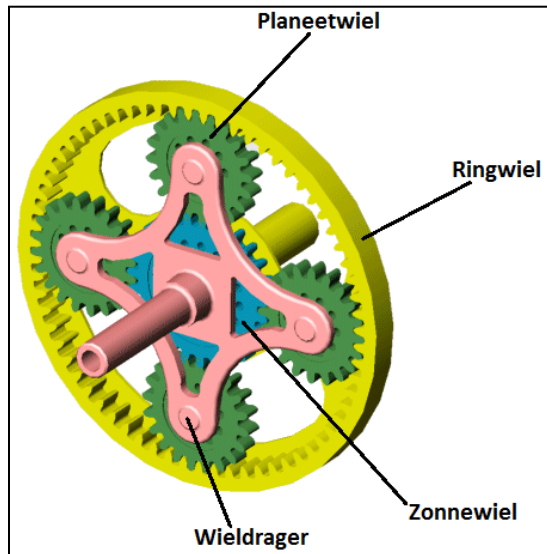


Figuur VIII.1 – Exploded view van een handmatige transmissie

De algemene werking van een transmissie in een auto is opgebouwd uit een aantal tandwielen die continu draaien. Deze tandwielen staan dan los van de as en hebben geen invloed op de aandrijfas. Als er bepaalde huls tandwielen worden verschoven kunnen deze de as zo vastzetten dat er een andere overbrenging plaats vindt, zonder een van de aandrijvende tandwielen te verplaatsen. Deze hulzen zijn zo ontworpen dat zij met weinig weerstand in hun plaats kunnen slippen. Deze hulzen worden verschoven door een hefboom welke bediend wordt door de gebruiker met behulp van een versnellingspook.^[17]

VIII.1.2 Planetaire overbrenging

Een bepaalde vorm van een mechanische overbrenging is een planetaire overbrenging. Deze overbrenging bestaat uit drie tandwielsets.

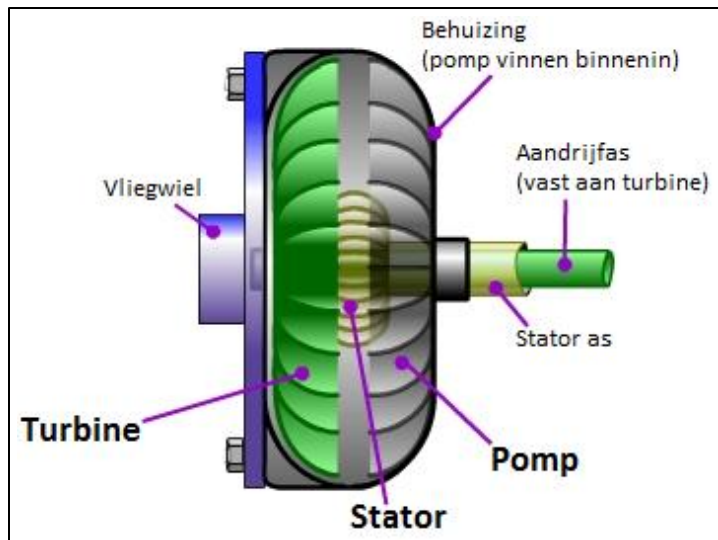


Figuur VIII.2 – Basis opbouw van een planetaire overbrenging

Door het vastzetten of aandrijven van de planeten, het zonnewiel of het ringwiel kunnen er verschillende overbrengingen gerealiseerd worden. Door verschillende stelsels achter elkaar te zetten en apart te regelen kan een in lijn geconstrueerde versnellingsbak worden gerealiseerd. Dit wordt veel toegepast bij automatische versnellingsbakken.^{[18][19]}

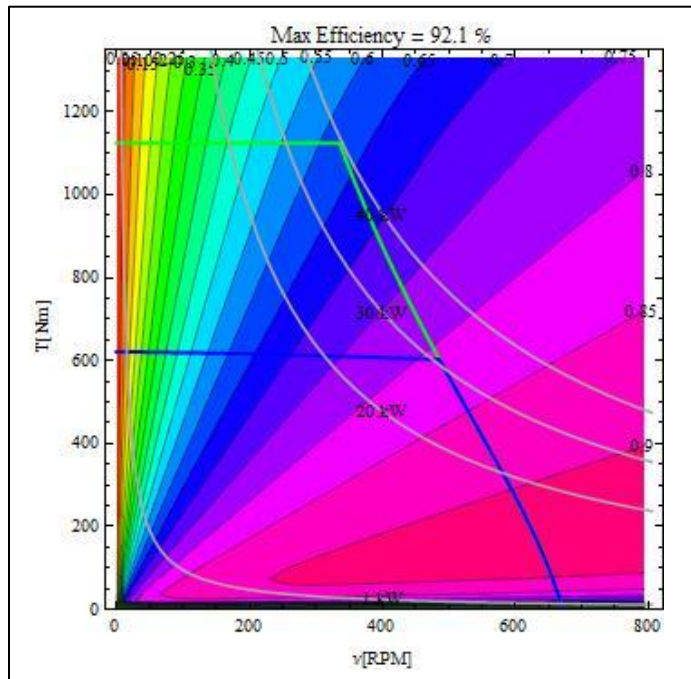
VIII.1.3 Koppelomvormer

Naast een tandwiel overbrenging kan er ook gebruik gemaakt worden van een hydraulische koppeling. Deze wordt vaak toegepast in automatische versnellingsbakken, omdat een standaard koppeling hierin inefficiënt is. Het principe van de hydraulische koppeling is door, het gebruik van vloeistof welke verplaats wordt door een pomp die aangedreven wordt door de motor, een turbine aandrijven die bevestigd is aan de aandrijfas. Deze turbine heeft een bepaalde massa traagheid doordat deze meestal compleet uit staal geconstrueerd is. Hiermee kan gerealiseerd worden dat zelfs als de motor stationair draait het vermogen wat deze uitoefent compleet naar warmte verwaarloosd wordt en de aandrijfas stil blijft staan. Door gebruik te maken van een stator in het midden van de pomp en de turbine kan de stroming zo worden omgevormd dat er een hoger koppel aan de turbine kant kan worden gegenereerd. Hierbij draait dan de turbine langzamer maar met een hoger koppel wat gunstig is voor het weggrijpen en accelereren.^{[20][21]}



Figuur VIII.3 – Doorsnede van een hydraulische koppelomvormer

IX. Elaphe Motor



Figuur IX.1 – Vermogensbereik van de Hycat3

Parameter	Waarde
Piek Koppel	>1000 [Nm]
Continu koppel	600 [Nm]
Piek Rotatiesnelheid	650 [omw/min]
Nominaal Vermogen	36 [kW]
Gewicht actief materiaal	15,6 [kg]
Gewicht passief materiaal	tot 20 [kg]
Axiale lengte actief deel	115 [mm]
Volledige axiale lengte	150 [mm]
Diameter	344 [mm]
Piek efficiëntie	92%
Voltage	400 [V]

Figuur IX.1 – Vermogensbereik van de Hycat3

X. As berekening

In deze bijlage zijn de berekeningen te vinden die de dimensies van de assen bepalen en controleren.

X.1 Methode

De as wordt op twee manieren belast. Namelijk op torsie en op buiging. De as moet deze belastingen beiden kunnen verdragen. Eerst wordt er gekeken naar de benodigde diameter die er nodig is voor de torsie. Daarna wordt er gekeken naar de buiging die optreedt. De grootste diameter die uit de berekeningen komt wordt aangenomen als diameter waarmee gerekend wordt. Omdat de as eigenlijk uit twee delen bestaat, verbonden door de transmissie, wordt er gerekend met twee assen die geheel doorlopen. Dit zal er voor zorgen dat de as sterker is dan vereist. Hierdoor zal de as dus sterker zijn dan nodig maar ook beter bestand zijn tegen een plotselinge gewichtsverschuiving.

X.1.1 Torsie

Om de dimensies voor een as belast op torsie te berekenen wordt gebruikt gemaakt van de volgende formule:

$$d_u' \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{eq}}{(1 - k^4) \cdot \tau_{tD}}}$$

d_u'	Buitendiameter as	[mm]
T_{eq}	Torsie	[Nmm]
k	Verhouding buitendiameter/binnendiameter	[-]
τ_{tD}	Nominaal toelaatbare torsiespanning	[N/mm ²]

Voor de Torsie geldt dat er een veiligheidsfactor moet worden aangehouden. Voor elektrisch apparatuur is deze 1,1 waardoor geldt $T_{eq} = T \cdot 1,1$ voor de torsie.

De verhouding van de buiten en binnendiameter wordt proefondervindelijk vastgesteld. Door een aantal legeringen met verschillende wanddiktes tegenover elkaar te zetten kan het benodigde formaat en het materiaal type worden vastgesteld.

