

2014•2015
FACULTEIT INDUSTRIËLE INGENIEURSWETENSCHAPPEN
master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Masterproef

Ontwerp van een invalidenlift voor een coach (reisbus)

Promotor :
ing. Jos HOLSTEEN

Promotor :
ing. NICO MARINI

Copromotor :
ing. TIZIANO CANNOVA

Gezamenlijke opleiding Universiteit Hasselt en KU Leuven

Bart Ackermans , Milan Mulders

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

2014•2015
Faculteit Industriële
ingenieurswetenschappen
master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Masterproef

Ontwerp van een invalidenlift voor een coach (reisbus)

Promotor :
ing. JOS HOLSTEEN

Promotor :
ing. NICO MARINI

Copromotor :
ing. TIZIANO CANNOVA

Bart Ackermans , Milan Mulders

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

Woord vooraf

Deze masterproef is het sluitstuk van onze opleiding Master in de Industriële Wetenschappen met afstudeerrichting Elektromechanica, gevolgd aan de Universiteit Hasselt/KU Leuven. De keuze voor een ontwerpopdracht vloeit voort uit onze interesse en valt perfect binnen het kader van onze opleiding. Het resultaat zou niet hetzelfde geweest zijn zonder de hulp van een aantal mensen. Een klein bedankje is dan ook wel op zijn plaats.

Allereerst danken we onze externe promotoren ing. Tiziano Cannova en ing. Nico Marini, voor de uitdagende opdracht en de hulp en raad die zij ons geboden hebben. We konden bovendien rekenen op het voltallige personeel van Certum dat ons bijstond met zijn inzicht en ervaring.

Als tweede gaat onze dank uit naar onze interne promotor ing. Jos Holsteen voor de begeleiding. Met zijn ervaring in mechanische ontwerpen gaf hij efficiënt advies. Ook onze docenten mogen we niet vergeten. In het bijzonder danken wij prof. dr. ir. Eric Demeester en ing. John Bijnens die ons, respectievelijk met het mechanisme en eindige elementenberekening, bijstand boden wanneer nodig.

Daarnaast mag ook Vansichen Lineartechniek niet vergeten worden voor de hulp bij berekeningen en advies voor constructies. Verder verdient ook All-Met een bedankje voor het vervaardigen van het schaalmodel.

Ten slotte willen wij onze ouders bedanken. Zij gaven ons de kans om deze opleiding te doen en steunden ons in het proces.

Bart Ackermans & Milan Mulders
Juni 2015

Inhoudsopgave

Woord vooraf.....	1
Inhoudsopgave.....	3
Lijst van tabellen	7
Lijst van figuren.....	9
Abstract.....	13
Abstract in English.....	15
1 Inleiding	17
1.1 Situering	17
1.2 Probleemstelling.....	17
1.3 Doelstellingen.....	18
1.4 Methode.....	18
2 Literatuurstudie.....	19
2.1 Algemeen.....	19
2.2 Wetgeving en onderzoek.....	19
2.2.1 Reisbus	19
2.2.2 Rolstoel specificaties en rolstoelruimte	23
2.2.3 Lift.....	26
2.3 Conclusie	28
3 Voorontwerpen	29
3.1 1 ^{ste} voorontwerp: Knik	29
3.2 2 ^{de} voorontwerp: Schuiver.....	32
3.3 3 ^{de} voorontwerp: Telescoop.....	34
3.4 Conclusie	34

4	Optimalisatie gekozen concept.....	35
4.1	Principewerking mechanisme.....	35
4.2	Kritische componenten.....	36
4.2.1	Positie kokers ten opzichte van elkaar bepalen.....	36
4.2.2	Dimensioneren van de koker.....	37
4.2.3	Keuze aandrijving translatie platform.....	41
4.2.4	Aandrijving rotatie armen.....	46
4.2.5	Conclusie.....	51
4.3	Blokvorm.....	52
4.3.1	Armen.....	53
4.3.2	Bevestigingsblok.....	55
4.3.3	Liftmodule.....	57
4.4	Prototype.....	58
4.4.1	Testen van de speling.....	59
4.5	Conclusie.....	60
5	Aanpassing concept.....	61
5.1	Oplossing 1: Kabel.....	61
5.1.1	Conclusie kabel.....	61
5.2	Oplossing 2: Extra spindels.....	62
5.2.1	Ontwerp.....	62
5.2.2	Berekeningen.....	63
5.2.3	Conclusie spindel.....	64
5.3	Conclusie.....	64

6	Nieuw concept: cilinders	65
6.1	Knik op constructie	66
6.2	Doorbuiging van constructie.....	67
6.3	Dimensioneren hefcilinders	73
6.4	Berekening oliereservoir	75
6.5	Conclusie concept cilinders	75
7	Besluit.....	77
7.1	Voortzetting project.....	78
	Literatuurlijst.....	79
	Bijlage	81

Lijst van tabellen

Tabel 1: Aanwezigheid liftstelsel in reishussen.....	20
Tabel 2: Materiaaleigenschappen cilinders [25].....	65

Lijst van figuren

Figuur 1: Afmetingen reisbus[6].....	21
Figuur 2: Drawing busmodel.....	22
Figuur 3: Referentierolstoel[5]	23
Figuur 4: Minimale ruimte rolstoelgebruiker in reisbus[5]	24
Figuur 5: Draairadius rolstoel vastleggen.....	25
Figuur 6: Manikin in Creo.....	26
Figuur 7: Liftmodule[7]	27
Figuur 8: Schaarsysteem[7].....	28
Figuur 9: Parallelsysteem [8].....	28
Figuur 10: Beweegbaar bordes [9]	28
Figuur 11: Schaarsysteem aan voorste ingang [9]	28
Figuur 12: Bewegingsverloop knikstelsel.....	29
Figuur 13: Momentenverloop in hoofdas (knikprincipe)	30
Figuur 14: Momentenverloop in as arm (knikprincipe).....	30
Figuur 15: Momentenverloop as platform (knikprincipe)	31
Figuur 16: Bewegingsverloop schuiver	32
Figuur 17: Momentenverloop in de hoofdas (schuifprincipe)	32
Figuur 18: Krachtenverloop in arm (schuifprincipe).....	33
Figuur 19: Bewegingsverloop telescoop	34
Figuur 20: Stangenmechanisme.....	35
Figuur 21: Bereik en positionering.....	36
Figuur 22: Afstand tussen de kokers	36
Figuur 23: Voorstelling kokers.....	37
Figuur 24: Equivalent schema	37

Figuur 25: Koker met U-profiel	38
Figuur 26: Vormgeving koker met U-profiel	38
Figuur 27: Doorbuiging van eenzijdig ingeklemde balken [10]	39
Figuur 28: Het bereik van het platform	41
Figuur 29: Afmetingen van de koker	41
Figuur 30: Morfologisch overzicht aandrijvingen [11][12][13][14][15]	42
Figuur 31: Telescopische cilinder [24].....	43
Figuur 32: Morfologisch overzicht synchroon lopen van de spindels [16] [17] [18] [19] [20] [12] [21].....	44
Figuur 33: Synchroon lopen van de spindels door conische tandwielen en doorlopende as	44
Figuur 34: Principewerking voor rotatie van de armen	46
Figuur 35: Aandrijfas bevestigd op bovenste koker.....	46
Figuur 36: Equivalent schema aandrijfas.....	47
Figuur 37: Concept in blokvorm	52
Figuur 38: Liftmodule onder de trap	52
Figuur 39: Ontwerp arm	53
Figuur 40: Exploded view U-profiel	53
Figuur 41: Drawing U-profiel.....	53
Figuur 42: Vormgeving kunststof strips en glijblok	54
Figuur 43: Exploded view onderste koker	54
Figuur 44: Drawing koker	54
Figuur 45: Exploded view bovenste koker.....	55
Figuur 46: Bevestigingsblok.....	55
Figuur 47: Vooraanzicht bevestigingsblok.....	55
Figuur 48: Assemblage van de rotatieas met hefcilinders	56
Figuur 49: Assemblage translatieas	56

Figuur 50: Liftmodule	57
Figuur 51: Liftmodule met uitschuifbare U-profielen.....	57
Figuur 52: Prototype.....	58
Figuur 53: Simuleren van de spindel	58
Figuur 54: Links de verwachte uitkomst prototype, rechts de werkelijke	59
Figuur 55: Kantelen t.g.v. speling	59
Figuur 56: Prototype extra ondersteuning.....	60
Figuur 57: Kabelsysteem	61
Figuur 58: Ontwerp extra spindels.....	62
Figuur 59: Axiale kracht spindels.....	63
Figuur 60: Concept cilinders	65
Figuur 61: Equivalent schema van doorbuiging constructie	67
Figuur 62: F_{dy} over volledige beweging	68
Figuur 63: F_{cy} over volledige beweging.....	68
Figuur 64: Cilinder met radiale puntbelasting.....	68
Figuur 65: Extra verbinding tussen de cilinders.....	69
Figuur 66: Equivalent schema extra verbinding.....	69
Figuur 67: F_{cy} over volledige beweging.....	70
Figuur 68: F_{dy} over volledige beweging	70
Figuur 69: Dimensioneren hefcilinders.....	73
Figuur 70: Af te leggen weg rolstoelgebruiker	74
Figuur 71: Krachtverloop i.f.v. hoekverplaatsing	74

Abstract

Certum-Engineering is een ingenieursbureau dat zich focust op de automotive sector en in het bijzonder op de busbouw. Reisbussen beschikken doorgaans niet over een rolstoellift aan de vooringang. Deze scriptie handelt over het ontwerp van een liftstelsel dat de rolstoelgebruiker, aan de vooringang, in één vloeiende beweging in de reisbus brengt. Het stelsel dient compatibel te zijn met zoveel mogelijk reisbussen.

Een literatuurstudie en beursbezoek (IAA) verschaftte inzicht op vlak van wetgeving, liftsystemen, reisbussen en rolstoelen. Vervolgens werden drie voorontwerpen uitgewerkt in Creo. Berekeningen op de aandrijvingen wezen uit dat het model van de schuiver haalbaarst was. Na mechanische aanpassingen en sterkteberekeningen, op de meest kritische componenten, werd een algemeen concept in blokform uitgewerkt.

Aangezien Creo een onzekerheid toonde op het gebied van het horizontaal blijven van het platform werd een schaalmodel vervaardigd. Hieruit bleek dat het concept theoretisch perfect werkt, maar praktisch niet haalbaar is wegens speling in de translatie van het platform. Een aanpassing van dit concept was niet voldoende, waardoor een nieuw aandrijving samen met nieuwe berekeningen noodzakelijk waren voor die translatie. Als resultaat biedt deze masterproef geen afgewerkt ontwerp, maar eerder een studie als basis voor een verder ontwerp.

Abstract in English

Certum-Engineering is an engineering company, focused on the automotive industry and more specific; the bus industry. Coaches don't usually have an elevator for wheelchair users in the front entrance. So it was an opportunity for us to make a master's thesis about developing an elevator system, which makes it comfortable to enter a bus for wheelchair users. This system has to be compatible with as much as possible coaches.

A literature review and a scholarship (IAA) gave us insight in terms of legislation, elevator systems, coaches and wheelchairs. With this background information, we made 3 models in Creo. Several calculations bring up the slider model as most achievable. After mechanical adjustments and strength calculations on the most critical components, a general concept in the form of a block was developed.

Because Creo showed an uncertainty in the area of staying horizontal of the platform, a scale model was made. This model showed us that in theory it will work, but in practice it isn't feasible due to slack in the translation of the platform. An adjustment of the concept wasn't enough, whereby new calculations were needed. The result of this master's thesis doesn't give us a finished concept but rather a base for further design. Our aim is to give a complete as possible study for further design and conceptualisation.

1 Inleiding

1.1 Situering

De opdrachtgever van deze masterproef is het engineeringbureau Certum-Engineering. Certum-Engineering werd in 2005 opgericht door Nico Marini, eigenaar, zaakvoerder en CEO. Het bedrijf is vooral actief in de automotive sector. Ze ontwikkelen chassis en integraalstructuren voor de automotive (personenvervoer), en integreert alle technische componenten die ervoor zorgen dat een voertuig kan rijden.

Sommige reisbussen zijn voorzien van een liftstelsel voor rolstoelgebruikers. Die lift is dan meestal voorzien aan de achterzijde of aan de zijkant van de bus. Een liftstelsel, compatibel voor alle reisbussen, dat geïmplementeerd is aan de vooringang van de reisbus is echter nog onbestaande. Deze masterproef beoogt het ontwerp van een dergelijke lift die de rolstoelgebruiker in één vloeiende beweging tot in de bus brengt. Na gebruik dient de lift opgeborgen te worden onder de eerste traprede.

In eerste instantie moet er, voor dit liftstelsel, een reisbus voorhanden zijn die voldoet aan extra regelgeving omtrent andersvalidenvervoer. Meer bepaald volgens de United Nations Economic Commission for Europe (UNECE) en de EG-Directive.

1.2 Probleemstelling

Het 'UK Initial Report on the UN Convention on the rights of persons with disabilities' stelt dat tegen het jaar 2020 alle reisbussen, die instaan voor lijnvervoer¹, voorzien moeten zijn van een rolstoellift. [1] Ook in andere landen wordt de toegankelijkheid van vervoermiddelen voor rolstoelgebruikers alsmaar belangrijker.

Er zijn op dit moment een aantal liftsystemen voor reisbussen op de markt. Voor de 'lage' reisbussen (reisbussen met een hoogteverschil van minimaal 1350mm tussen passagiersvloer en de bovenzijde van de deur) kan er geopteerd worden voor een liftstelsel aan de vooringang of de zij- of achterkant. Bij de 'hoge' reisbussen kan er enkel een keuze gemaakt worden uit de laatste twee mogelijkheden. Er ontbreekt dus een liftstelsel aan de voorste instapdeur dat de rolstoelgebruiker in één vloeiende beweging in de bus brengt.

¹ Het overbruggen van lange afstanden gebeurt in Engeland niet alleen per trein, maar ook met reisbussen.

1.3 Doelstellingen

Bij de reisbus dient de minimale deuropening, voor het binnenbrengen van de rolstoelgebruikers, 900 mm breed en 1650 mm hoog te zijn. De instaphoogte mag maximaal 320 mm zijn en de traptredenhoogte 250 mm. Bovendien moet er voor de rolstoelgebruiker een plaats van minstens 750 mm x 1300 mm voorzien worden in de passagiersruimte, volgens de lengtes van de bus. [2]

De eerder besproken regelgeving handelt ook over liftsystemen. Zo dienen de bedieningsinrichtingen van een instaphulpmiddel duidelijk en op de juiste manier gemarkeerd te worden. Een verklikkerinrichting moet aangeven of het systeem al dan niet uit zijn rustpositie is. Bij het falen van de veiligheidsinrichting of de aandrijving mag de lift niet meer bestuurbaar zijn, behalve als dit op een veilige, manuele manier kan. Dit noodmechanisme dient duidelijk zichtbaar te zijn. Bijkomend mag de bediening enkel plaatsvinden bij de stilstand van het voertuig. Om te voorkomen dat de rolstoelgebruiker van de lift kan rijden tijdens de beweging moeten er beveiligingsinrichtingen in werking treden. De minimale afmetingen voor het hefplatform zijn 800 mm voor de breedte en 1200 mm voor de lengte. Bijkomend moet het platform een minimaal gewicht van 300 kg kunnen dragen. [3]

Daarnaast is het de bedoeling het liftstelsel als een module in te bouwen in de traprede. Verdere studie zal het maximaal te benutten volume bepalen.