De toelaatbare torsiespanning is afhankelijk van het materiaal deze is gebaseerd op een factor van de afschuifspanning, namelijk 0,65. Voor de materialen die worden vergelekt worden dus de volgende sterktes gebruikt:

Materiaal	Nominale afschuifspanning [N/mm ²]	Toelaatbare torsiespanning [N/mm ²]
S275	160	104
34CrMo4	510	331,5
C25E	255	165,75
38Cr4	475	308,75

Tabel X.1 – Materiaalsoorten en hun sterktes

X.1.2 Buiging

Om de as dimensie te berekenen onder buiging wordt gebruikt gemaakt van de volgende formule:

$$d_u' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{(1 - k^4) \cdot \sigma_{bD}}}$$

d_u'	Buitendiameter as	[mm]
M_v	Equivalent moment	[Nmm]
k	Verhouding buitendiameter/binnendiameter	[-]
σ_{bD}	Nominaal toelaatbare buigspanning	[N/mm ²]

Voor de verhouding van de diameters worden dezelfde waardes aangehouden als bij de torsie berekening. Wel moet het equivalente moment worden bepaald. Dit is het moment dat aangenomen kan worden als er naast een buigspanning ook torsie plaats vind in de as.

De toelaatbare buigspanning voor de materialen zijn als volgt:

Materiaal	Nominale buigspanning [N/mm ²]
S275	320
34CrMo4	720
C25E	410
38Cr4	700

Tabel X.2 – Nominale buigspanningen

Om nu het equivalente moment te bepalen kan de volgende formule worden toegepast:

$$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\bar{\sigma}_b}{\varphi \cdot \bar{\tau}_b} \cdot T \right)^2}$$

M	Moment door buigspanning	[Nmm]
$\bar{\sigma}_b$	Nominaal toelaatbare buigspanning	[N/mm ²]
φ	Optredende hoek van wringing	[N/mm ²]
$\bar{\tau}_b$	Nominaal toelaatbare afschuifspanning	[N/mm ²]
T	Torsie	[Nmm]

Omdat de spanning en torsie beiden wisselend zijn kan aangenomen worden dat $\bar{\sigma}_b / \varphi \cdot \bar{\tau}_b \approx 1$ waardoor de formule voor het equivalente moment voor deze situatie geschreven kan worden als:

$$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

Het moment wordt verkregen uit het gewicht dat de as moet verdragen en de gestelde as lengte die 600mm bedraagt.

X.1.3 Resultaten

In dit hoofdstuk worden de resultaten beschreven voor de berekeningen voor de assen die volgens de methode van V.1.1 en V.1.2 zijn uitgevoerd.

Torsie/Buiging Aandrijf as (T=7200 Nm)

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
S275	0,9	141,50	127,35	154,26	138,83
S275	0,85	126,80	107,78	138,22	117,48
S275	0,8	118,18	94,54	128,83	103,06
S275	0,75	112,54	84,4	122,68	92,01
S275	0,7	108,64	76,04	118,43	82,90
S275	0,65	105,86	68,8	115,39	75,00
S275	0,6	103,84	62,3	113,19	67,91
S275	0,55	102,36	56,29	111,59	61,37
S275	0,5	101,30	50,65	110,42	55,21

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
34CrMo4	0,9	96,15	86,53	117,72	105,94
34CrMo4	0,85	86,16	73,23	105,48	89,65
34CrMo4	0,8	80,30	64,24	98,31	78,64
34CrMo4	0,75	76,47	57,35	93,63	70,22
34CrMo4	0,7	73,82	51,67	90,38	63,26
34CrMo4	0,65	71,93	46,75	88,06	57,23
34CrMo4	0,6	70,56	42,33	86,38	51,82
34CrMo4	0,55	69,56	38,25	85,16	46,83
34CrMo4	0,5	68,83	34,41	84,27	42,13

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
C25E	0,9	121,14	109,02	142,02	127,81
C25E	0,85	108,55	92,26	127,26	108,17
C25E	0,8	101,17	80,93	118,61	94,88
C25E	0,75	96,35	72,26	112,96	84,72
C25E	0,7	93,01	65,1	109,04	76,32
C25E	0,65	90,62	58,9	106,25	69,06
C25E	0,6	88,89	53,33	104,22	62,53
C25E	0,55	87,63	48,19	102,74	56,50
C25E	0,5	86,72	43,36	101,67	50,83

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
38Cr4	0,9	98,46	88,61	118,83	106,94
38Cr4	0,85	88,22	74,98	106,48	90,50
38Cr4	0,8	82,23	65,78	99,24	79,39
38Cr4	0,75	78,31	58,73	94,51	70,88
38Cr4	0,7	75,59	52,91	91,23	63,86
38Cr4	0,65	73,66	47,87	88,89	57,77
38Cr4	0,6	72,25	43,35	87,2	52,32
38Cr4	0,55	71,22	39,17	85,96	47,27
38Cr4	0,5	70,48	35,24	85,07	42,53

Torsie/Buiging Rotor as (T=1200 Nm)

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
S275	0,9	77,88	70,09	140,33	126,29
S275	0,85	69,78	59,31	125,75	106,88
S275	0,8	65,04	52,03	117,2	93,76
S275	0,75	61,94	46,45	111,61	83,70
S275	0,7	59,79	41,85	107,74	75,41
S275	0,65	58,26	37,86	104,98	68,23
S275	0,6	57,15	34,29	102,97	61,78
S275	0,55	56,34	30,98	101,51	55,83
S275	0,5	55,75	27,87	100,46	50,23

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
34CrMo4	0,9	52,92	47,62	107,09	96,38
34CrMo4	0,85	47,42	40,3	95,96	81,56
34CrMo4	0,8	44,19	35,35	89,44	71,55
34CrMo4	0,75	42,09	31,56	85,18	63,88
34CrMo4	0,7	40,63	28,44	82,22	57,55
34CrMo4	0,65	39,59	25,73	80,11	52,07
34CrMo4	0,6	38,83	23,29	78,59	47,15
34CrMo4	0,55	38,28	21,05	77,47	42,60
34CrMo4	0,5	37,88	18,94	76,66	38,33

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
C25E	0,9	66,67	60	129,2	116,28
C25E	0,85	59,74	50,77	115,77	98,40
C25E	0,8	55,68	44,54	107,9	86,32
C25E	0,75	53,03	39,77	102,76	77,07
C25E	0,7	51,19	35,83	99,2	69,44
C25E	0,65	49,88	32,42	96,65	62,82
C25E	0,6	48,92	29,35	94,81	56,88
C25E	0,55	48,23	26,52	93,47	51,40
C25E	0,5	47,73	23,86	92,49	46,24

Materiaal	k	As D _{bu} Torsie [mm]	As D _{bi} Torsie [mm]	As D _{bu} Buiging [mm]	As D _{bi} Buiging [mm]
38Cr4	0,9	54,19	48,77	108,1	97,29
38Cr4	0,85	48,55	41,26	96,87	82,33
38Cr4	0,8	45,25	36,2	90,28	72,22
38Cr4	0,75	43,10	32,32	85,98	64,48
38Cr4	0,7	41,60	29,12	83	58,10
38Cr4	0,65	40,54	26,35	80,87	52,56
38Cr4	0,6	39,76	23,85	79,33	47,59
38Cr4	0,55	39,20	21,56	78,2	43,01
38Cr4	0,5	38,79	19,39	77,39	38,69

Tabel X.3 – Uitslagen voor de verschillende diameter verhoudingen en materialen

X.1.4 Voorbeeldberekening

In dit hoofdstuk wordt een voorbeeldberekening gemaakt van de uitgelegde berekening om weer te geven hoe aan de maten gekomen is.

Torsie

$$\tau_{tD} = 160 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 160 \cdot 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]} \text{ en } k = 0,9$$

$$T_{eq} = K_a \cdot 1200 = 1,1 \cdot 1200 = 1320 \text{ [Nm]}$$

$$d_u' \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{eq}}{(1 - k^4) \cdot \tau_{tD}}} \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{1320}{(1 - 0,9^4) \cdot 160 \cdot 10^6}}$$

$$d_u' \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{1320}{55024000}} = 2,7 \cdot \sqrt[3]{2,399 \cdot 10^{-6}} = 2,7 \cdot 0,0288 = 0,07787 \text{ [m]}$$

$$d_u' \approx 77,87 \text{ [mm]}$$

$$d_i' \approx 77,87 \cdot 0,9 = 70,08 \text{ [mm]}$$

Buiging

$$\bar{\sigma}_{bD} = 320 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 320 \cdot 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]} \text{ en } k = 0,9$$

$$T_{eq} = K_a \cdot 1200 = 1,1 \cdot 1200 = 1320 \text{ [Nm]}$$

$$M = F \cdot d = M \cdot a \cdot d = 0,3 \cdot 6500 \cdot 0,4 = 7651,8 \text{ [Nm]}$$

$$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T_{eq}^2} = \sqrt{7651,8^2 + 0,75 \cdot 1320^2} = 7736,72 \text{ [Nm]}$$

$$d_a' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{(1 - k^4) \cdot \sigma_{bD}}} = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{7736,72}{(1 - 0,9^4) \cdot 320 \cdot 10^6}} = 3,4 \cdot 0,041272 = 0,14033 \text{ [m]}$$

$$d_a' \approx 140,33 \text{ [mm]}$$

$$d_i' \approx 140,33 \cdot 0,9 = 126,297 \text{ [mm]}$$

Aangenomen kan worden dat omdat er een grotere buigbelasting dan torsiebelasting optreedt de grote van de as moet voldoen aan de grootste waarde.

X.2 Dimensionering

Om de uiteindelijke dimensies te bepalen moet er rekening gehouden worden met een spie. Deze zorgt er voor dat de dimensie van de as net iets groter moet uitvallen en bepaalt dus ook de uiteindelijke maat van de assen. Er wordt gebruik gemaakt van een vertande verbinding, deze is het meest gunstige bij een verbinding waar torsiestijfheid vereist is.

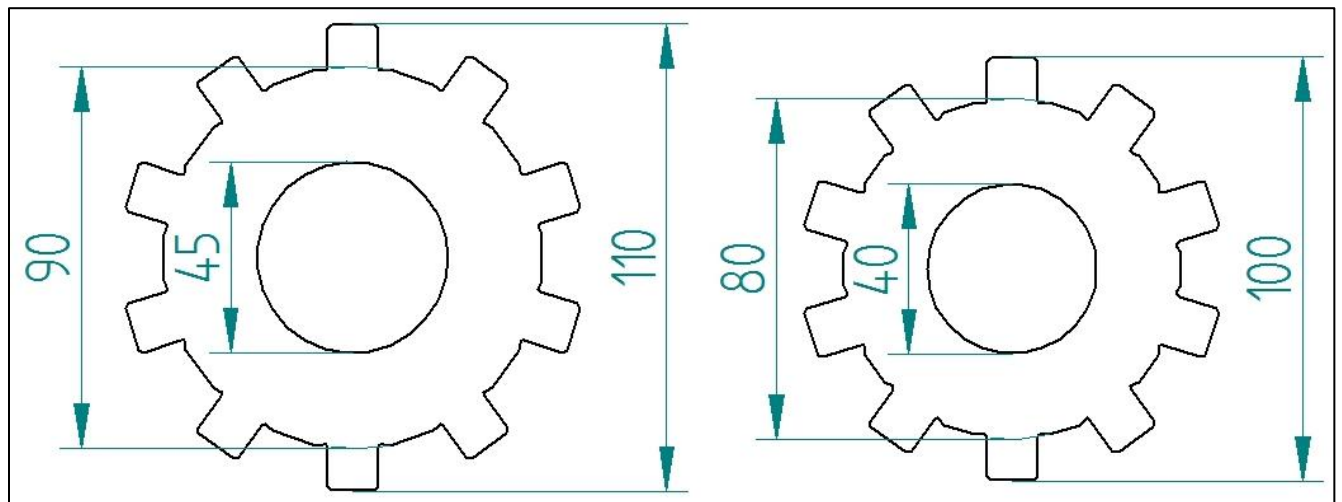
Voor de assen zijn de volgende maten benodigd:

Aandrijf as buitendiameter	$d_u' = 85,96$ [mm]
Aandrijf as binnendiameter	$d_i' = 47,27$ [mm]

Motor as buitendiameter	$d_u' = 78,20$ [mm]
Motor as binnendiameter	$d_i' = 43,01$ [mm]

Volgens DIN ISO 14 moet de aandrijf as voorzien zijn van een asvertanding die 10mm hoog is en 12 mm breed. De motor as moet ook 10mm hoog zijn en 12 mm breed.

Als deze maten worden opgeteld bij de benodigde maten komt naar voren dat de assen als volgt gedimensioneerd moeten zijn:



Figuur X.4 – Afmetingen Spieassen, links de aandrijf as en rechts de motoras

X.3 Controle

Om te kijken of de as goed bestemd is tegen alle krachten waar deze aan wordt blootgesteld wordt er een controleberekening uitgevoerd. Deze controleert of de buiging, torsiehoek en de kritische toerental acceptabel zijn.

X.3.1 Torsiehoek

Om te controleren of de as voldoet aan de veiligheidsnormen gesteld aan de as in verband met wringing moet de torsiehoek worden bepaald. Als deze lager dan $0,25^\circ \dots 0,5^\circ$ per meter is dan is het formaat van de as acceptabel.

Voor het bepalen van de torsiehoek geldt:

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p}$$

φ	Torsiehoek	[°]
T	Torsie	[Nmm]
l	Lengte van de as	[mm]
G	Glijdingsmodulus	[N/mm ²]
I_p	Polair traagheidsmoment	[mm ⁴]

Voor een buis is het polaire traagheidsmoment:

$$I_p = \frac{\pi \cdot (d_u^4 - d_i^4)}{32}$$

d_u	Buitendiameter as	[mm]
d_i	Binnendiameter as	[mm]

Zo kan de formule voor de torsiehoek geschreven worden als:

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{32 \cdot T \cdot l}{G \cdot \pi \cdot (d_u^4 - d_i^4)}$$

Als hiervoor nu de gegevens zoals deze zijn bepaald in x.1.4 worden gebruikt, aannemend de diameter van de as zonder vertanding, kan de optredende torsiehoek voor beide assen worden berekend.

Motoras:

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{32 \cdot 1320 \cdot 0,4}{79,3 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot (0,08^4 - 0,04^4)} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{16896}{9566526,62} = 0,101 [^\circ/m]$$

Aandrijf-as:

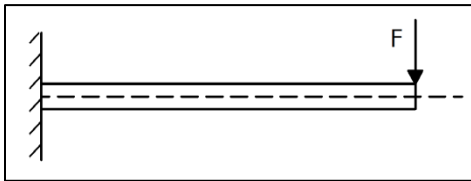
$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{32 \cdot 7920 \cdot 0,4}{79,3 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot (0,09^4 - 0,045^4)} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{101376}{15323725,87} = 0,379 [^\circ/m]$$

De torsiehoek van 0,5° per meter wordt niet overschreden en daarom kan gesteld worden dat de dimensies van de as acceptabel zijn.

X.3.2 Doorbuiging en kritisch toerental

Op de assen zal er sprake zijn van doorbuiging door torsie en het gewicht van de motor. Deze doorzakking bepaald het kritische toerental van de as en geldt als maximale belasting en controle voor de as berekening.

Voor buiging geldt:



Figuur X.5 – Vergeet-mij-nietje buiging door kracht

$$f_b = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot I_p}$$

f_b	Doorzakking door buiging	[m]
F	Gewicht tractor	[N]
l	Lengte van de as	[m]
G	Elasticiteitsmodulus	[N/m ²]
I_p	Polair traagheidsmoment	[m ⁴]

Het kritische toerental voor buiging:

$$n_k = 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{f_b}}$$

n_k	Kritische toerental	[min ⁻¹]
-------	---------------------	----------------------

Het bepalen van de doorzakking voor de motor as 1) en de aandrijf as 2)

$$1) f_b = \frac{32 \cdot F \cdot l^3}{3E \cdot \pi(d_u^4 - d_i^4)} = \frac{32 \cdot 19129,5 \cdot 0,4^3}{3 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi(0,09^4 - 0,045^4)} = 3,218 \cdot 10^{-4} = 0,322 \text{ [mm]}$$

$$2) f_b = \frac{32 \cdot F \cdot l^3}{3E \cdot \pi(d_u^4 - d_i^4)} = \frac{32 \cdot 19129,5 \cdot 0,4^3}{3 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi(0,08^4 - 0,04^4)} = 5,155 \cdot 10^{-4} = 0,516 \text{ [mm]}$$

d_u	Buiten diameter	[m]
d_i	Binnen diameter	[m]

Het kritisch toerental van de assen voor buiging:

$$1) n_k = 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,3218}} = 1667,62 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$2) n_k = 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,5155}} = 1317,57 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

n_k Kritisch toerental [min⁻¹]

Voor torsie geldt:

$$n_{kt} = 72,3 \cdot \sqrt{\frac{T}{\varphi \cdot J}}$$

n_{kt} Torsie kritisch toerental [min⁻¹]

T Torsie [Nm]

J Massatraagheid [kgm²]