Ten slotte dient de beweging, om de rolstoelgebruiker van zijn startpositie tot zijn eindpositie te verplaatsen, binnen de 5 minuten uitgevoerd te zijn. Dit is inclusief het uitklappen en opbergen van het liftstelsel.

1.4 Methode

In eerste instantie zal een literatuurstudie uitgevoerd worden voor wetgeving, reisbussen, liftsystemen en rolstoelen. Het is nog niet geweten of het liftstelsel ook in bestaande bussen geïmplementeerd zal worden. Hiervoor volgt een onderzoek naar bestaande reisbussen om hun afmetingen te vergelijken met hetgeen de wetgeving, voor andersvalidenvervoer, voorschrijft.

Voor de start van het ontwerp zal een referentiemodel van de reisbus getekend worden in Creo. Op die manier kunnen de benodigde vrijheidsgraden en afmetingen bepaald worden. Deze gegevens dienen als basis voor het ontwerp van een zo universeel mogelijk liftstelsel.

Berekeningen van kritische componenten zullen met de hand uitgevoerd worden en indien mogelijk met Creo. Eenmaal een concept afgewerkt is, zal een verdere detaillering weergeven welke componenten nodig zijn om van concept naar prototype te gaan.

2 Literatuurstudie

2.1 Algemeen

Voor de start van het ontwerp werd een uitgebreide studie uitgevoerd om tijdens het ontwerp voor zo min mogelijk extra verrassingen te staan.

Om het onderzoek in de juiste categorie, van voertuigen, te laten plaatsvinden werd gebruik gemaakt van de wettekst: 'Koninklijk besluit houdend reglement op de technische eisen waaraan voertuigen, hun aanhangwagens en hun veiligheidstoebehoren moeten voldoen'. Hieruit volgt klasse III volgens categorie M3 (de juiste inhoud is terug te vinden in bijlage A1). [4]

2.2 Wetgeving en onderzoek

Voor de installatie van een invalidenlift zal de reisbus aan bepaalde eisen moeten voldoen. Die zijn terug te vinden in de regelgeving omtrent andersvaliden, meer bepaald de 'United Nations Economic Commission for Europe' (UNECE) en de EG-Directive. Deze richtlijnen bevatten eveneens de nodige eisen voor de rolstoellift op zich. De belangrijkste info hieromtrent is weergegeven in bijlage A2 (annex 8 van UNECE[5]) en bijlage A3 (EG-Directive[2]).

2.2.1 Reisbus

Wetgeving

In eerste instantie werd gekeken naar het maximaal te benutten volume voor de module² van het liftmodel, rekening houdend met bestaande reibussen³. Deze beginwaarden kunnen in een later stadium geoptimaliseerd worden om het liftmodel meer compatibel te maken.

De maximale toegestane afmetingen voor een reisbus (volgens artikel 1, deel B in bijlage A3 [2]) is:

- Breedte: 2,55 m;
- Hoogte: 4,00 m .

De bedrijfsdeur die toegang verschaft voor de rolstoelgebruiker dient een minimale breedte te hebben van 900 mm (artikel 3.6.3 in bijlage A2[5]). De minimale hoogte is 1650 mm en is afgestemd op niet rolstoelgebruikers (artikel 7.6.3 in bijlage A4[2]). Deze waarde is echter te laag voor een goede toegankelijkheid.

² Omhulsel waarin het liftstelsel is opgeborgen.

³ Die voldoen aan de nodige wetgeving omtrent andersvaliden.

De hoogte van de traptreden is gekozen op basis van de wetgeving die rekening houdt met mensen die minder goed te been zijn (artikel 3.1 in bijlage A2[5]). Voor het ontwerp werken we eerst naar de maximale waarde toe, de afmetingen zijn:

- Eerste trede (tussen grond en instaptrede): 320 mm;
- Hoogte van de daarop volgende treden: 250 mm.

2.2.1.1 Onderzoek

Algemeen

Om kritisch te werk te gaan werd, afgezien van de wetgeving, ook een praktisch onderzoek uitgevoerd. Door verscheidene skeletmodellen van reibussen te bekijken, werd het duidelijk dat de passagiersvloer van reibus tot reibus varieert. Om de compatibiliteit zo groot mogelijk te maken dient er onderzocht te worden welke hoogteverschillen allemaal haalbaar moeten zijn.

Engelse markt

De andersvalidelift is in eerste instantie bedoeld voor de Engelse markt. Om een beeld te krijgen van de gebruikte reibussen volgde contactlegging met verscheidene Engelse reibureaus. Bijkomend werd gevraagd of de reibussen al dan niet voorzien zijn van een invalidelift. Hieruit kwamen volgende resultaten:

Tabel 1: Aanwezigheid liftstelsel in reibussen

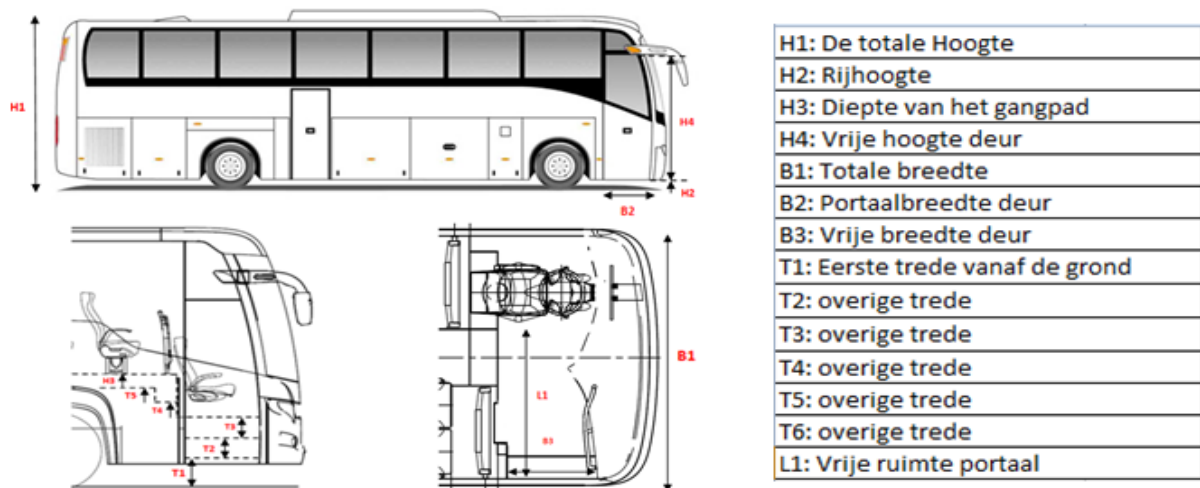
Merk	Met lift
Scania Irizars	✓
Volvo Collection; B12b,B13,B11,B9 en B7	✓
Vanhool Astromega	✓
Interdeck	✓
Volvo 9700	
VDL Futura	
Neoplan Euro 6	

Aangezien bij geen van bovenstaande reibussen een invalidelift aan de voorste instapdeur voorzien is, was verder onderzoek vereist naar de afmetingen van deze deur. Uit onderzoek bleek dat geen enkele deur voldeed aan de minimum breedte van 900 mm. Om de beperkingen van het internet buiten spel te zetten werd het onderzoek verder gezet in de praktijk.

Opmeten van reisbussen

Voor het praktisch onderzoek werd geopteerd om de reisbussen zelf op te meten. Als hulpmiddel werd hiervoor een Excelbestand opgesteld voor het noteren van de maten (zie bijlage B1, figuur 1).

Voor het verzamelen van de afmetingen zijn we enerzijds langsggegaan bij het reisbureau 'De Zigeuner' te Diepenbeek. Anderzijds hebben we de IAA-beurs bezocht in Hannover, daar was een grote diversiteit aan reisbussen terug te vinden.



Figuur 1: Afmetingen reisbus[6]

Conclusie

Uit de bekomen afmetingen blijkt dat geen van de reisbussen een vooringang heeft die voldoet aan de minimum breedte van 900 mm. Na samenspraak met de opdrachtgever werd beslist om het onderzoek naar bestaande reisbussen te beëindigen. Dit heeft als gevolg dat er vanuit gegaan wordt om het liftmodel rechtstreeks te voorzien in het ontwerp van nieuwe reisbussen.

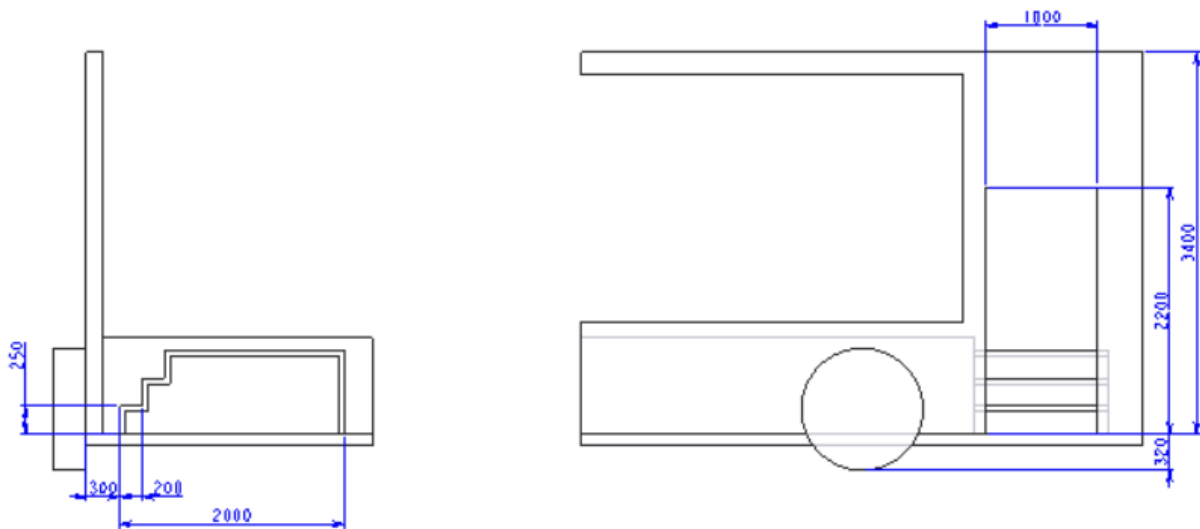
Hierdoor zijn de beginwaarden voor het ontwerp minder beperkt en zullen busfabrikanten de door ons vastgelegde ruimte moeten vrijhouden. De maximale afmetingen voor onze module worden in het volgende puntje vast gelegd.

2.2.1.2 Model

De bekomen informatie werd gebruikt voor het creëren van een algemeen busmodel dat voldoet aan de juiste wetgeving (figuur 2). Dit model werd ontworpen en gebruikt binnen Creo voor het ontwerp van de liftmodule.

Bij het tekenen werd, zoals eerder vermeld, uitgegaan van het maximaal te benutten volume. Gezien bovenstaande conclusie werden de afmetingen afgestemd op de wetgeving en bestaande liftmodules. De breedte van de reisbus werd 2.55 m genomen, de instaphoogte en de hoogte van de treden respectievelijk 320 mm en 250 mm. De hoogte van de deur werd berekend als het gemiddelde van eerder bekomen meetresultaten, zijnde 2200 mm. Voor de breedte van de deur werd gekeken naar de concurrentie, waar een deur van minimaal 1000 mm vereist is.

Bovenstaande heeft als gevolg dat de maximale afmetingen van de liftmodule vastliggen. Zo dient de breedte kleiner te zijn dan 1000 mm en de hoogte gelijk 190 mm. Deze hoogte is berekend uit het maximum van 250 mm min de dikte van de meest gebruikte profielen. De diepte is afgeleid van bestaande liftsystemen om hiermee te kunnen concurreren. Om niet voor verrassingen te staan is er extra onderzoek uitgevoerd naar de te benutten ruimte onder de trap. Hieruit is besloten dat de reserveband, die zich vooraan in de bus bevindt, verplaatst moet worden naar de bagageruimte. Een mogelijk obstakel is de stuurstang, na nader overleg is echter gebleken dat de stuurstang hoog genoeg zal komen om geen obstakel te vormen. De diepte van 1900 mm kan in acht genomen worden.



Figuur 2: Drawing busmodel

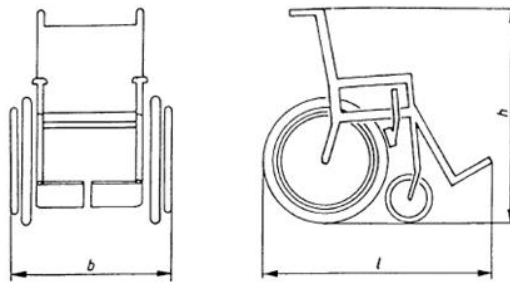
2.2.2 Rolstoel specificaties en rolstoelruimte

2.2.2.1 Wetgeving

Om na te gaan of de toegangswegen voor rolstoelgebruikers geschikt zijn, wordt er in de praktijk gebruik gemaakt van een referentierolstoel met volgende minimale afmetingen:

- Totale lengte: 1200 mm;
- Totale breedte: 700 mm;
- Totale hoogte: 1090 mm.

Met de aanwezigheid van de rolstoelgebruiker in de rolstoel, vergroot de totale lengte met 50 mm en beslaat een hoogte van 1350 mm boven de grond.



Figuur 3: Referentierolstoel[5]

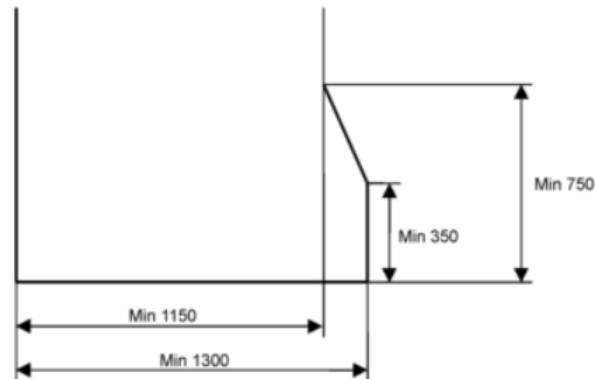
De weg voorzien voor de rolstoelgebruiker dient ook te voldoen aan minimale afmetingen. Deze afmetingen moeten zo gekozen zijn dat hij/zij zich vrij en gemakkelijk kan bewegen (artikel 3.6.4 in bijlage A2[5]). De voorziene weg zal, in ons geval, voorzien worden van het voetpad tot de eindpositie van de rolstoelgebruiker in de reisbus.

Onder vrij en gemakkelijk bewegen wordt verstaan:

- De rolstoelgebruiker dient voldoende ruimte te hebben om zich, zonder hulp van een persoon, te manoeuvreren;
- Er mogen geen obstakels aanwezig zijn die het vrije verkeer van de rolstoelgebruiker kunnen belemmeren.

De voorziene plaats voor rolstoelgebruikers moet evenwijdig lopen aan de lengteas van het voertuig en heeft volgende minimale afmetingen (artikel 3.6.1 in bijlage A2[5]):

- Breedte: 750 mm;
- Lengte: 1300 mm.



Figuur 4: Minimale ruimte rolstoelgebruiker in reisbus[5]

2.2.2.2 Onderzoek

Algemeen

Voor dit project werd er in eerste instantie rekening gehouden met het referentiemodel. Om echter de zekerheid te hebben dat ons liftmodel zal voldoen aan de hedendaagse noden, is er verder onderzoek gevoerd naar zowel de manuele als de elektrische rolstoelen.

De draaicirkel van de rolstoel is van belang om het platform te betreden of verlaten in de bus. Voor die reden werd ook dit verder onderzocht voor de manuele en elektrische rolstoel.

Manuele rolstoelen

Voor de manuele rolstoelen werd er een Excelbestand opgemaakt waarin verscheidene rolstoelformaten worden weergegeven (bijlage B2 en B3). Hiervoor werd er onderzoek gedaan naar zowel de internationale als specifiek de Engelse markt. Bij in acht name van de wettelijk minimale afmetingen, voor het platform, waren slechts vier modellen te groot. Aangezien dit de uiterste modellen zijn, werd hier geen rekening mee gehouden.

Om de draairadius te achterhalen van een manuele rolstoel, werd overgegaan naar enkele experimenten. Met behulp van een rolstoel en enkele attributen werd een ruimte gecreëerd die kan worden gelijkgesteld met de ruimte die aanwezig is in een reisbus (Figuur 5). Uit dit experiment is gebleken dat een breedte van 1000 mm nodig is om het platform langs de zijkant te betreden of verlaten.



Figuur 5: Draairadius rolstoel vastleggen

Elektrische rolstoelen

Omdat de elektrische rolstoel gebruiksvriendelijker is dan de manuele gaan er meer en meer rolstoelgebruikers overschakelen naar de elektrische rolstoel. Omwille hiervan moet er bij het ontwerp van de lift ook rekening gehouden worden met de rolstoelformaten en draairadius van deze elektrische rolstoelen. Meer info hieromtrent werd verkregen door langs te gaan bij verschillende instanties die hiervoor bevoegd zijn. Er werd een bezoek gebracht aan de christelijke mutualiteit en Orthomed⁴. Hier werd duidelijk dat de breedte van de elektrische rolstoel vergeleken kan worden met die van de manuele en de draairadius kleiner zal zijn omdat het rotatiepunt van de elektrische rolstoel zich in het midden van het toestel bevindt.

⁴ Leverancier van rolstoelen en gespecialiseerd in de mobiliteit van de andersvaliden.

2.2.2.3 Model

Uit voorgaand onderzoek bleek dat het algemeen model voldeed aan de hedendaagse noden. Om met een rolstoelmodel te kunnen werken in Creo is er geopteerd om een algemeen model te downloaden (<http://grabcad.com/>). In Creo bestaat de optie voor het invoegen van een 'manikin'⁵. Om de toegankelijkheid te testen zal deze manikin op het afgewerkte liftmodel geplaatst worden. In figuur 6 wordt het rolstoelmodel met manikin weergegeven.



Figuur 6: Manikin in Creo

2.2.3 Lift

2.2.3.1 Wetgeving

De wetgeving voorziet algemene voorschriften met betrekking tot instaphulpmiddelen voor een reisbus (artikel 3.11.1 in bijlage A2[5]).

- De bedieningsinrichtingen van een instaphulpmiddel moeten duidelijk als dusdanig worden gemarkeerd. Een verklikkerinrichting moet de bestuurder duidelijk maken of het instaphulpmiddel is uitgelegd of neergelaten;
- Wanneer een veiligheidsinrichting uitvalt, mogen liften, oprijplaten en knielsystemen niet bediend worden, behalve wanneer dit op een veilige wijze met de hand kan gebeuren. De aard en de plaats van het noodmechanisme moet duidelijk worden aangegeven. Wanneer de krachtbron uitvalt, moeten instaphulpmiddelen met de hand bediend worden.

⁵ Dummie-weergave van een persoon.

Ook voorziet de wetgeving algemene voorschriften specifiek gericht naar liftsystemen (artikel 3.11.3 artikel in bijlage A2[5]):

- Liften mogen alleen gebruikt worden wanneer het voertuig stilstaat;
- Wanneer het platform omhoog of omlaag gaat, moet er automatisch een hulpstuk in werking treden dat voorkomt dat de rolstoel van de lift rijdt;
- Minimale grote van het liftplatform:
 - Breedte: 800 mm;
 - Lengte : 1200 mm;
 - Draagmassa: 300 kg.

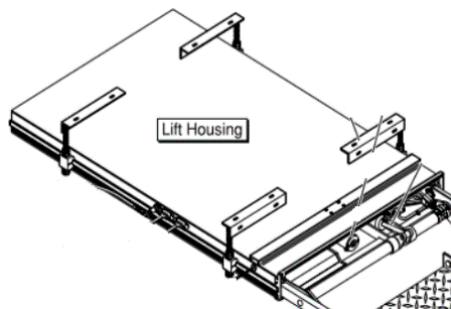
De helling van de gangpaden, toegangen of vloeren tussen rolstoelruimten en ten minste één ingang en één uitgang of een gecombineerde in- en uitgang mag niet meer dan 8% bedragen. Dergelijke hellingen moeten voorzien worden van een antislip oppervlak.

2.2.3.2 Onderzoek

Liftmodule

De maximale afmetingen waarbinnen het liftmodel ontworpen moet worden, is vastgelegd bij het busmodel. Om echter te weten of deze afmetingen concurrentiewaardig zijn, is er onderzoek uitgevoerd naar bestaande liftmodules (figuur7 geeft een voorbeeld van een liftmodule).

Bij de concurrentie waren de modules vooral bedoeld voor inbouw in de bagageruimte. De breedte van de deur werd vastgelegd aan de hand van de concurrentie, meer bepaald op een systeem dat ook ingebouwd wordt aan de vooringang. Dit model wordt op pagina 28 iets verder besproken.

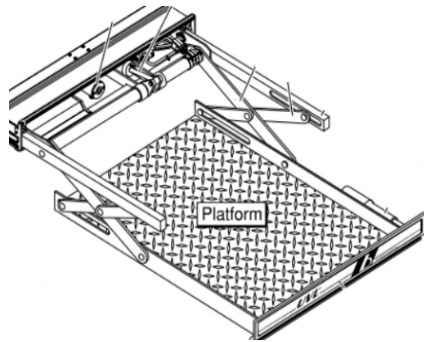


Figuur 7: Liftmodule[7]

Bestaande liftprincipes

Bij bestaande liftsystemen worden slechts twee verschillende principes toegepast. Het schaarsysteem (figuur 8) of het parallelsysteem (figuur 9). De aandrijving neemt, bij beide systemen, plaats op één arm. De rest van de constructie houdt het platform horizontaal.

- Schaarsysteem



Figuur 8: Schaarsysteem[7]

- Parallelsystemen



Figuur 9: Parallelsysteem [8]

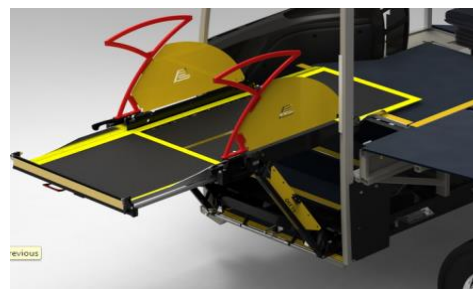
Bestaand liftstelsel voorste ingang

In Engeland is reeds een bestaand systeem in gebruik (figuur 10 en 11). Aan de buitenzijde wordt de rolstoelgebruiker omhoog gebracht met het parallelsysteem terwijl in de bus het bordes omhoog komt. Via een klep kan de rolstoelgebruiker van de lift over het bordes de bus inrijden. Het vereist een minimale deuropening van 1000 mm breed en een minimale hoogte van 1350 mm tussen de bovenzijde van de deur en de passagiersvloer.

De afstand van 1350 mm maakt dat het aantal geschikte reisbussen heel laag ligt. Hieruit kunnen we concluderen dat de opdracht van deze masterproef een meerwaarde zal bieden op de hedendaagse markt.



Figuur 10: Beweegbaar bordes [9]



Figuur 11: Schaarsysteem aan voorste ingang [9]

2.3 Conclusie

Het liftstelsel zal zeker moeten voldoen aan de nodige wetgeving. De gekozen afmetingen voor de module zijn maximaal en dienen mogelijk in een later stadium geminimaliseerd te worden. Mits het ontworpen liftstelsel aan de nodige eisen voldoet en daarbij prijsgelijkend is op de bestaande systemen zal het ongetwijfeld een succes zijn.

3 Voorontwerpen

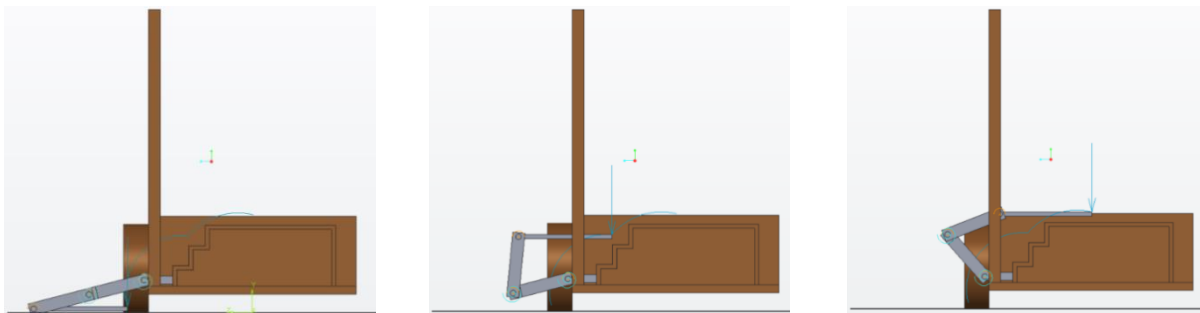
Na de literatuurstudie is er begonnen met het uittekenen van enkele voorontwerpen. Bij deze fase is het belangrijk om meerdere oplossingen te bedenken om de rolstoelgebruiker in de reisbus te brengen.

De literatuurstudie leert ons binnen welke afmetingen we het liftstelsel moeten ontwerpen. Hierdoor kunnen de voorontwerpen die we bedenken, tekenen in het busmodel dat bekomen is in de literatuurstudie. Vervolgens worden er op elk model berekeningen uitgevoerd met Creo Mechanism om de optredende belasting in de scharnierpunten te weten te komen.

Om de rolstoelgebruiker in één vloeiende beweging naar zijn gewenste positie te brengen moet het volledige platform zich in de bus kunnen plaatsen, dit tot een hoogte die gelijk is met de passagiersvloer. Omdat de passagiersvloer bij elke bus verschillend is, zal het platform in hoogte regelbaar zijn. Ook moet er rekening gehouden worden dat de rolstoelgebruiker door de deuropening kan. Met andere woorden moet het een universeel liftstelsel zijn dat toepasbaar is op zoveel mogelijk reibussen.

3.1 1^{ste} voorontwerp: Knik

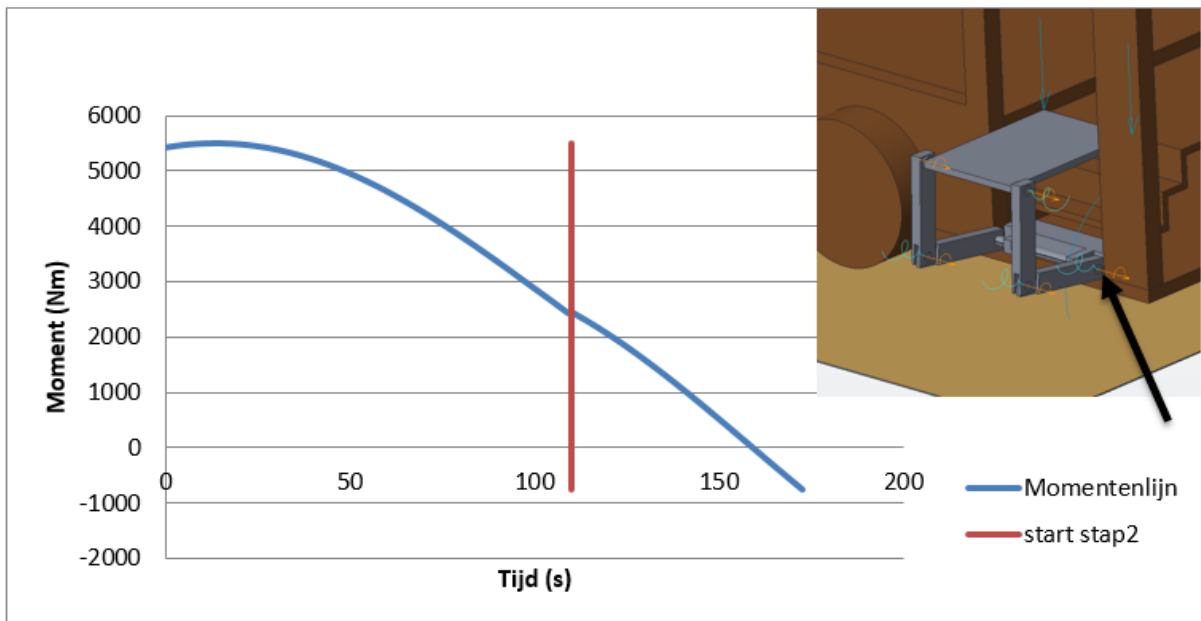
Het eerste voorontwerp is een knikstelsel. De armen zullen in het midden scharnieren waardoor het bewegingsverloop, zichtbaar op figuur 12, tot stand komt. Om het platform van begin tot eindpositie te brengen zal eerst het knikscharnier aangestuurd worden, de tweede stap is het aansturen van het scharnier in de bus.



Figuur 12: Bewegingsverloop knikstelsel

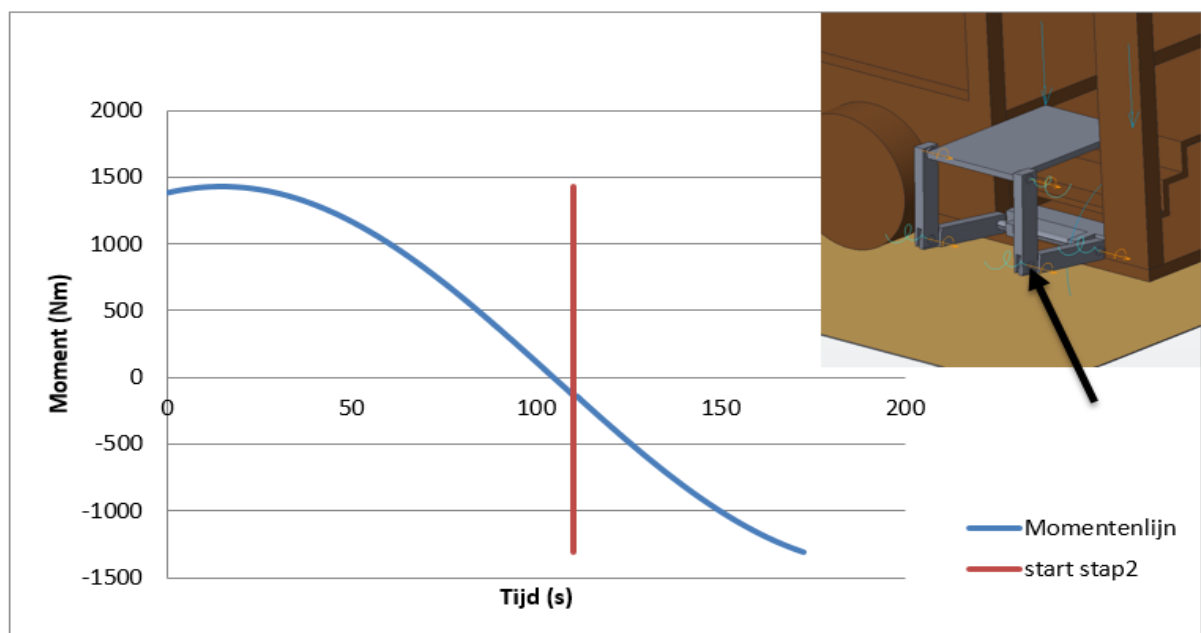
Bij de berekeningen van het ontwerp is er uitgegaan van een 'worst-case scenario' met een dubbele kracht van telkens 2000 N op het einde van het platform (aangeduid met de blauwe pijlen op figuur 12).