Om de massa traagheid van een holle buis uit te berekenen wordt gebruikt gemaakt van:

$$J = m \cdot (d_u^2 + d_i^2) A \cdot l \cdot \rho \cdot (d_u^2 + d_i^2)$$

$$1) J = 6075 \cdot 0,4 \cdot 7,8 \cdot 10^9 \cdot (0,09^2 + 0,045^2) = 0,0188 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$2) J = 6075 \cdot 0,4 \cdot 7,8 \cdot 10^9 \cdot (0,08^2 + 0,04^2) = 0,0117 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

m Massa as [kg]

A Oppervlak as [m²]

ρ dichtheid material (staal) [kg]

Door deze waarden nu in te vullen in de formule van het torsiekritisch toerental:

$$1) n_{kt} = 72,3 \cdot \sqrt{\frac{7200}{0,379 \cdot 0,0188}} = 72294,31 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$2) n_{kt} = 72,3 \cdot \sqrt{\frac{1200}{0,101 \cdot 0,0117}} = 72294,31 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

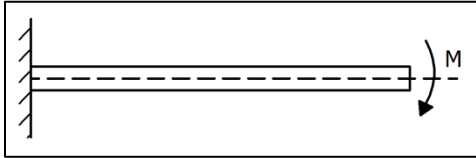
Omdat beide assen een geleike wanddikte verhouding hebben komt het kritische toerental voor torsie even hoog uit. Wel blijkt dat het kritisch toerental door torsie geen grote rol speelt bij de maximale stress die de as aan kan.

Om te controleren hoeveel buiging er optreedt in totaal kan gebruik gemaakt worden van het equivalent moment zoals bepaald volgens de formule in x.1.2:

$$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T_{eq}^2}$$

$$1) M_v = \sqrt{7651,8^2 + 0,75 \cdot 1320^2} = 7736,72 \text{ [Nm]}$$

$$2) M_v = \sqrt{7651,8^2 + 0,75 \cdot 7920^2} = 10275,93 \text{ [Nm]}$$



Figuur X.6 – Vergeet-mij-nietje buiging door moment

$$f_m = \frac{M_v \cdot l^2}{2E \cdot I_p}$$

f_m	Doorzakking door buiging en torsie	[m]
M_v	Equivalent moment	[N]

Het bepalen van de totalen doorzakking voor de motor as 1) en de aandrijf as 2)

$$f_m = \frac{M_v \cdot l^2}{2E \cdot I_p}$$

$$1) f_m = \frac{32 \cdot 10275,93 \cdot 0,4^2}{2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi(0,09^4 - 0,045^4)} = \frac{52612,76}{81159708,26} = 6,4826 \cdot 10^{-4} = 0,6482 \text{ [mm]}$$

$$2) f_m = \frac{32 \cdot 7736,72 \cdot 0,4^2}{2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi(0,08^4 - 0,04^4)} = \frac{39612}{50667606,32} = 7,8180 \cdot 10^{-4} = 0,7818 \text{ [mm]}$$

In percentages uitgedrukt is de doorzakking:

$$1) 1 - \frac{90 - 0,6482}{90} \cdot 100\% = 0,7202\%$$

$$2) 1 - \frac{80 - 0,7818}{80} \cdot 100\% = 0,9773\%$$

Als laatste moet er nog gekeken worden naar de doorbuiging van het gewicht van de as. In dit scenario wordt het formaat van de as zonder de vertanding aangenomen waardoor de stress hoger is dan deze normaal gesproken zou zijn.

$$m = A \cdot l \cdot \rho = \frac{(\pi \cdot (d_u^2 - d_i^2))}{4} \cdot l \cdot \rho$$

$$1) m = \frac{(\pi \cdot (0,11^2 - 0,045^2))}{4} \cdot 0,4 \cdot 7800 = 7,913 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 7800 = 24,69 \text{ [kg]}$$

$$2) m = \frac{(\pi \cdot (0,1^2 - 0,04^2))}{4} \cdot 0,4 \cdot 7800 = 6,597 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 7800 = 20,58 \text{ [kg]}$$

Dit kan worden omschreven naar een gelijk verdeelde belasting:

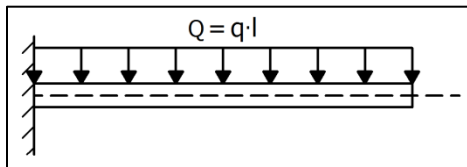
$$q = \frac{m \cdot 9,81}{l}$$

q Verdeelde belasting [N/m]

$$1) q = \frac{24,69 \cdot 9,81}{0,4} = 605,52 \text{ [N/m]}$$

$$2) q = \frac{20,58 \cdot 9,81}{0,4} = 504,73 \text{ [N/m]}$$

Om nu de verzakking door het eigen gewicht te bepalen wordt de volgende formule aangehouden:



Figuur X.7 – Vergeet-mij-nietje buiging door gelijk verdeelde kracht

$$f_m = \frac{q \cdot l^4}{8E \cdot I_p}$$

$$1) f_m = \frac{605,52 \cdot 0,4^4}{8 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi(0,11^4 - 0,045^4)} = \frac{15,50}{751091186,20} = 2,06 \cdot 10^{-8} = 0,000021 \text{ [mm]}$$

$$2) f_m = \frac{504,73 \cdot 0,4^4}{8 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi(0,1^4 - 0,04^4)} = \frac{12,92}{163699200} = 7,89 \cdot 10^{-8} = 0,000079 \text{ [mm]}$$

Uit de resultaten kan afgeleid worden dat de doorbuiging door het eigen gewicht zo klein is dat deze verwaarloosd kan worden.

X.3.3 Evaluatie

Materiaal	d_u [mm]	d_i [mm]	Spie dimensie (b*h) [mm]	Aantal tanden [n]	f_b [mm]	f_m [mm]	φ [°/m]	n_k [min ⁻¹]	n_{kt} [min ⁻¹]	m [kg]
38Cr4	90	45	12 x 10	10	0,322	0,6482	0,101	1665	72290	19,99
38Cr4	80	40	12 x 10	10	0,016	0,7818	0,379	1315	72290	23,13

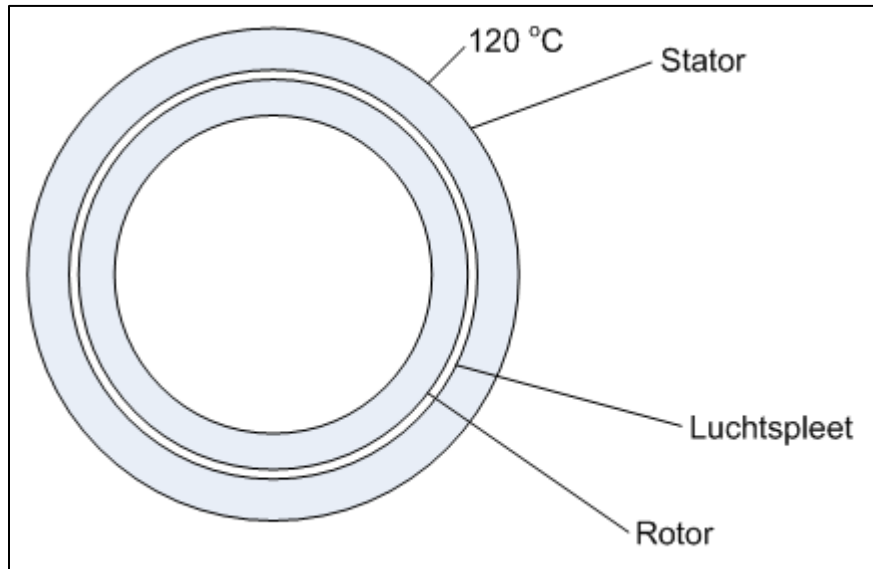
Tabel X.8 – Eigenschappen assen

De motoras heeft een rotatie van maximaal 500 [min⁻¹] waardoor deze niet het buig kritische toerental overschrijdt. De aandrijf as heeft een rotatie van maximaal 85 [min⁻¹] waardoor deze ook voldoet. De doorzakking van beide assen ligt onder 1% van de asdiameter waardoor deze acceptabel is. De torsiehoek van beide assen ligt onder de maximale 0,5 [°/m] waardoor deze ook voldoen.

Bronnen: Roloff/Matek Machineonderdelen Theorieboek/Tabellenboek^[15]

XI. Warmteberekeningen

Het verlies in vermogen wordt afgestaan aan warmte. Elaphe geeft aan dat er maximaal 20 procent van het totale vermogen in warmte omgezet wordt. Om zekerheid te kunnen leveren wordt er gerekend met een maximaal vermogensverlies van 25 procent Dit houdt in dat voor een 45 kilowatt motor het uiterlijke verlies 11,25 [kW] is.