Figuur 13 geeft het momentenverloop in de hoofdas weer. Het maximaal moment dat optreedt heeft een grootte van 5493 Nm. Dit is op een tijdstip van 14 seconden waarbij het platform het verst verwijderd van de hoofdas.



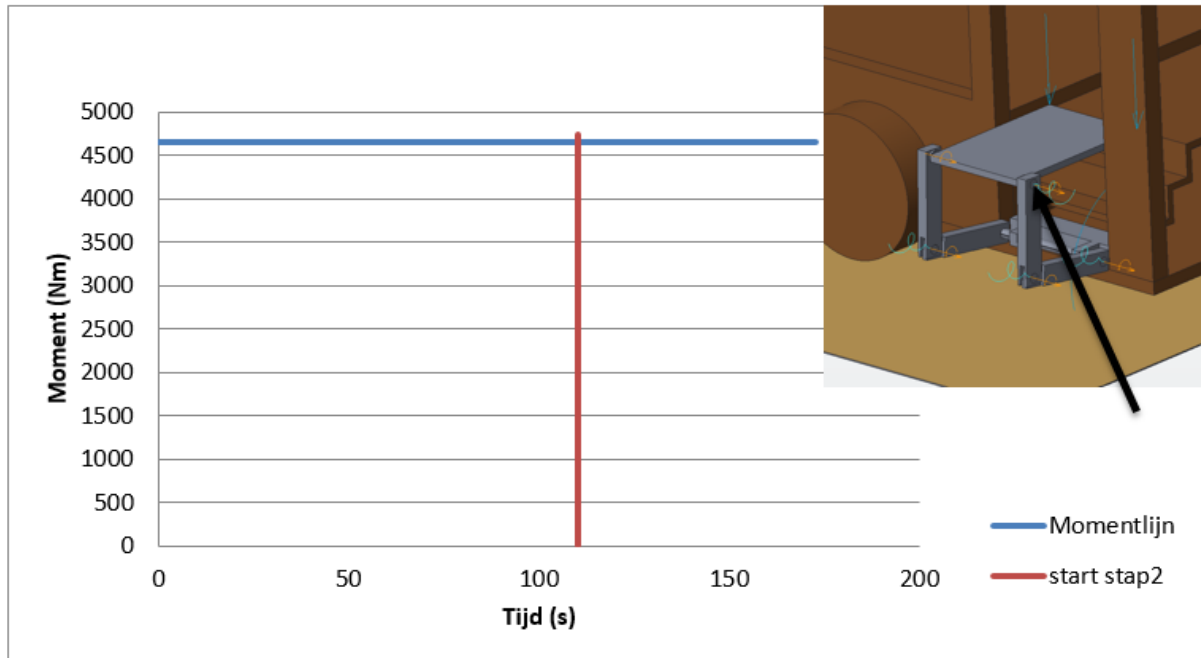
Figuur 13: Momentenverloop in hoofdas (knikprincipe)

Figuur 14 geeft het momentenverloop in het knikkenscharnier weer. Hier heeft het maximaal moment een grootte van 1427 Nm. Dit is wanneer het uiteinde na de knik horizontaal staat. Wanneer het uiteinde loodrecht staat zal het moment 0 Nm zijn, deze positie neemt plaats net voor de start van stap2.



Figuur 14: Momentenverloop in as arm (knikprincipe)

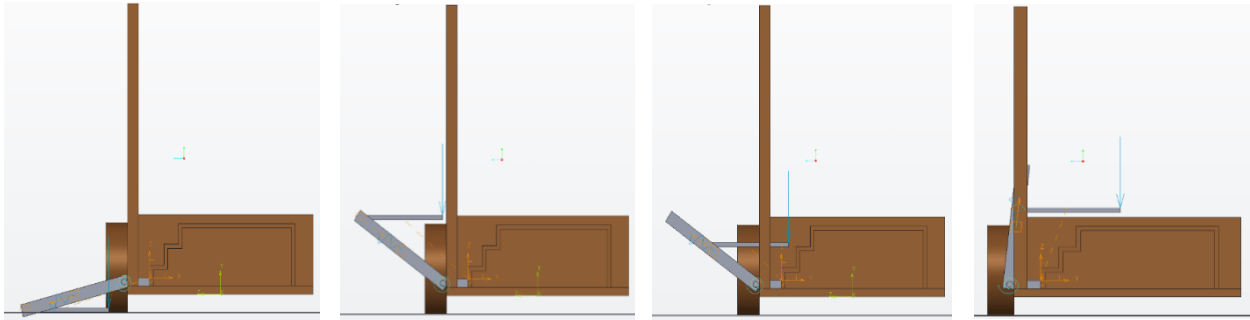
Als laatste geeft figuur 15 het momentenverloop dat plaatsvindt in het scharnierpunt aan het platform. De afstand tussen de kracht en het scharnier zal niet veranderen tijdens de beweging wat resulteert in een constant moment van 4600 Nm. Dit moment kan gedeeld worden door twee aangezien het door twee scharnieren opgevangen zal worden.



Figuur 15: Momentenverloop as platform (knikprincipe)

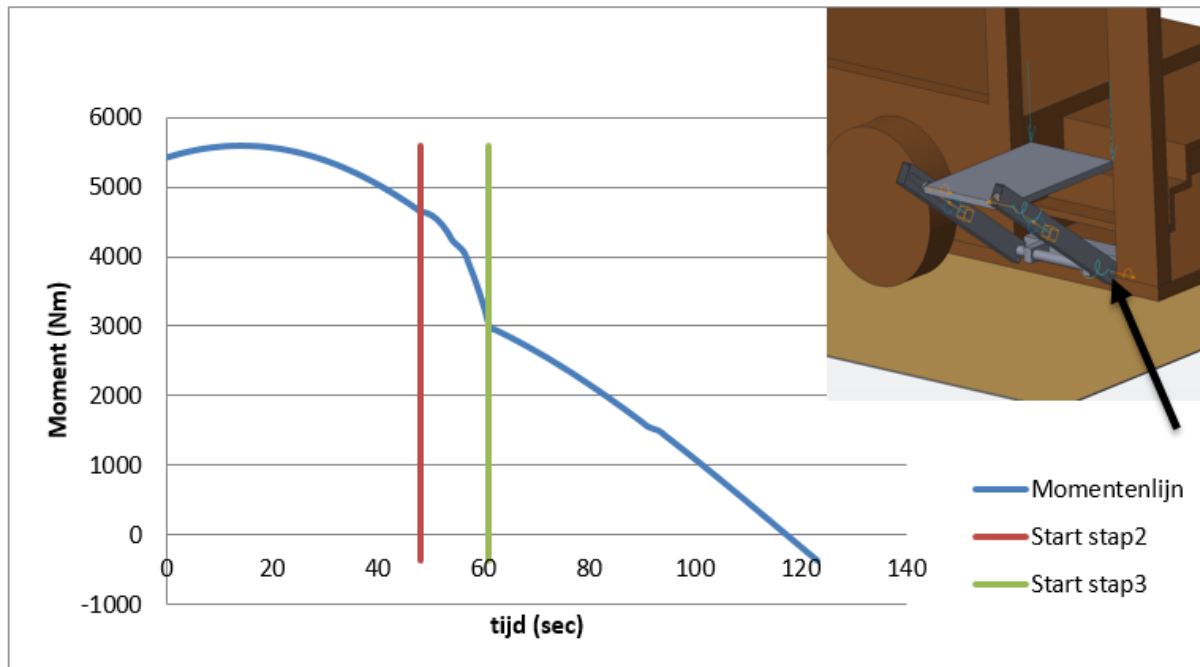
3.2 2^{de} voorontwerp: Schuiver

In het tweede voorontwerp wordt het platform in hoogte verstelbaar als gevolg van een schuifbeweging tussen twee stugge armen. Het bewegingsverloop van het schuifprincipe is weergegeven in figuur 16.



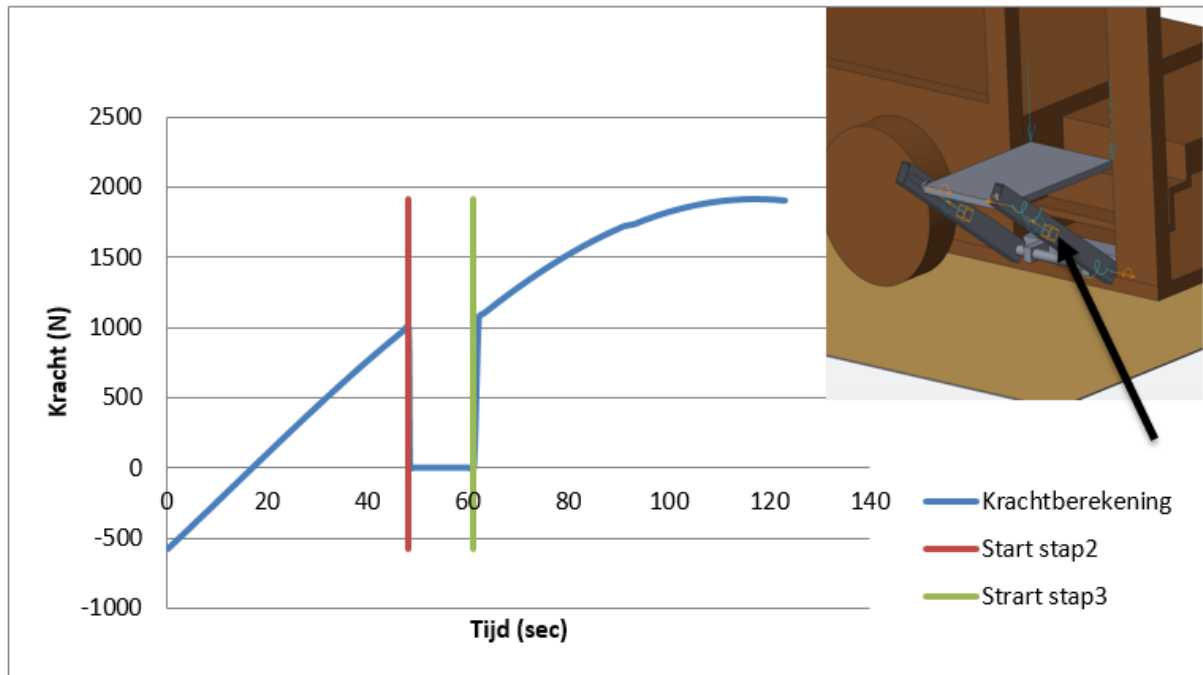
Figuur 16: Bewegingsverloop schuiver

Het moment dat opgevangen dient te worden in de scharnieren aan het platform is identiek aan het vorige model. Hierdoor zullen enkel het nodige moment, van de aandrijfjas in de bus, en de kracht, nodig voor de translatie, berekend worden. In figuur 17 is het momentenverloop van de hoofdas weergegeven. Het grootste moment van 5600 Nm ontstaat wanneer dat de armen zich in horizontale positie bevinden. Het minimale moment, zijne 0 Nm, komt voor bij een loodrechte stand van de armen.



Figuur 17: Momentenverloop in de hoofdas (schuifprincipe)

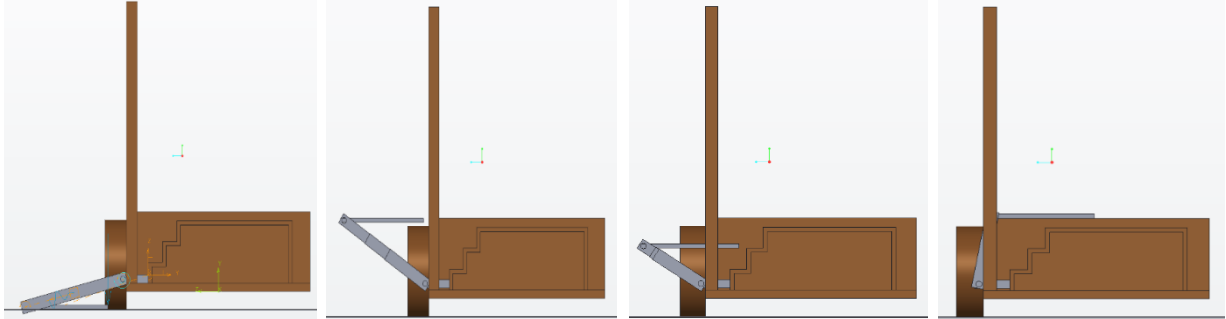
Figuur 18 geeft weer welke kracht uitgeoefend moet worden om de translatie al dan niet tot stand te laten komen. De maximale kracht per arm is 1913 N en treedt op wanneer de armen loodrecht omhoog staan. De minimaal vereiste kracht treedt op bij een horizontale stand van de armen. De kracht is ook gelijk aan nul tijdens stap twee, dit is het geval in Creo tijdens het aansturen van de translatie. In realiteit zal deze kracht niet nul zijn als gevolg van een gecontroleerde translatie van het platform.



Figuur 18: Krachtenverloop in arm (schuifprincipe)

3.3 3^{de} voorontwerp: Telescoop

Het derde voorontwerp leunt op hetzelfde principe als de schuiver. De translatie komt hier tot stand als gevolg van het telescoop principe. Figuur 19 toont het bewegingsverloop.



Figuur 19: Bewegingsverloop telescoop

Het momentenverloop in de hoofdas en in de as van het platform, alsook het krachtenverloop in de armen zal hetzelfde verlopen als bij het principe van de schuiver.

3.4 Conclusie

In samenspraak met Certum Engineering is het schuifprincipe er als meest haalbaar concept uitgekomen. Het voorziet namelijk de grootste mogelijkheden voor het opvangen van de krachten. Ook werd er nagedacht over een mechanisme met als doel het platform horizontaal te houden. De methode die hiervoor het meest geschikt was (wordt verder in de bundel besproken) kon het best toegepast worden op het schuifprincipe.

Die twee redenen vormde een stevige basis om met het schuifprincipe verder te gaan.

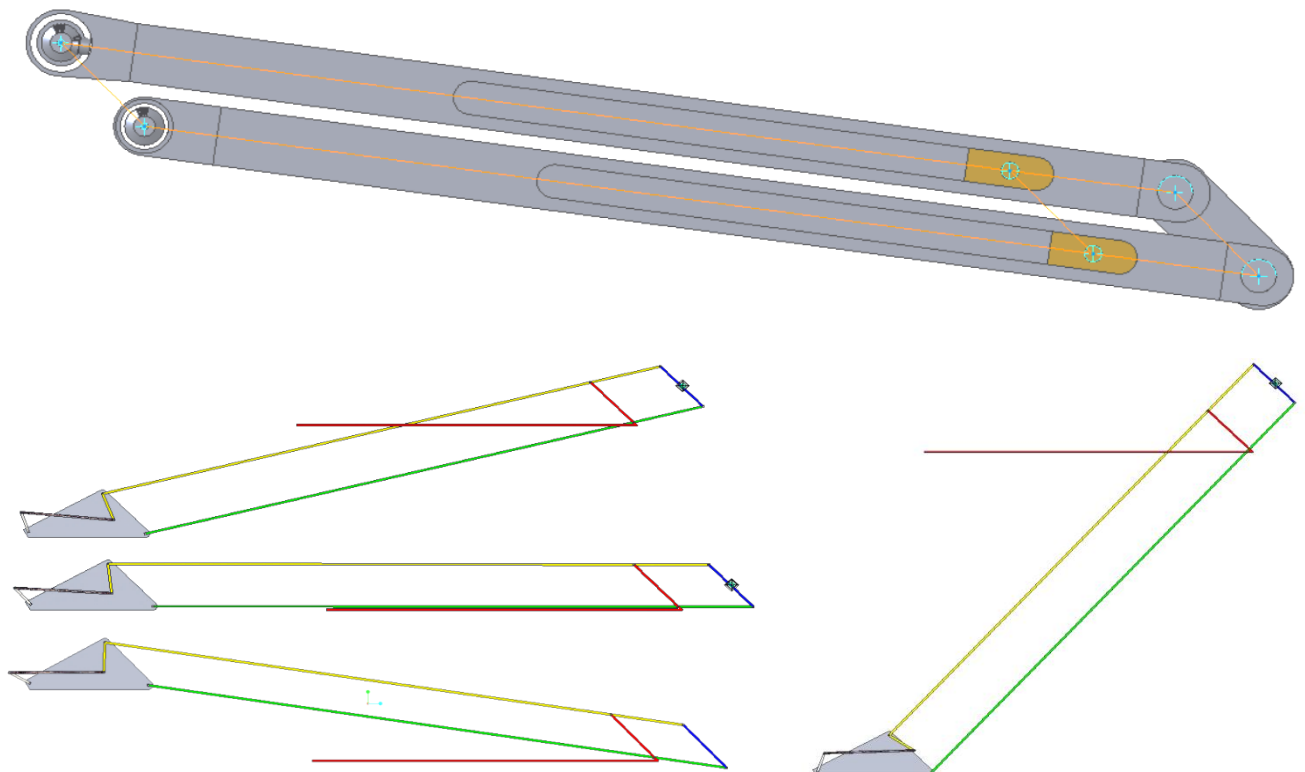
4 Optimalisatie gekozen concept

Zoals hierboven vermeld zal het schuifprincipe verder uitgewerkt worden. Er wordt een constructie voorzien waardoor het platform mechanisch horizontaal blijft. In dit puntje zullen de meest kritische componenten berekend worden en de manier van aandrijven bepaald. Na het afronden van de berekeningen kan een algemeen blokschema getekend worden van het hele systeem. Een detaillering van het blokschema zal leiden tot een afgewerkt ontwerp.

4.1 Principewerking mechanisme

Het liftstelsel heeft als doel de rolstoelgebruiker op een veilige manier in en uit de bus te brengen. Door het horizontaal blijven van het platform op een mechanische manier te waarborgen zal de veiligheid van het systeem drastisch verhogen. Het laat met minder veiligheidsrisico's een systeem te verkrijgen dat voldoet aan de wetgeving.

Figuur 20 toont de constructie van het mechanisme. De onderste koker wordt voorzien van een aandrijving voor de translatie van het gouden blokje. Dit blokje is, net zoals het bovenste blokje, scharnierend bevestigd aan het platform. Een geleiding in beide kokers zorgt voor een vlotte translatie van de blokken. Het platform zorgt voor een vaste verbinding tussen de glijblokken waardoor een parallelvorm verkregen wordt. Deze vorm zorgt dat het platform in elke positie van de kokers dezelfde oriëntatie heeft ten opzichte van de grond.



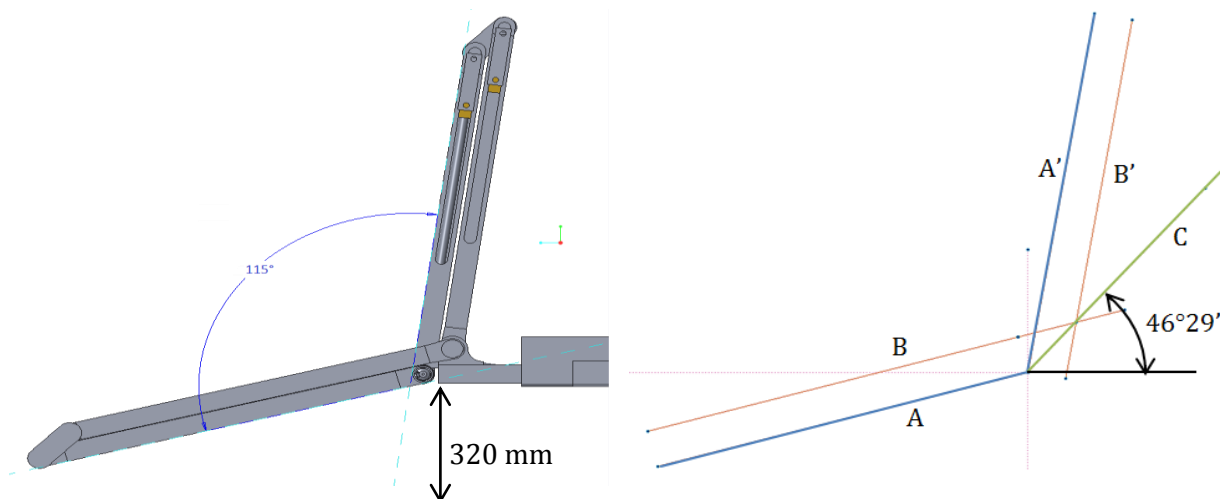
Figuur 20: Stangenmechanisme

4.2 Kritische componenten

De aandrijving voor de translatie dient verwerkt te worden in de kokers. Om deze te bepalen zal de doorsnede van de kokers bepaald moeten worden. De maximale doorsnedes wordt bekomen door het juist positioneren van de scharnierpunten. Tot slot wordt de as gedimensioneerd die zal instaan voor de hefbeweging.

4.2.1 Positie kokers ten opzichte van elkaar bepalen

Voor een reisbus is een hoek van minimaal -15° vereist, om het platform op de grond te brengen, en maximaal 100° om het platform in de bus te krijgen. De 15° werd berekend door: $\sin^{-1}\left(\frac{\text{eerste trede}}{\text{lengte koker}}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{320}{1300}\right) = 14^\circ 15'$. Figuur 21 toont links het totaalbereik van 115° , rechts werd gebruikt voor de bepaling van de scharnierposities. De hoek tussen A en A' vormt 115° , de rechten B en B' zijn parallel getekend op eenzelfde afstand van respectievelijk A en A'. De rechte door de snijpunten (A,A') en (B,B') vormt een hoek van $46^\circ 29'$ met de horizontale. Deze hoek zal aangehouden worden tussen de scharnierpunten.



Figuur 21: Bereik en positionering

Figuur 22 toont de afstanden tussen de scharnierpunten. Deze werden samen met de maximale doorsnede voor de kokers, proefondervindelijk bepaald in Creo.

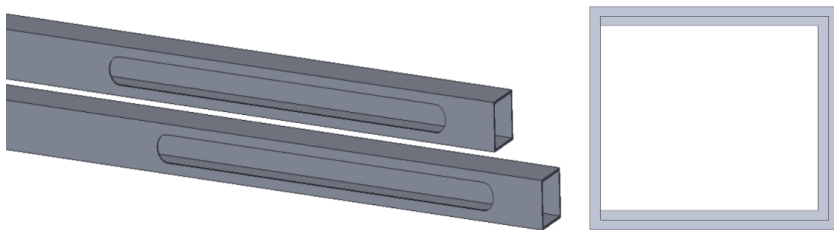


Figuur 22: Afstand tussen de kokers

4.2.2 Dimensioneren van de koker

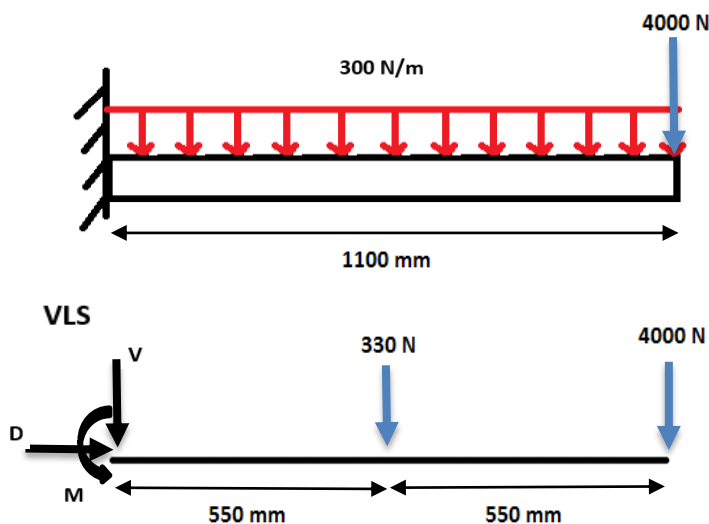
Zoals hierboven vermeld werden de maximale doorsnede en de afstanden tussen de scharnieren samen bepaald. Er werd begonnen in horizontale positie, met willekeurig gekozen afmetingen. Door afwisselend naar de uiterste punten te gaan en de hoek van 46° in rekening te brengen konden de doorsneden en afstanden bepaald worden. Dit resulteerde in een koker met afmetingen 70×70 , de afstanden tussen de scharnieren werden in figuur 22 weergegeven.

Figuur 23 toont links de twee kokers, rechts is het vooraanzicht zichtbaar. De koker is voorzien van een u-profiel. Dit u-profiel dient in een later stadium (4.3.1 armen) voor bevestiging van de aandrijving. Het u-profiel zorgt voor een makkelijkere assemblage en onderhoud van het geheel. Beide profielen krijgen een dikte van 3 mm om de plaats voor de aandrijving voldoende groot te houden. Omdat de vorm en de optredende krachten van de koker vastliggen, kan er met de klassieke sterkteleer bepaald worden uit welk materiaal deze koker moet bestaan om vloeien van het materiaal te voorkomen. Als volgt controleren we of de doorbuiging niet te groot zal zijn, dit zal weergeven of het materiaal volledig voldoet. De kokers van één arm kunnen voorgesteld worden zoals figuur 23.



Figuur 23: Voorstelling kokers

Maximaal moment



Figuur 24: Equivalent schema

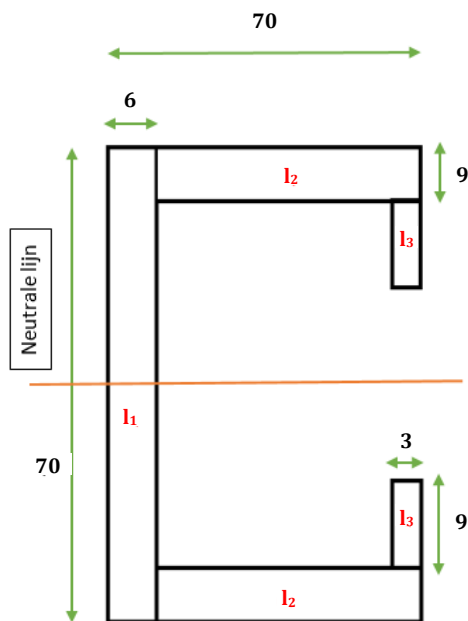
$$\sum M = 0 \rightarrow M - 330 \text{ N} \times 0.55 \text{ m} - 4000 \text{ N} \times 1.1 \text{ m} = 0 \Rightarrow M = 4581.5 \text{ Nm}$$

Polair traagheidsmoment

Voor de maximale buigspanning te weten, die in de koker optreedt, moet eerst het polair traagheidsmoment berekend worden. De vormgeving van de koker samen met het U-profiel kan zoals in figuur 25 en 26 worden voorgesteld.



Figuur 25: Koker met U-profiel



Figuur 26: Vormgeving koker met U-profiel

$$I_1 = \frac{6 \times 70^3}{12} = 171\,500 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 2 \times \left[\left(\frac{64 \times 6^3}{12} \right) + 64 \times 6 \times (32)^2 \right] = 788\,736 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = 2 \times \left[\left(\frac{3 \times 9^3}{12} \right) + 3 \times 9 \times (35 - 6 - 4.5)^2 \right] = 32\,778 \text{ mm}^4$$

Het totale polair traagheidsmoment:

$$I_{tot} = I_1 + I_2 + I_3 = 171\,500 \text{ mm}^4 + 788\,736 \text{ mm}^4 + 32\,778 \text{ mm}^4$$

$$I_{tot} = 993\,014 \text{ mm}^4$$

Maximale buigspanning

De maximale buigspanning kan men berekenen met volgende formule:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \times C}{I}$$
$$\sigma_{max} = \frac{4581.5 \text{ Nm} \times 10^3 \times 35 \text{ mm}}{993\,014 \text{ mm}^4}$$
$$\sigma_{max} = 161.5 \text{ N/mm}^2$$

Materiaalkeuze

Om het materiaal te bepalen waar de koker samen met het U-profiel uit moet bestaan, moet gekeken worden naar de vloeigrens van het materiaal. Deze vloeigrens moet samen met de veiligheidsfactor, groter zijn dan 161.5 N/mm^2 .

We kiezen voor materiaal S355. Dit materiaal heeft een vloeigrens 355 N/mm^2 . Als we hier de veiligheidsfactor in rekening brengen:

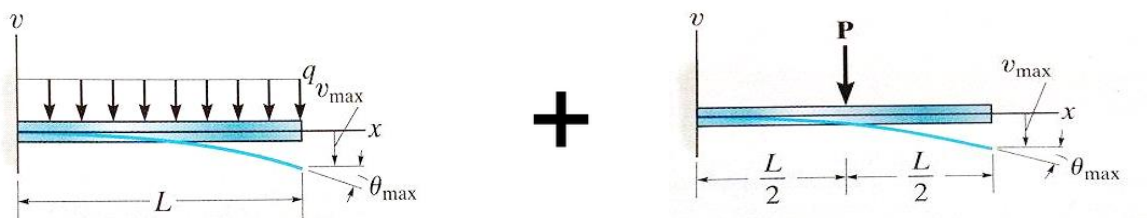
$$\sigma_{vloei} = 355 \text{ N/mm}^2 \times 0.7 \times \frac{2}{3}$$
$$\sigma_{vloei} = 165.67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 161.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{OK}$$

Met: 0.7 de constante veiligheidsfactor
2/3 de variabele veiligheidsfactor → Zwellende belasting

Het materiaal zal bij een spanning van 165.67 N/mm^2 beginnen vloeien. Aangezien $\sigma_{vloei} > \sigma_{max}$ kiezen we voor het materiaal S355.