Figuur XI.1 – Schematische weergave rotor en stator

De temperatuur van de motor zal maximaal 120 [°C] bedragen, namelijk de materialen waarvan de motor zijn opgebouwd kunnen 160 [°C] verdragen voordat de sterkte zal afnemen. Er wordt gesteld dat de oppervlakte temperatuur van het te koelen raakvlak dus 120 [°C] bedraagt.

XI.1 Koelvermogen

De motor zal gekoeld moeten worden met behulp van een fluïdum dat om het buitenste gedeelte van de motor geforceerd wordt. Uitgegaan wordt van een begin temperatuur van het ingaande fluïdum van 25 graden Celsius.

De temperatuur van de film die direct tegen de stator aan ligt is dan:

$$T_{fi} = \frac{T_o + T_{fl}}{2}$$

T_{fi}	Film temperatuur	[°C]
T_o	Oppervlakte temperatuur	[°C]
T_{fl}	Fluïdum temperatuur	[°C]

In deze situatie van de rotor is het fluïdum temperatuur dus 72,5 graden.

Om de hoeveelheid opgenomen warmte te bepalen wordt de volgende formule gebruikt:

$$\phi_w = a_c \cdot A \cdot T_f$$

ϕ_w	Warmtestroom	[W]
a_c	Convectieve warmteoverdrachtscoëfficiënt	[W/m ² K]
A	Oppervlak	[m ²]
T_{fl}	Fluïdum temperatuur	[K]

Zowel het oppervlak en het fluïdum temperatuur zijn bekend. De convectieve warmteoverdrachtscoëfficiënt is dat niet. Deze kan berekend worden volgens het getal van Nusselt:

$$Nu = \frac{a_c \cdot d}{\lambda}$$

Nu	Getal van Nusselt	[-]
d	Diameter	[m]
λ	Warmtegeleidingcoëfficiënt	[W/mK]

Het getal van Nusselt kan bepaald worden volgens:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr_f^{0,33}$$

C	Constante	[-]
Re	Getal van Reynolds	[-]
n	Exponent	[-]
Pr_f	Getal van Prandtl	[-]

De constante en exponent zijn afhankelijk van het getal van Reynolds, wat als volgt bepaald kan worden:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta}$$

ρ	Dichtheid	[kg/m ³]
v	Snelheid	[m/s]
η	Dynamische viscositeit	[Ns/m ²]

Om te kijken of water of lucht koeling benodigd is wordt van beide stoffen de warmtestroom bepaald. De volgende gegevens gelden voor het fluïdum als deze op een temperatuur van ongeveer 72,5 graden zijn.

Fluïdum	Dichtheid [kg/m ³]	Dynamische viscositeit [kg/m ³]	Warmtegeleidingcoëfficiënt [W/mK]	Prandtl [N/mm ²]
Water	978	41 · 10 ⁻⁵	0,66	2,57
Lucht	1,02	2,04 · 10 ⁻⁵	0,03	0,7

Tabel XI.2 – Eigenschappen water en lucht

De eerste vergelijking is voor water en de tweede voor lucht. De formaten van de motor zijn te vinden in bijlage IX. Er zal een stroomsnelheid worden aangehouden van 0,3 meter per seconde.

$$1) Re = \frac{978 \cdot 0,3 \cdot 0,344}{41 \cdot 10^{-5}} = 246169$$

$$2) Re = \frac{1,02 \cdot 0,3 \cdot 0,344}{2,04 \cdot 10^{-5}} = 5160$$

Uit de getallen van Reynolds volgt dat voor situatie 1 $C = 0,0266$ en $n = 0,805$.
Voor situatie 2 geldt $C = 0,683$ en $n = 0,466$.

$$1) Nu = 0,0266 \cdot 246169^{0,805} \cdot 2,57^{0,33} = 795,3$$

$$2) Nu = 0,683 \cdot 5160^{0,466} \cdot 0,7^{0,33} = 32,6$$

Nu kan de warmteoverdrachtscoëfficiënt bepaald worden

$$a_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

$$1) a_c = \frac{795,3 \cdot 0,66}{0,344} = 1525,87 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$2) a_c = \frac{32,6 \cdot 0,03}{0,344} = 2,84 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

De warmtestroom door convectie wordt nu.

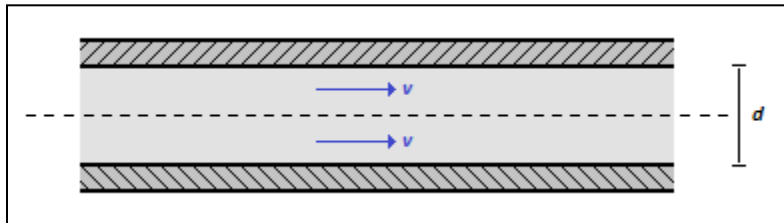
$$1) \phi_w = 1525,87 \cdot (0,344 \cdot 0,115) \cdot 345,65 = 20864,62 \text{ [W]}$$

$$2) \phi_w = 2,84 \cdot (0,344 \cdot 0,115) \cdot 345,65 = 38,84 \text{ [W]}$$

Als voldaan moet worden aan het opnemen van een warmteverlies van 11250 watt blijkt dat luchtkoeling niet toereikend is. De waterkoeling is dit wel maar wel blijkt dat een lager Reynolds getal gebruikt zou kunnen worden zodat er een kleinere pomp gebruikt kan worden. Dit kan gerealiseerd worden door de stroomsnelheid van het fluïdum te verlagen.

XI.1 Koelingskanalen

Nu bekend is dat alleen een vloeibaar koelmiddel gebruikt kan worden kan gekeken worden naar een realistisch oplossing. Namelijk in de eerste berekening is de motor beschouwd als rechte cilinder waarop dwars een gedwongen convector werd uitgeoefend. Omdat de motor niet in een vloeistof geplaatst kan worden zal de vloeistof via een omhulsel langs de motor moeten worden geleid. Om dit te realiseren wordt er gebruik gemaakt van een koelelement, bestaande uit een continue doorlopende buis die om de gehele motor wordt heen geleid.



Figuur XI.3 – Stroming van fluidum door een rechte buis

Voor turbulente stroming ($2300 < Re < 1250000$) bij een verwarming van het fluidum:

$$Nu = 0,023Re^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4}$$

Voor laminaire stroming ($Re < 2300$) bij een constante wandtemperatuur:

$$Nu = 3,66$$

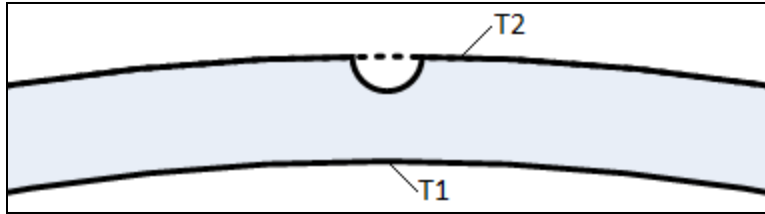
Nu kan de warmteoverdrachtscoëfficiënt worden bepaald.

$$a_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

d Inwendige diameter [m]

Er wordt aangenomen dat de binnendiameter van de buis van binnen 8 millimeter is. Door nu een aantal waarden voor de warmteoverdrachtscoëfficiënt te bepalen kan gekeken worden wat de meeste optimale snelheid versus het aantal kanalen voor de koeling oplossing is.

Om dit te kunnen berekenen moet bepaald worden met hoeveel graden de temperatuur van het water kan stijgen. Dit is afhankelijk van wat de binnentemperatuur van de buiswand is. Uitgegaan wordt van een situatie waarin de wanddikte 15 mm bedraagt. Deze wordt in twee delen gedeeld. Nu wordt met het oppervlak van de doorsnede gerekend om te kijken hoeveel de temperatuur is afgenomen. Het materiaal van de wand wordt berekend als bestaande uit aluminium, welke een hogere warmtegeleiding heeft dan staal en ook lichter is. Namelijk 7800 kg/m^3 tegenover 2700 kg/m^3 , wel heeft aluminium een lagere afschuifsterkte dan staal maar dit is in deze situatie niet relevant omdat het geen dragend onderdeel is.



Figuur XI.4 – Schematische weergaven van een koelkanaal door de koelring

De formule om T_2 te bepalen is als volgt:

$$\phi = \frac{2\pi l \lambda (T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

ϕ	Warmtestroom	[W]
l	Diameter	[m]
λ	Warmtegeleidingcoëfficiënt	[W/mK]
T_1	Temperatuur binnenwand	[°C]
T_2	Temperatuur buitenwand	[°C]
r	Radius van wand	[m]

Om T_2 te bepalen:

$$T_2 = T_1 - \frac{\phi \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi l \lambda}$$

Met $\lambda = 240$, $r_2 = 0,359$, $r_1 = 0,334$, $l = 0,115$, $\phi = 5000$

$$T_2 = 393,15 - \frac{5000 \cdot \ln\left(\frac{0,359}{0,334}\right)}{2\pi \cdot 0,115 \cdot 240}$$

$$T_2 = 393,15 - \frac{360}{173,42} = 391,07 \text{ [K]} = 117,92$$

Omdat het uiteindelijke oppervlak groter is kan uitgegaan worden dat de temperatuur van 120 graden aangehouden kan worden voor de buiswand.

$$\phi_w = a_c \cdot A \cdot T_f$$

Voor het gehele koelkanaal geldt dat de lengte 4,6 meter bedraagt en zich geheel om de motor heen wind. Dit koelkanaal zit in de aluminium ring ingebouwd.