Maximale doorbuiging

Voor de doorbuigen van de koker moet er rekening gehouden worden met twee belastingen, namelijk een verdeelde belasting en een puntbelasting:



Figuur 27: Doorbuiging van eenzijdig ingeklemde balken [10]

Formule voor het berekenen van de verdeelde belasting

$$v_{max} = \frac{-q \times L^4}{8 \times E \times I}$$

Met: $q = 0.3 \text{ N/mm}$
 $L = 1400 \text{ mm}$
 $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$
 $I = 993\,014 \text{ mm}^4$

Formule voor het berekenen van de puntbelasting;

$$v_{max} = \frac{-P \times L^3}{3 \times E \times I}$$

Met: $P = 2000 \text{ N}$

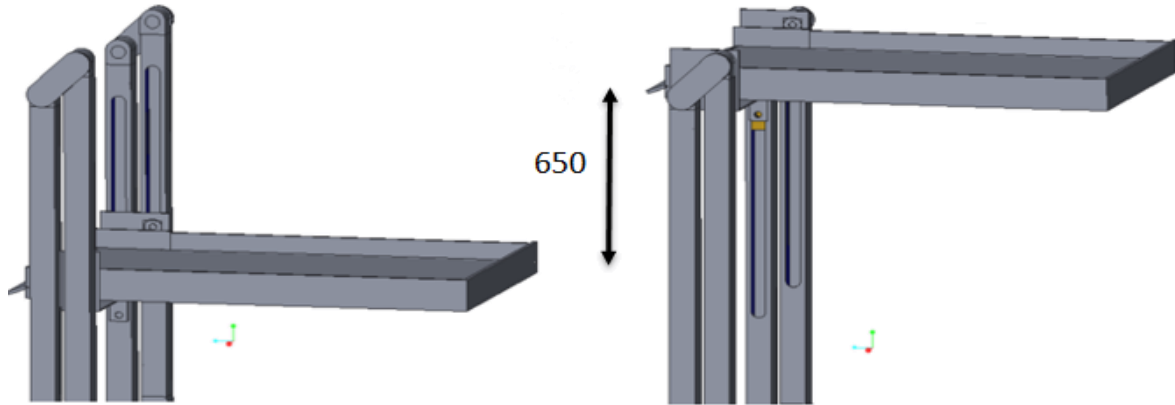
De totale doorbuiging van de koker is:

$$v_{max} = \frac{-q \times L^4}{8 \times E \times I} + \frac{-P \times L^3}{3 \times E \times I}$$
$$v_{max} = \frac{0.3 \times 1100^4}{8 \times 210 \times 10^3 \times 993\,014} + \frac{4000 \times 1100^3}{3 \times 210 \times 10^3 \times 993\,014}$$
$$v_{max} = 8.77 \text{ mm}$$

De koker ondergaat een maximale doorbuiging van 8.77mm bij een verdeelde belasting van 300 N/m en een puntbelasting van 4000 N. [10]

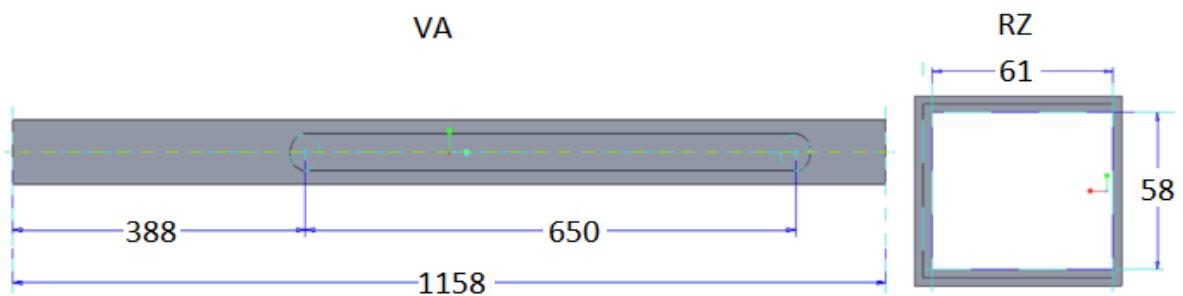
4.2.3 Keuze aandrijving translatie platform

De aandrijving die we, in beide armen, in de onderste koker willen plaatsen, moet een verplaatsing van 650 mm aankunnen zodat het liftsysteem toepasbaar is op zoveel mogelijk reisbussen.



Figuur 28: Het bereik van het platform

Ook moet de aandrijving passen binnen de afmetingen van de koker. Deze afmetingen zijn weergegeven in onderstaande figuur.



Figuur 29: Afmetingen van de koker

Er zijn meerdere mogelijkheden om het platform aan te sturen. Hierbij wordt gebruik gemaakt van een morfologisch overzicht. Dit zal helpen met de juiste keuze voor de aandrijving.

4.2.3.1 Morfologisch overzicht: Keuze aandrijving

Aandrijving van het platform voor translatie tussen de armen					
	Spindel	Riemoverbrenging	Tandwiel/ <u>tandlat</u>	Telescopische cilinder	Lineaire module
Aandrijvingen					

Figuur 30: Morfologisch overzicht aandrijvingen [11][12][13][14][15]

De kritische punten voor het kiezen van de aandrijving:

- beperkte inbouwruimte;
- een kracht van 2000 N per arm die overwonnen moet worden;
- veiligheid tegen het vallen van het platform;
- manueel bedienen na uitval aandrijving.

Spindel

Voor het bepalen van de spindeldiameter is er geopteerd om naar Vansichen lineairtechniek te gaan. Uit documentatie (zie bijlage C) is gebleken dat een trapeziumspindel die een kracht van 2000 N moet overwinnen, een diameter van 30 mm en moer met buitendiameter van 62 mm voldoende is. Omdat het platform is bevestigd op de moer die over de spindel heen beweegt, kan dit niet naar beneden vallen. Eenmaal de aandrijving niet meer zou functioneren, kan er mits een tussenstuk manueel aan de spindel gedraaid worden. De rolstoelgebruiker kan hierdoor op een veilige en gemakkelijke manier terug op de begane grond terecht komen.

Riemoverbrenging

Riemen kunnen grote krachten aan maar bij deze aandrijving zal er ook vooral gekeken moeten worden naar de veiligheid tegen het vallen van het platform. Als in het slechtste geval de riem scheurt, zal er een mechanische vergrendeling moeten optreden tegen het vallen van het platform.

Tandwiel/tandlat

In de verticale stand komt het totale gewicht op de tanden van de twee tandwielen. Hierdoor moet een tandwiel/tandlat voldoende groot worden uitgevoerd. De veiligheid tegen vallen van het platform is ook bij deze aansturing niet vanzelfsprekend. Eens deze aandrijving gekozen, wordt een klemsysteem bedacht evenals het manueel bedienen bij uitval van de aandrijving.

Telescopische cilinder

In het ontwerp van de koker (figuur 29) is te zien dat er maar een maximale inbouwruimte is van 388 mm. Dit is de reden waarom er in het morfologisch overzicht alleen maar gedacht wordt aan een telescopische cilinder en niet aan een gewone cilinder omdat die het bereik van 650 mm niet kan halen.

De telescopische cilinder moet het platform zowel naar boven als naar onder laten bewegen. Hiervoor moet de telescopische cilinder dubbelwerkend zijn en een volledige bereik hebben van 650 mm. Dit wil zeggen dat er een telescopische drietraps cilinders nodig is zoals afgebeeld op figuur 31.

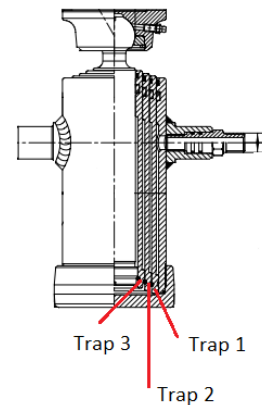
Er is rondvraag gedaan bij verschillende fabrikanten om een dubbelwerkende telescopische drietraps cilinders te vervaardigen die een kracht van 2000 N kan overbrengen. Maar een telescopische cilinder die aan deze eigenschappen moet voldoen zal nooit passen binnen de afmetingen van de koker. Hierdoor is het verder overlopen van de kritische punten niet meer van toepassing.

Lineaire module

Een lineaire module kan met verschillende aandrijvingen worden uitgevoerd (spindel, riem,..). Na enig opzoekwerk is elke lineaire module te groot voor onze toepassing en moeten verdere kritische punten niet meer bekeken worden.

Conclusie

Bij het overlopen van deze vijf aandrijvingen lijkt de spindel de beste oplossing. De spindel past met zijn diameter van 30 mm in de koker en kan ook een kracht van 2000 N overbrengen. Tevens zal deze aandrijving ook beletten dat het platform naar beneden valt wanneer de spindel niet draait en voor het manueel bedienen zal er nog een idee worden uitgewerkt.



Figuur 31: Telescopische cilinder [24]

4.2.3.2 Morfologisch overzicht: Keuze synchroon lopen van de spindels

Het is van zeer groot belang dat de twee spindels die zorgen voor de translatie van het platform, synchroon lopen met elkaar zodat het platform ten alle tijden horizontaal blijft. Om deze twee spindels te koppelen aan elkaar zijn er verschillende methodes. Het morfologisch overzicht is te zien in figuur 32.

Het synchroon laten lopen van de twee aandrijvingen				
Methode	Conische tandwielen	Koppelstuk	Apart gestuurd	
				
Verbinding	As	Ketting	Riem	Frequentieregelaar
				

Figuur 32: Morfologisch overzicht synchroon lopen van de spindels [16] [17] [18] [19] [20] [12] [21]

Conische tandwielen

Aan de onderkant van beide spindels kunnen conische tandwielen gemonteerd worden die 90° verdraaid staan ten opzichte van een aandrijfas (figuur 33). Aan deze aandrijfas zijn aan beide uiteinde ook conische tandwielen gemonteerd zodat als de aandrijfas wordt aangestuurd, de spindels synchroon gaan lopen.



Figuur 33: Synchroon lopen van de spindels door conische tandwielen en doorlopende as

Koppelstuk

Door een koppelstuk aan de onderkant van elke spindel te monteren, kan een ketting of een riemoverbrenging zorgen voor een synchroon verloop van de spindels. Wel moet er nagedacht worden over de aandrijving van deze ketting/riem om de spindels te laten roteren.

Apart aangestuurde spindels

De spindels kunnen ook apart aangestuurd worden door middel van een stappenmotor. Bij deze methode moet een regeling aanwezig zijn om de twee stappenmotoren tegelijkertijd aan te sturen. Ook zitten we met een zeer kleine inbouwruimte zodoende dat het moeilijk wordt om hier motoren in te plaatsen die zo een hoog mogelijk koppel kunnen leveren.

Conclusie

Uit de drie methodes voor het synchroon laten lopen van de spindels, is de methode van de conische tandwielen met doorlopende as de beste oplossing. Omdat een kleine inbouwruimte beschikbaar is, zullen de conische tandwielen klein uitgevoerd worden. Hierdoor moet de aandrijf-as een hoog toerental hebben om een relatieve verplaatsing van het platform te krijgen.

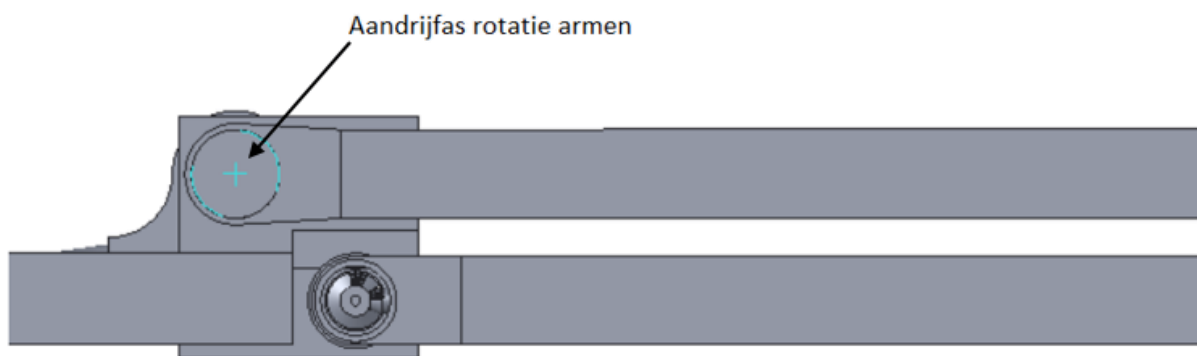
4.2.4 Aandrijving rotatie armen

Voor de rotatie van de armen is er gekeken naar de bestaande systemen op de markt. Deze systemen werken allemaal volgens het principe zoals aangetoond in figuur 34.



Figuur 34: Principewerking voor rotatie van de armen

Bij dit principe zorgen twee cilinders voor de rotatie van de as. Deze twee cilinders moeten de as met een hoek van 115° laten roteren (figuur 22) zodat de eindposities gehaald worden. De as is op zijn beurt vast gelast op de bovenste kokers zoals te zien is in figuur 35 en kan gezien worden als een aandrijfas.



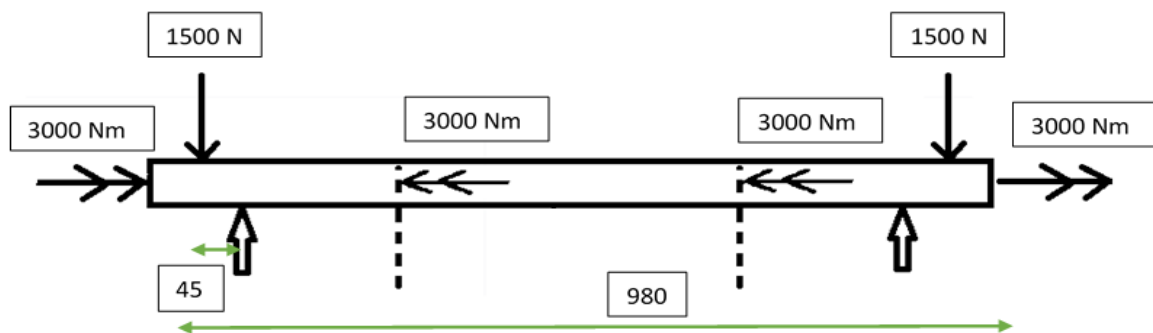
Figuur 35: Aandrijfas bevestigd op bovenste koker

4.2.4.1 Diameter van de aandrijf-as voor de rotatie van de armen bepalen

Voor het bepalen van de diameter van de aandrijf-as werd gebruik gemaakt van de handboeken van Roloff/Matek (de gebruikte flowcharts, formules en tabellen zijn terug te vinden in bijlage D [22][23]).

Binnen het eigenlijke constructieproces worden voor draag- en aandrijfassen zelden exact de vereiste diameters berekend. In plaats daarvan wordt gewerkt via verschillende flowcharts. Hier wordt eerst de ontwerpdiameter berekend. Daarna volgt de constructieve vormgeving van de as. Vervolgens gaat er gekeken worden naar de statische en dynamische sterkte. Als laatste wordt er gekeken of de diameter van de as kleiner kan genomen worden, dit is een iteratief proces.

Bepaling van de ontwerpdiameter



Figuur 36: Equivalent schema aandrijf-as

Op de as die dient voor de rotatie van de armen ontstaat een torsiemoment ($T_{nom} = 3000 \text{ Nm}$) alsook een klein buigmoment ($M_b = 67.5 \text{ Nm}$) ze kan gezien worden als een aandrijf-as. Deze aandrijf-as wordt ondersteund door 2 lagers en zal gedeeltelijk worden geroteerd (115°) door twee cilinders (stippenlijnen).

Door de combinatie van een wringend moment en een buigmoment kan dit vervangen worden door een vervangmoment:

$$Mv = \sqrt{M_{beq}^2 + 0.75 \times \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \times \tau_{tD}} \times T_{eq} \right)^2} \quad (1.1)$$

$K_A = 1.2$ uit **tabel 3.5c (bijlage D3)**

$$T_{eq} = K_A \times T_{nom} = 1.2 \times 3000 \text{ Nm} = 3600 \text{ Nm}$$

$$M_{beq} = K_A \times M_b = 1.2 \times 67.5 \text{ Nm} = 81 \text{ Nm}$$

$\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \times \tau_{tD}} \approx 0.7$ bij buiging dynamisch en torsie statisch of zwellend. → formuleboek **Nr. 11.13**

(bijlage D2)

$$Mv = \sqrt{81^2 + 0.75 \times (0.7 \times 3600)^2} = 2183.89 \text{ Nm}$$

Als de **flowchart A11.2** (bijlage D1) uit het formuleboek gevolgd wordt dan is de formule voor het berekenen van de as diameter:

$$\sigma_{bD} = 290 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Ongelegeerd constructiestaal E335}$$

$$d \approx 3.4 \times \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} = 3.4 \times \sqrt[3]{\frac{2183.9 \text{ Nm} \times 10^3}{290 \text{ N/mm}^2}} = 66.65 \text{ mm} \approx 67 \text{ mm}$$

Statische sterktecontrole (controle tegen vloeien)

De statische sterktecontrole moet gecontroleerd worden om vloeien van het materiaal te voorkomen. Dit wil zeggen dat er geen blijvende vervorming, scheurvorming of grensspanningsbreuk mag optreden. Deze sterktecontrole moet uitgevoerd worden met de maximale waarde T_{max} en $M_{b max}$ ($T_{max} = 2 \times T_{nom}$ en $M_{b max} = 2 \times M_b$).

$$T_{max} = 2 \times T_{nom} = 2 \times 3000 \text{ Nm} = 6000 \text{ Nm}$$

$$M_{b max} = 2 \times M_b = 2 \times 67.5 \text{ Nm} = 135 \text{ Nm}$$

De algemene formule om de statische sterktecontrole uit te voeren is:

$$S_v = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b max}}{\sigma_{bv}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t max}}{\tau_{tv}}\right)^2}} \quad (1.2)$$

Het weerstandsmomenten die optreden ten gevolge van buiging en torsie zijn:

$$W_b = \pi/32 \times D^3 = \pi/32 \times (67 \text{ mm})^3 = 29\,527.3 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \pi/16 \times D^3 = \pi/16 \times (67 \text{ mm})^3 = 59\,054.7 \text{ mm}^3$$

De maximale spanningen die optreden zijn:

$$\sigma_{b max} = \frac{M_{b max}}{W_b} = \frac{135 \text{ Nm} \times 10^3}{29\,527.3 \text{ mm}^3} \approx 4.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t max} = \frac{T_{max}}{W_t} = \frac{6000 \text{ Nm} \times 10^3}{59\,054.7 \text{ mm}^3} \approx 102 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Voor het materiaal E335 heeft (**tabel 1-1 bijlage D3**) een vloeigrens van $R_{p0.2N} = 335 \frac{N}{mm^2}$ en voor $D = 67$ mm bedraagt $K_t \approx 0.91$ (rekgrens) **tabel 3-11.(bijlage D3)** Hieruit volgen de volgende vloeigrenzen voor buiging en torsie:

$$\sigma_{bv} = 1.2 \times R_{p0.2N} \times K_t = 1.2 \times 335 \frac{N}{mm^2} \times 0.91 \approx 366 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tv} = \frac{1.2 \times R_{p0.2N} \times K_t}{\sqrt{3}} = \frac{1.2 \times 335 \frac{N}{mm^2} \times 0.91}{\sqrt{3}} \approx 212 \frac{N}{mm^2}$$

Door de maximale spanningen en de waarden van de vloeigrenzen in te vullen in formule 1.2, dan bekomen we volgende veiligheidswaarde tegen vloeien:

$$S_v = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{4.6}{366}\right)^2 + \left(\frac{102}{212}\right)^2}} \approx 2.1$$

Resultaat: De veiligheid tegen vloeien is groter dan de minimumwaarde $S_{v \min} = 1.5$ (**tabel 3.14a bijlage D3**). Er is dus geen kans op vloeien bij de maximale buiging en torsie.

Dynamische sterktecontrole (controle van de vermoeingssterkte)

Voor de dynamische sterktecontrole te berekenen moet men rekening houden met de bedrijfsfactor K_A . De maximale optredende waarden $M_{b \max}$ en T_{\max} veroorzaken geen vermoeingsbreuk.

$$M_{beq} = K_A \times M_b = 81 \text{ Nm}$$

$$T_{eq} = K_A \times T_{nom} = 3600 \text{ Nm}$$

De algemene formule om de dynamische sterktecontrole uit te voeren is:

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{b \text{ GW}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{t \text{ GW}}}\right)^2}} \quad (1.3)$$

De buigspanningsamplitude en de torsiespanningsamplitude worden als volgt berekend:

$$\sigma_{ba} = \frac{M_{beq}}{W_b} = \frac{81 \text{ Nm} \times 10^3}{29 \, 527.3 \text{ mm}^3} = 2.74 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{ta} = \frac{T_{eq}}{W_t} = \frac{3600 \text{ Nm} \times 10^3}{59 \, 054.7 \text{ mm}^3} = 61 \text{ N/mm}^2$$

De geometrische wisselsterkte $\sigma_{b\ GW}$ (1) en $\tau_{t\ GW}$ (2) kunnen als volgt bepaald worden:

$$(1) \sigma_{b\ GW} = \frac{\sigma_{b\ W}}{K_{Db}} = \frac{264\ N/mm^2}{1.21} \approx 219\ N/mm^2$$

Met: $\sigma_{b\ W} = K_t \times \sigma_{b\ WN} = 0.91 \times 290 \frac{N}{mm^2} \approx 264 \frac{N}{mm^2}$

Voor het materiaal E335 heeft (**tabel 1-1 bijlage D3**) een $\sigma_{b\ WN}$ van $290 \frac{N}{mm^2}$ en voor $D = 67\ mm$ bedraagt $K_t \approx 0.91$ (rekgrens) **tabel 3-11**. (bijlage D3)

En $K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{0\sigma}} - 1 \right) \times \frac{1}{K_v} = \left(\frac{1}{0.91} + \frac{1}{0.9} - 1 \right) \times 1 = 1.21$

Met: β_{kb} = dynamische kerffactor $\rightarrow 1$ omdat er geen kerfwerking optreedt;
 K_g = geometrische groottefactor (**tabel-3.11c bijlage D3**) $\rightarrow K_g = 0.91$;
 $K_{0\sigma}$ = oppervlaktecoëfficiënt (**tabel-3.10 bijlage D3**) $\rightarrow K_{0\sigma} = 0.9$;

K_v = oppervlakte versterkingsfactor (**tabel-3.12 bijlage D3**) $\rightarrow K_v = 1$ (geen oppervlakteversterking).

$$(2) \tau_{t\ GW} = \frac{\tau_{t\ W}}{K_{Dt}} = \frac{164\ N/mm^2}{1.21} \approx 136\ N/mm^2$$

Met: $\tau_{t\ W} = K_t \times \tau_{t\ WN} = 0.91 \times 180 \frac{N}{mm^2} \approx 164 \frac{N}{mm^2}$

En $K_{Dt} = 1.21$

Als we de uitgekomen waarden invullen in formule 1.3 krijgen we de volgende dynamische veiligheid:

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2.74}{219}\right)^2 + \left(\frac{61}{136}\right)^2}} \approx 2.2$$

Met $S_{D\ min} = 1.5$ volgens **tabel 3-14a** (bijlage D3) en $S_z = 1.2$ volgens **tabel 3-14c** (Bijlage D3) voor buiging zwellend, resp. alleen torsie zwellend.

$$S_{D\ eis} = S_{D\ min} \times S_z = 1.5 \times 1.2 = 1.8$$

Resultaat: De veiligheid tegen vermoeingssterkte is groter dan $S_{D\ eis}$. Er is dus geen kans op vermoeing van de as.

Elastisch gedrag (vervorming bij torsiebelasting)

Er kan berekend worden hoe de aandrijfas gaat vervormen ten gevolge van torsie. De torsiehoek mag hiervoor niet te groot worden. De formule om deze torsiehoek te berekenen voor gladde assen is:

$$\varphi^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \times \frac{l \times \tau_t}{r \times G} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \times \frac{T \times l}{G \times I_p}$$

Met: $T = 3600 \text{ Nm}$

$L = 1000 \text{ mm}$

$G = 81\,000 \text{ N/mm}^2$

$I_p = \frac{\pi}{32} \times D^4 = \frac{\pi}{32} \times (67 \text{ mm})^4 = 1\,978\,332 \text{ mm}^4$

$$\varphi^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \times \frac{3600 \text{ Nm} \times 10^3 \times 1000 \text{ mm}}{81\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \times 1\,978\,332 \text{ mm}^4} = 0.023^{\circ}$$

Resultaat: De vervorming van de as ten gevolge van torsie zal zeer klein zijn.

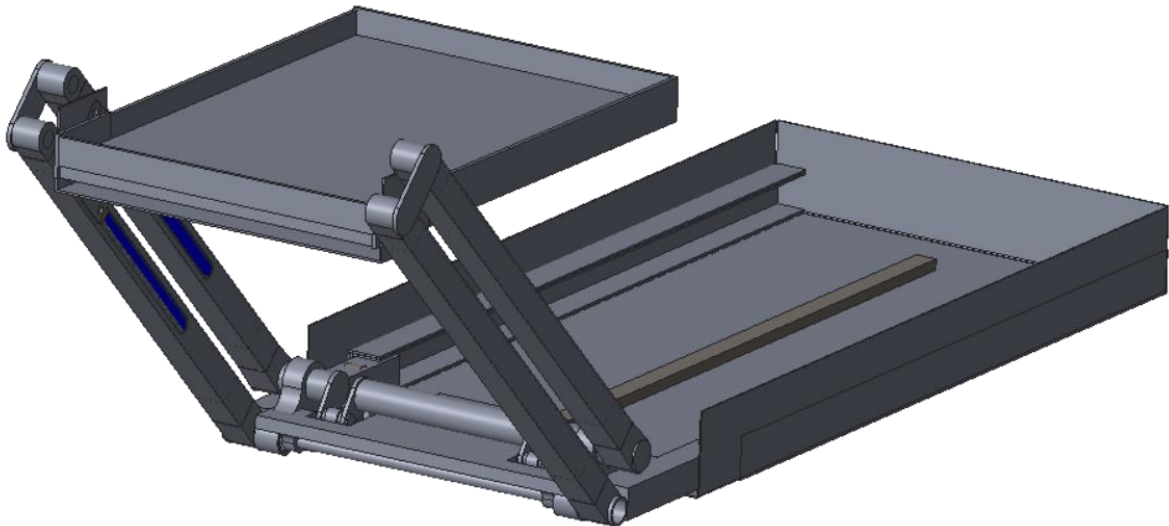
Besluit: De berekeningen tonen aan dat er een volle as van 67 mm kan gebruikt worden. Hierdoor nemen we voor het liftontwerp een aandrijfas van 70 mm.

4.2.5 Conclusie

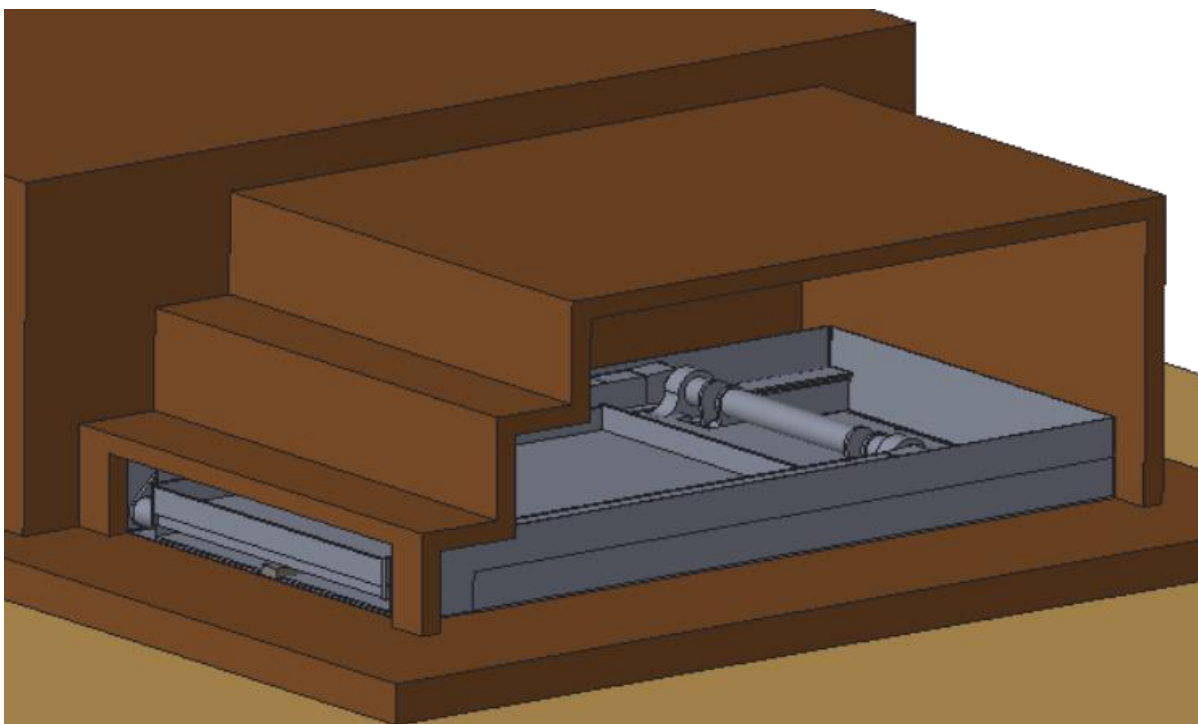
De meest kritische componenten zijn bepaald. Als volgt zal het volledige concept in blokvorm uitgewerkt worden als basis voor de volledige dimensionering.

4.3 Blokvorm

De blokvorm werd getekend om een algemeen beeld te kunnen vormen van het concept. Deze blokvorm bestaat uit een liftmechanisme en een module (figuur 37) waarin het liftmechanisme zich kan in opbergen. De module kan op zijn buurt opgeborgen worden onder de trap, dit is weergegeven in figuur 38.