Door nu een aantal snelheden in te vullen kan het Reynolds getal bepaald worden. Vanuit het Reynolds getal wordt de warmteoverdrachtscoëfficiënt bepaald. Omdat het oppervlak van een koelingkanaal bekend is kan er berekend worden welke snelheid en volumestroom er in totaal nodig is om de warmte op te nemen.

ν [m/s]	Reynolds [-]	Nusselt [-]	Stroming	a_c [W/m ² K]	ϕ_w [W]
0,2	1584	3,66	Laminair	301,95	10233,46
0,225	1782	3,66	Laminair	301,95	10233,46
0,25	1980	3,66	Laminair	301,95	10233,46
0,275	2178	3,66	Laminair	301,95	10233,46
0,3	2376	16,84	Turbulent	1389,42	47089,03

Tabel XI.5 – Uitslagen verschillende snelheden van fluidum

Alle stroming onder 0,3 meter per seconden wordt laminair en neemt niet genoeg warmte op. Een turbulente stroming is nodig om alle warmte op te vangen.

De gebruikte eigenschappen van het koelkanaal en de koelingvloeistof zijn als volgt.

ν [m/s]	d [mm]	Totale lengte koelkanaal [m]	Volumestroom [l/s]
0,3	8	4,6	0,01508

Tabel XI.6 – Eigenschappen van het koelkanaal

In het ontwerp van de elektromotor worden geen pompen en warmtewisselaars meegenomen. Het water zal gekoeld worden door een centrale pomp en warmtewisselaar.

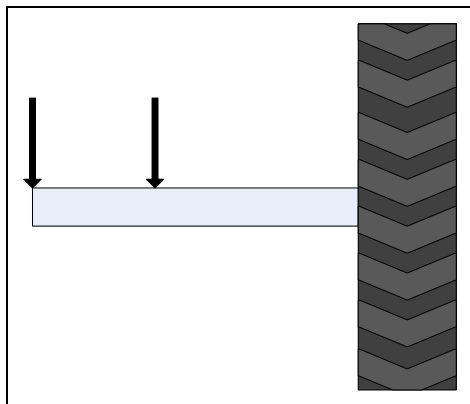
Bronnen: Toegepaste Energieleer^[7]

XII. Lagerberekening

Op het lager spelen twee krachten die opgevangen worden. Namelijk een radiale en een axiale kracht. De radiale kracht wordt veroorzaakt door het gewicht van de tractor. De axiale kracht door het nemen van bochten en ander weerstanden die het wiel in de motor drukken.

XII.1 Radiale kracht

De radiale kracht wordt veroorzaakt door het gewicht van de tractor. Aangenomen wordt dat de tractor op twee steunpunten wordt bevestigd aan de motorbehuizing, de as 400 millimeter lang is en oplegpunten op 400 millimeter en 250 millimeter liggen. De situatie wordt als volgt.



Tabel XII.1 – Krachten door gewicht van tractor op een aandrijfas

Gesteld wordt dat de kracht gelijkmatig verdeeld wordt over beide lagers. Volgens eis x is bepaald dat de as minimaal een factor 0,3 van het gewicht van de tractor moet kunnen dragen. Het gewicht van 6500 kilogram veroorzaakt dus een kracht van 63765 newton. Een derde hiervan is dan ongeveer 19129,5 newton. De radiale kracht die elke lager moet kunnen ondervinden is dan 10000 newton.

Naast het gewicht ondervindt de as ook last bij het optrekken van het voertuig. Namelijk de maximale versnelling is vastgelegd op $0,45 \text{ m/s}^2$ met een lading van 20000 kilogram volgens eis x. De totale last hierdoor is 11925 newton. Een factor 0,3 van deze last is dan ongeveer 3600 newton.

De totale radiale kracht wordt als volgt bepaald:

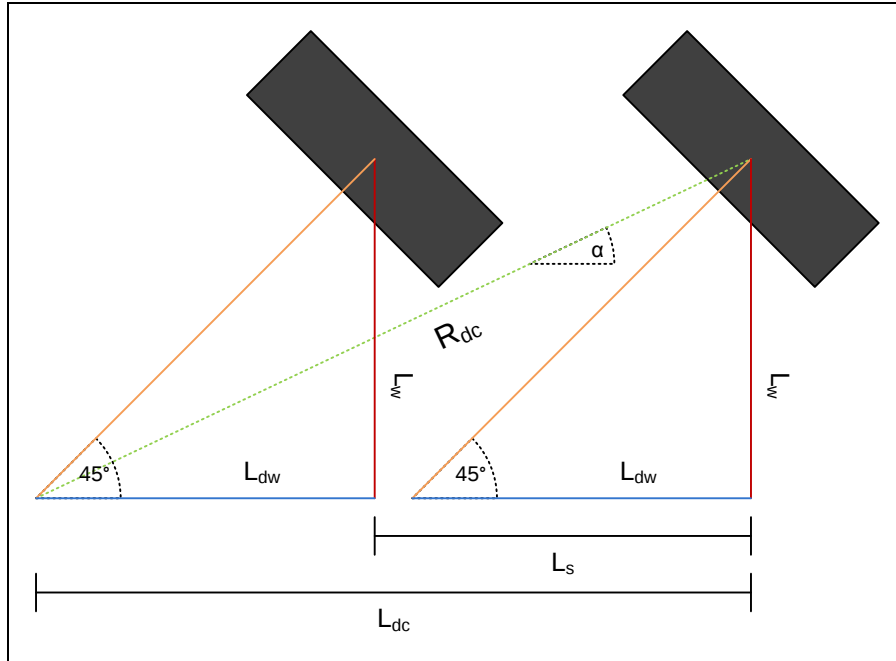
$$F_{rt} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

F_{rt}	Totale radiale kracht	[N]
F_x	Belasting door versnelling	[m]
F_y	Belasting door gewicht	[m]

$$F_{rt} = \sqrt{3600^2 + 10000^2} = 10628,26 \approx 11000 \text{ [N]}$$

XII.2 Axiale kracht

Omdat een kleine draaicirkel gewenst is worden beide wielen op een kanteling van 45 graden gezet. Dit heeft tot gevolg dat beide wielen een andere draaicirkel beschrijven. Door deze draaicirkels bij elkaar te voegen kan de echte draaicirkel van het voertuig berekend worden.



Tabel XII.2 – Bepaling van draaicirkel vier gestuurde wielen door middel van goniometrie

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{L_w}{L_{dc}} \right)$$

$$R_{dc} = \frac{L_{dc}}{\cos a}$$

a	Hoek draaicirkel	[°]
R_{dc}	Draaicirkel radius	[m]
L_{dc}	Horizontale afstand hart draaipunt tot wielhart	[m]
L_w	Verticale afstand draaipunt wiel	[m]
L_{dw}	Horizontale afstand draaipunt wiel	[m]
L_s	Horizontale afstand wiel tot wiel	[m]

De Almobiël heeft een maximale breedte van 3,2 meter en een minimale van 2,25 meter. De wielbreedte is 315 millimeter. Dit houdt in dat wielafstand op zijn minst 1,935 meter bedraagt en maximaal 2,885 meter is. De afstand van wiel tot wiel in de lengte bedraagt dat L_w 1,75 meter is. Door de hoek van 45 graden is L_{dw} ook 1,75 meter is.

De maximale afstand (1) en minimale afstand (2) worden vastgelegd als:

$$1) L_{dc} = 1,935 + 1,75 = 3,685 \text{ [m]}$$

$$2) L_{dc} = 2,885 + 1,75 = 4,635 \text{ [m]}$$

Dit betekend dat de draaicirkel hoek als volgt is:

$$1) \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{1,75}{3,685} \right) = 25,403 [^\circ]$$

$$2) \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{1,75}{4,635} \right) = 20,685 [^\circ]$$

De draaicirkel radius wordt dan:

$$1) R_{dc} = \frac{3,685}{\cos(25,403)} = 4,08 \text{ [m]}$$

$$2) R_{dc} = \frac{4,635}{\cos(20,685)} = 4,96 \text{ [m]}$$

De draaicirkels worden dan:

$$1) O_{dc} = 2\pi \cdot 4,08 = 25,64 \text{ [m]}$$

$$2) O_{dc} = 2\pi \cdot 4,96 = 31,17 \text{ [m]}$$

Met een snelheid van 20 km/h door de kortste bocht (25,64 meter) wordt de omdraaisnelheid 2,31 seconden over de helft van de draaicirkel.

De horizontale verplaatsing die dan plaats vindt is 8,16 meter. Dit houdt in dat de horizontale snelheid dan 3,53 m/s of wel ongeveer 12,71 km/h.

De axiale kracht kan dan bepaald worden als volgt:

$$F_a = m \cdot \frac{v}{t}$$

F_a	Axiale kracht	[N]
m	Gewicht tractor	[kg]
v	Horizontale snelheid	[m/s]
t	Tijd van horizontale verplaatsing	[s]

$$F_a = 6500 \cdot \frac{3,53}{2,31} = 9932,90 \text{ [N]}$$

Dit is de totale axiale kracht. Deze kracht wordt onderverdeeld over vier wielen. Om een veiligheidsfactor te behouden wordt aangenomen dat een factor 0,3 van de kracht op de lager werkt. De axiale kracht bedraagt ongeveer 3000 newton.

Gekozen wordt om de axiale kracht door een lager op te laten nemen en de radiale kracht door twee lagers.

XII.3 Lagerbelasting

Voor het lager geldt dat er een dynamische en een statische belasting op de lager uitgeoefend wordt. Er worden twee groefkogellagers genomen om de axiale en radiale kracht op te vangen.

XII.3.1 Statische belasting

$$P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$$

X_0	Statische radiale belastingsfactor	[-]
F_{r0}	Statische radiale lagerbelasting	[N]
Y_0	Statische axiale belastingsfactor	[-]
F_{a0}	Statische axiale lagerbelasting	[N]

Bij de statische belasting geldt alleen het gewicht als belasting en is $P_0 = F_r = 11000$ [N]

XII.3.2 Dynamische belasting

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X	Radiale belastingsfactor	[-]
F_r	Radiale lagerbelasting	[N]
Y	Axiale belastingsfactor	[-]
F_a	Axiale lagerbelasting	[N]

De grote van X en Y zijn afhankelijk van de verhouding tussen de axiale en radiale lagerbelasting uitgedrukt in e . De verhouding tussen deze bedraagt 0,27. Hierdoor is $X = 0,56$ en $Y = 2,00$.

De dynamische belasting voor de groefkogellagers:

$$P = 0,56 \cdot 11000 + 2 \cdot 3000 = 12160 \text{ [N]}$$

XII.4 Draaggetal

Nu de belastingen bekend zijn kunnen het dynamische en statisch draaggetal bepaald worden. Deze worden gebruikt om het lagertype te bepalen omdat de dimensies van de as vast liggen.

XII.4.1 Dynamisch draaggetal

Het dynamische draaggetal wordt bepaald volgens de levensduur:

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

L_{10}	Levensduur	$[10^6 \text{ omw}]$
L_{10h}	Levensduur in uren	$[\text{h}]$
n	Toerental	$[\text{min}^{-1}]$

Het aantal uur dat het lager in gebruik is volgens eis x 15000 uur.

$$L_{10} = \frac{15000 \cdot 60 \cdot 500}{10^6} = 450 [10^6 \text{ omw}]$$

Het dynamisch draaggetal:

$$C = \sqrt[p]{L_{10}} \cdot P$$

C	Dynamisch draaggetal	$[\text{N}]$
p	Levensduurexponent	$[-]$

Voor groefkogellagers geldt dat $p = 3$.

Het dynamische draaggetal wordt:

$$C = \sqrt[3]{450} \cdot 12160 = 93183,23 [\text{N}] \approx 93,2 [\text{kN}]$$

XII.4.2 Statisch draaggetal

$$C_0 = P_0 \cdot f_s$$

C_0	Statisch draaggetal	$[\text{N}]$
f_s	Statisch kengetal	$[-]$

De lagers worden belast door stotende en trillende krachten. Ook is een hoge loopnauwkeurigheid vereist. Voor deze situatie moet het statische kengetal 2,5 zijn.

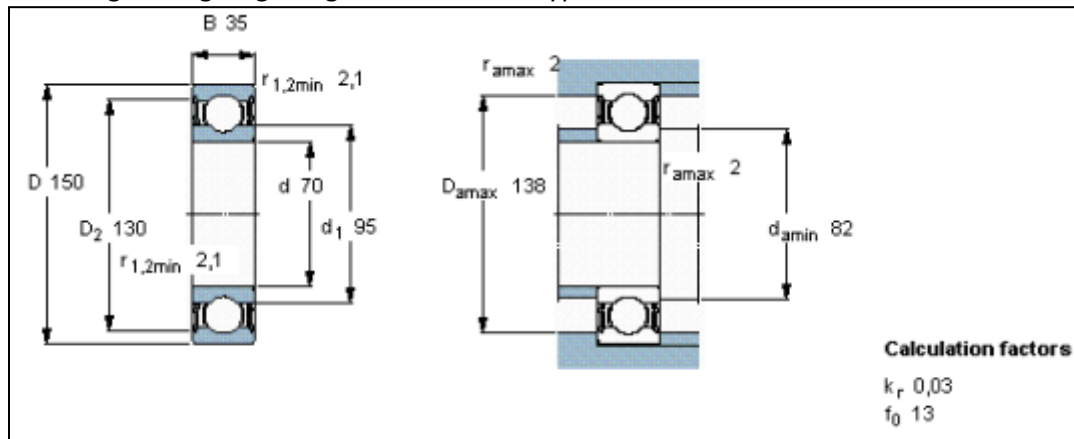
De statische draaggetallen worden voor beide lagers:

$$C_0 = 11000 \cdot 2,5 = 27500 [\text{N}] = 27,5 [\text{kN}]$$

XII.5 Lagertype

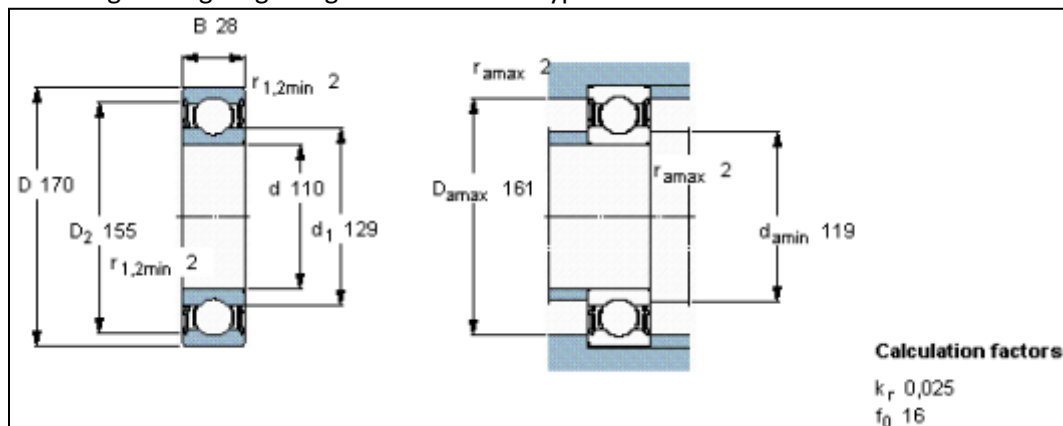
Het lagertype wordt bepaald door het formaat van de as, het lagermechanisme dat gekozen is en de belasting. De motoras heeft een steunpunt met een diameter die is gesteld op 70 millimeter. De tweede lager ligt op de aandrijfas van 110 millimeter. Voor het motoras lager is het boringskengetal 14 en voor het aandrijfas lager is het boringskengetal 22.

Voor de groefkogellager is gekozen voor het type 6314-2RS1 van SKF:



Figuur XII.3 - Motor as lager waarbij $C = 111$ [kN], $C_0 = 68$ [kN], $n_{max} = 3000$ [min^{-1}] en $m = 2,5$ [kg]

Voor de groefkogellager is gekozen voor het type 6022-2RS1 van SKF:



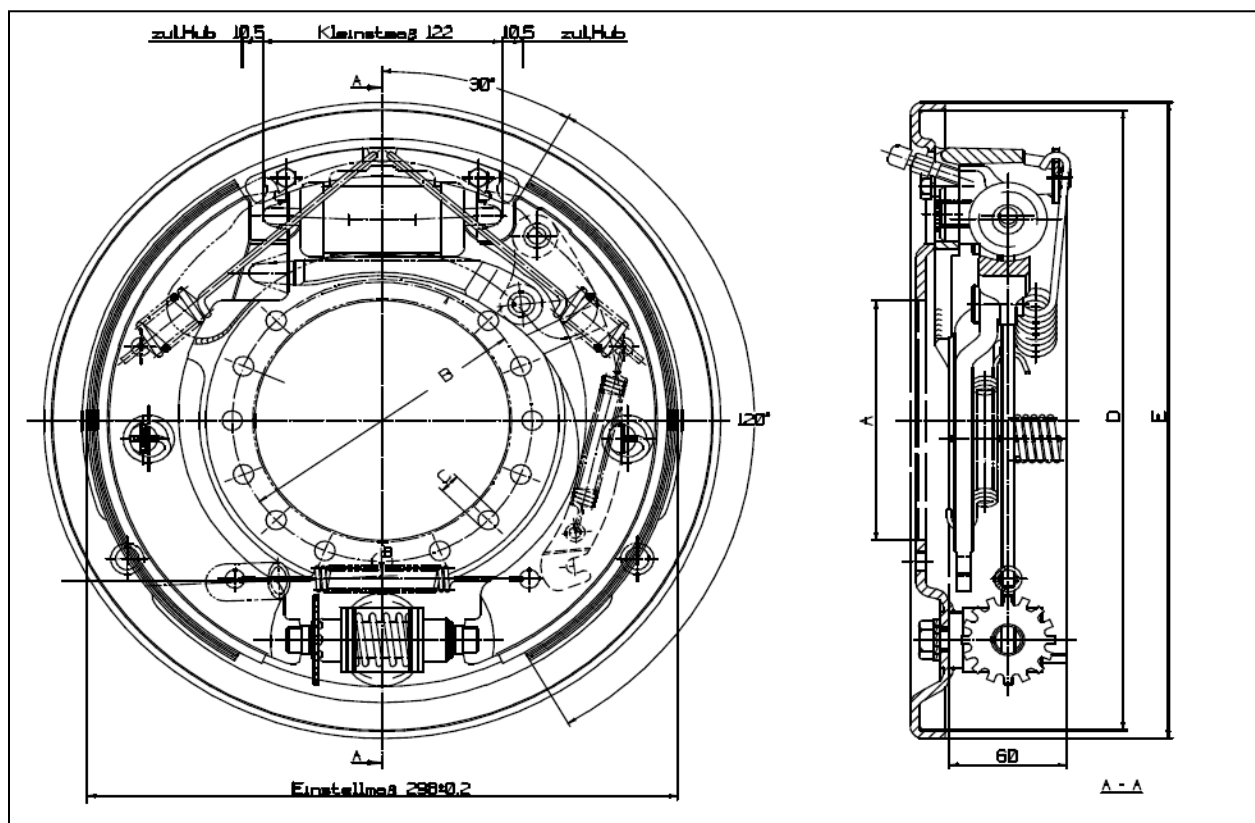
Figuur XII.4 - Aandrijf as lager waarbij $C = 128$ [kN], $C_0 = 166$ [kN], $n_{max} = 7000$ [min^{-1}] en $m = 2,3$ [kg].

XIII. Remsysteem

Er wordt gebruik gemaakt van een trommelremstelsel. Deze trommelrem dient als mechanisme om de tractor tot stilstand te brengen en zodat de tractor kan parkeren. De remsnelheid van een tractor moet boven de $2,4 \text{ m/s}^2$ liggen voor een tractor die 30 km/h rijdt en boven deze snelheid moet de remvertraging minimaal $3,1 \text{ m/s}^2$ zijn^[22].

XIII.1 Remkeuze

Om de bediening en installatie van de trommelrem simpel te houden wordt er gebruik gemaakt van een hydraulisch systeem. De Duitse remmenproducent Knott heeft de volgende rem als hydraulische uitvoering beschikbaar met een maximaal remkoppel van 6000 Nm . De specificaties, in millimeters, zijn als volgt:



Figuur XIII.5 – Technische tekening Knott trommelrem

Asdiameter	Steekcirkel gaten	Grote verbindingsgaten	Buitendiameter	Dikte
130	153	10,5	345	60

Om deze rem te monteren moet gebruik gemaakt worden van een Flens op de aandrijfas. De behuizing draait dan mee met de as terwijl de remschijven stilstaan. Door de remschijven tegen de binnenkant van de behuizing aan te duwen wordt er frictie gecreëerd en wordt de mechanische energie van de tractor omgezet in warmte. De toegangsbuis voor de remvloeistof is 12 millimeter in dikte.

XIII.2 Remberekening

Om te weten of het remsysteem aan de gestelde wettelijke vertraging voldoet wordt dit als volgt berekend.

De rem wordt toegepast op de aandrijfas welke na de eerste transmissie geplaatst is. Deze as mag maximaal 7200 Nm koppel ondervinden, zoals bepaald in bijlage X. De geselecteerde rem kan een remmend moment van 6000 Nm produceren. Dit koppel wordt nog eens vergroot door de wielnaaf reductor welke een verhouding heeft van 4 op 1. Hierdoor wordt het koppelmoment 24000 Nm. De remkracht wordt dan gevonden als:

$$F = \frac{M}{d}$$

M	Remmend moment	[Nm]
F	Remkracht	[N]
d	Wielradius	[m]

Met een wieldiameter van 1,96 en het remmend moment van 24000 Nm wordt volgende kracht gevonden:

$$\frac{24000}{0,5 \cdot 1,96} = 24489,8 \text{ [N]}$$

Omdat de tractor vier wielmotoren heeft is de totale remkracht uiteindelijk 96000 newton.

Er wordt gekeken naar twee situaties. Het remmen met een kar van 20 ton op een snelheid van 30 km/h en het remmen van de tractor zelf op een snelheid van 50 km/h. De remvertraging kans als volgt worden berekend.

$$a = \frac{F}{m}$$

m	Massa	[kg]
a	Remvertraging	[m/s ²]

Situatie 1 remmen vanaf 50 km/h met een gewicht van 6500 kg:

$$\frac{96000}{6500} = 14,769 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Situatie 2 remmen vanaf 30 km/h met een gewicht van 26500 kg:

$$\frac{96000}{26500} = 3,62 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Gesteld kan worden dat remkracht voor situatie 1 hoger is dan nodig en de remkracht voor situatie 2 voldoende is. De remkracht voor situatie 1 kan door drie gedeeld worden voor een wenselijke remvertraging. Er ontstaan nu drie remprofielen.

- 1) Remmen van 50 km/h (13,9 m/s) met tractor van 6500 kg met een remkracht van 32653,06 N.
- 2) Noodstop van 50 km/h (13,9 m/s) met tractor van 6500 kg met een remkoppel van 97959,18 N.
- 3) Remmen van 30 km/h (8,4 m/s) met tractor van 26500 kg met een remkoppel van 97959,18 N.

De tijd tot stilstand kan voor de drie situaties bepaald worden:

$$t_s = \frac{v \cdot m}{F}$$

v	Rijsnelheid	[m/s]
t_s	Tijd to stilstand	[s]

$$1) \frac{v}{M} = \frac{13,9 \cdot 6500}{32653,06} = 2,77 \text{ [s]}$$

$$2) \frac{v}{M} = \frac{13,9 \cdot 6500}{97959,18} = 0,93 \text{ [s]}$$

$$3) \frac{v}{M} = \frac{8,4 \cdot 26500}{97959,18} = 2,28 \text{ [s]}$$

Om de remweg te bepalen word gesteld dat de reactietijd van de bestuurder 1 seconde is voordat het voertuig begint met remmen. De remweg kan dan als volgt bepaald worden:

$$s = (v \cdot t_t) - \left(\frac{1}{2} \cdot a \cdot t_s^2 \right)$$

s	Remweg	[m]
t_t	Totale tijd	[s]

$$1) (13,9 \cdot 3,27) - \left(\frac{1}{2} \cdot 5,02 \cdot 2,77^2 \right) = 45,453 - 19,259 \approx 26,2 \text{ [m]}$$

$$2) (13,9 \cdot 1,93) - \left(\frac{1}{2} \cdot 15,07 \cdot 0,93^2 \right) = 26,827 - 6,517 \approx 20,4 \text{ [m]}$$

$$1) (13,9 \cdot 3,28) - \left(\frac{1}{2} \cdot 3,69 \cdot 2,28^2 \right) = 45,592 - 9,591 \approx 36,0 \text{ [m]}$$

XIII.3 Overzicht

	Remmen 6500 kg	Noodstop 6500 kg	Remmen 26500 kg
Remkracht [N]	32653,06	97959,18	97959,18
Snelheid [km/h] (m/s)	50 (13,9)	50 (13,9)	30 (8,4)
Remvertraging [m/s²]	5,03	15,08	3,70
Remtijd [s]	2,77	0,93	2,28
Totale Remweg [m]	26,2	20,4	36,0

Figuur XIII.6 – Overzicht van ondervonden remwaarden

XIV.Technische tekeningen