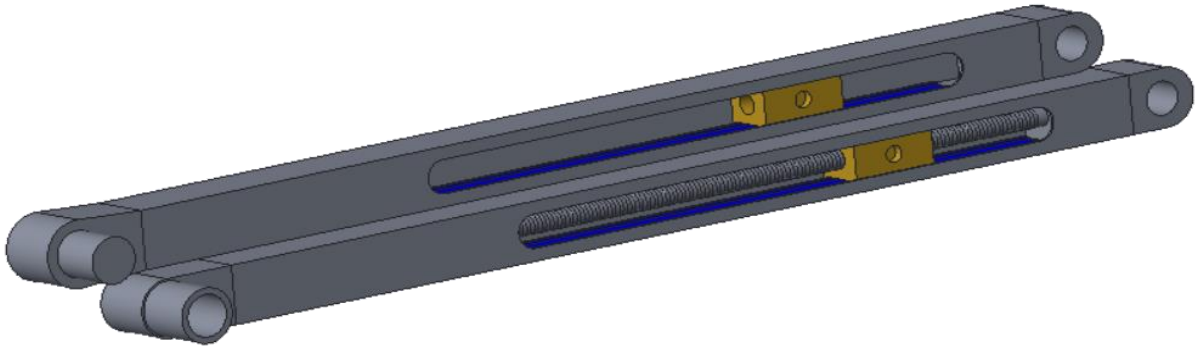
Figuur 37: Concept in blokvorm



Figuur 38: Liftmodule onder de trap

4.3.1 Armen

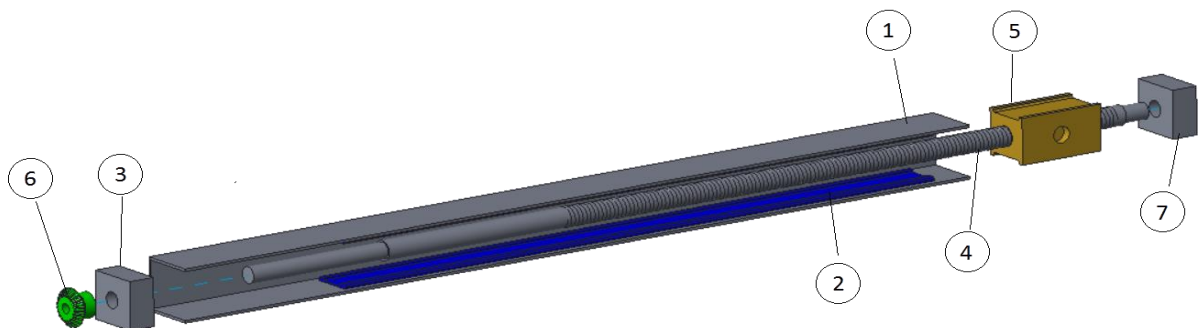
Voor de translatie van het platform is er gekozen voor een spindel in de onderste koker en alleen een glijblok in de bovenste koker (figuur 39). Een goed ontwerp van de armen is van groot belang zodat in de praktijk, het assembleren eenvoudig verloopt.



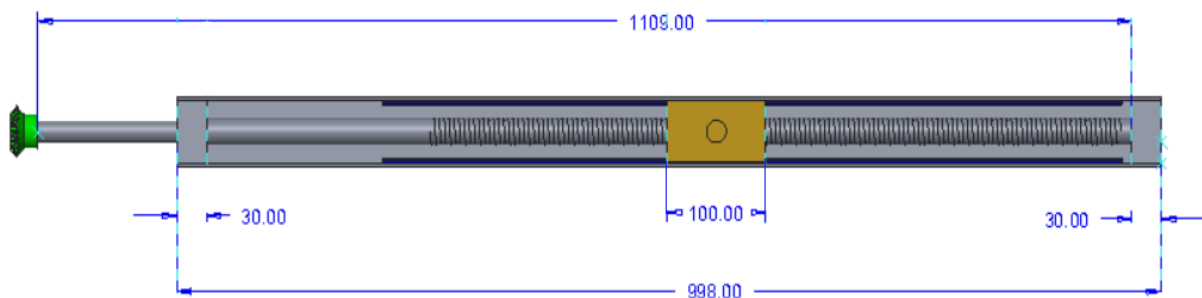
Figuur 39: Ontwerp arm

4.3.1.1 Ontwerp en assemblage van de kokers

Voor de assemblage van het U-profiel (1) worden eerst kunststoffen strips (2) gemonteerd die dienen voor het geleiden van de glijblok. Vervolgens zal een axiale lager (3) in het U-profiel bevestigd worden. Hierna komt de spindel (4) samen met de glijblok (5). Een conisch tandwiel (6) en nog eens een axiale lager zorgen voor de afwerking van het U-profiel.

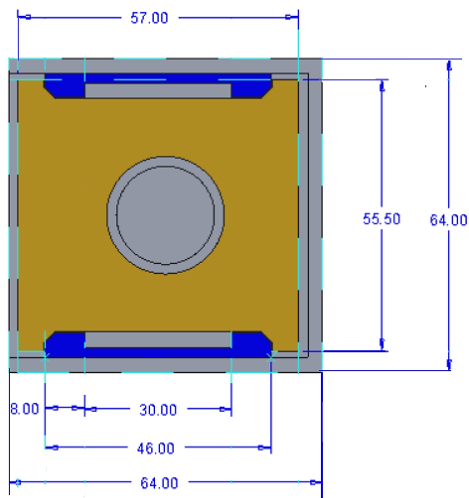


Figuur 40: Exploded view U-profiel



Figuur 41: Drawing U-profiel

Figuur 42 geeft de vorm weer van de kunststoffen strips en de glijblok. Er is gekozen voor een zo klein mogelijk contactoppervlak tussen de strips en de glijblok om een minimale wrijving te creëren.



Figuur 42: Vormgeving kunststof strips en glijblok

Eenmaal het U-profiel (9) geassembleerd, wordt dit in de koker (8) geplaatst en zullen op het uiteinde van koker doppen (10, 11) worden geplaatst.

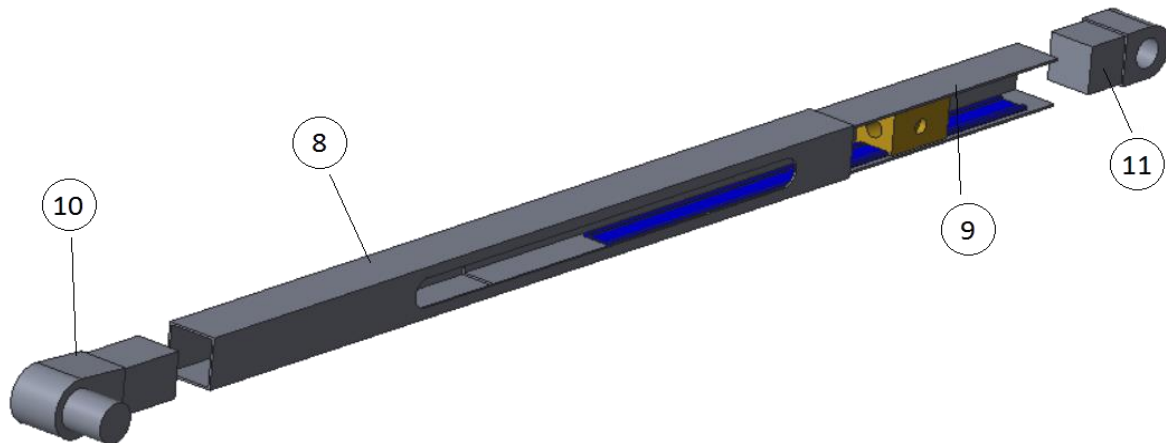


Figuur 43: Exploded view onderste koker



Figuur 44: Drawing koker

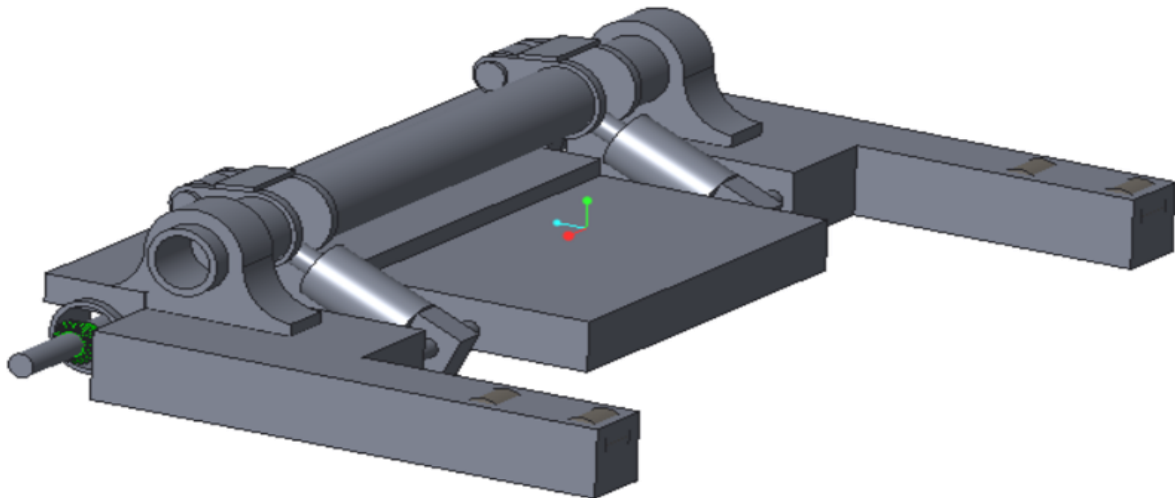
Het ontwerp en de assemblage van de bovenste koker is identiek aan die van de onderste. Alleen zit in de bovenste koker geen spindel. Dit is te zien in figuur 45.



Figuur 45: Exploded view bovenste koker

4.3.2 Bevestigingsblok

De bevestigingsblok is het onderdeel dat uit de liftmodule komt geschoven en is te zien in figuren 46 en 47. Op deze bevestigingsblok wordt zowel de rotatieas voor de armen als de translatieas voor het platform gemonteerd.



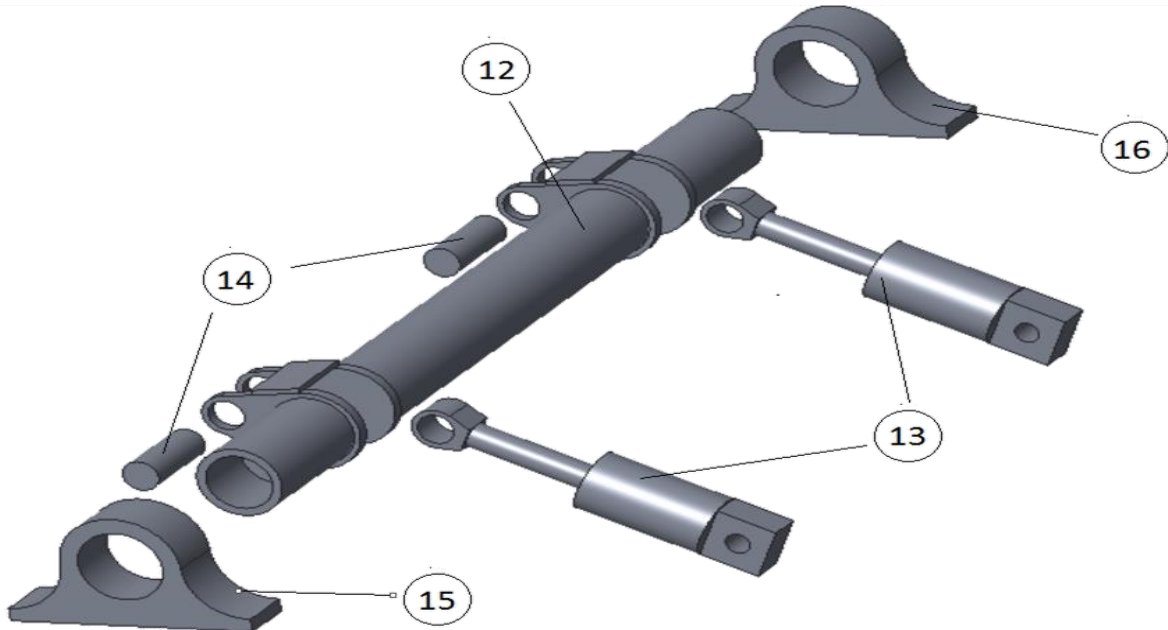
Figuur 46: Bevestigingsblok



Figuur 47: Vooraanzicht bevestigingsblok

4.3.2.1 Assemblage van de rotatieas met de hefcilinders

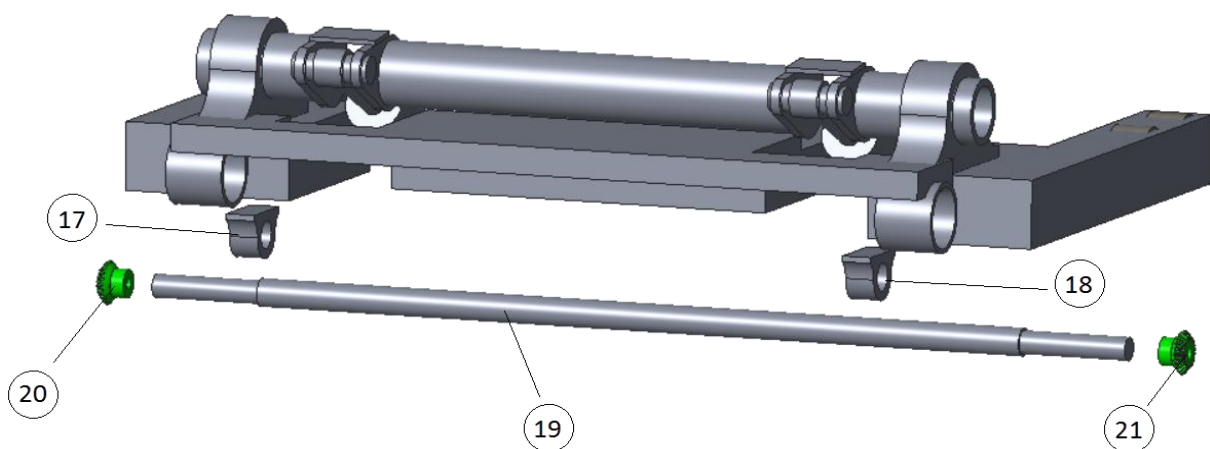
De rotatieas (12) bestaat uit één constructie waarbij alle onderdelen aan elkaar gelast zijn. De cilinders (13) worden over de assen (14) geschoven die op hun beurt vast gelast worden op de rotatieas. Om de cilinder op zijn plaats te houden wordt de as aan één kant dikker gemaakt en langs de andere kant een circlips gestoken. Tenslotte ondersteunen twee lagers (15 en 16) de rotatieas.



Figuur 48: Assemblage van de rotatieas met hefcilinders

4.3.2.2 Assemblage van de translatieas

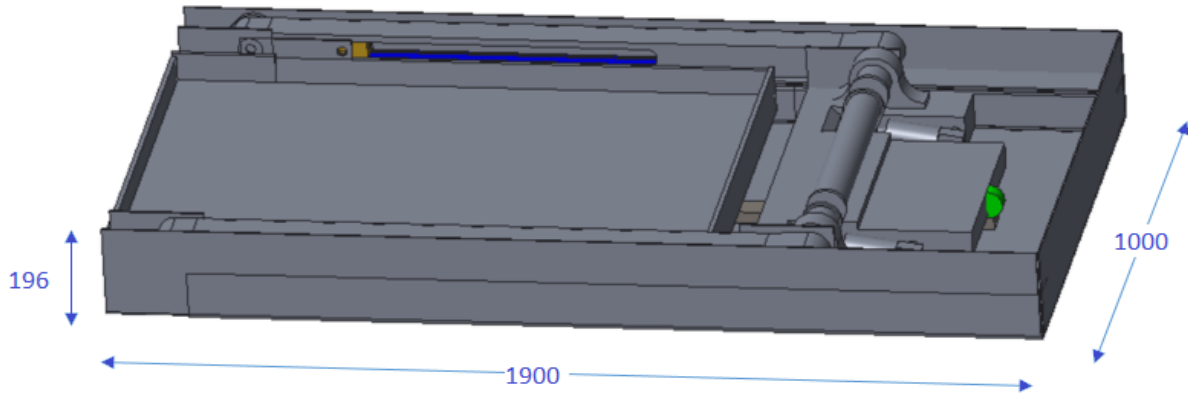
De translatieas (19) wordt onder de bevestigingsblok gemonteerd d.m.v. twee lagers (17 en 18). Ook worden er twee conische tandwielen over de as geschoven voor de aandrijving van de spindel.



Figuur 49: Assemblage translatieas

4.3.3 Liftmodule

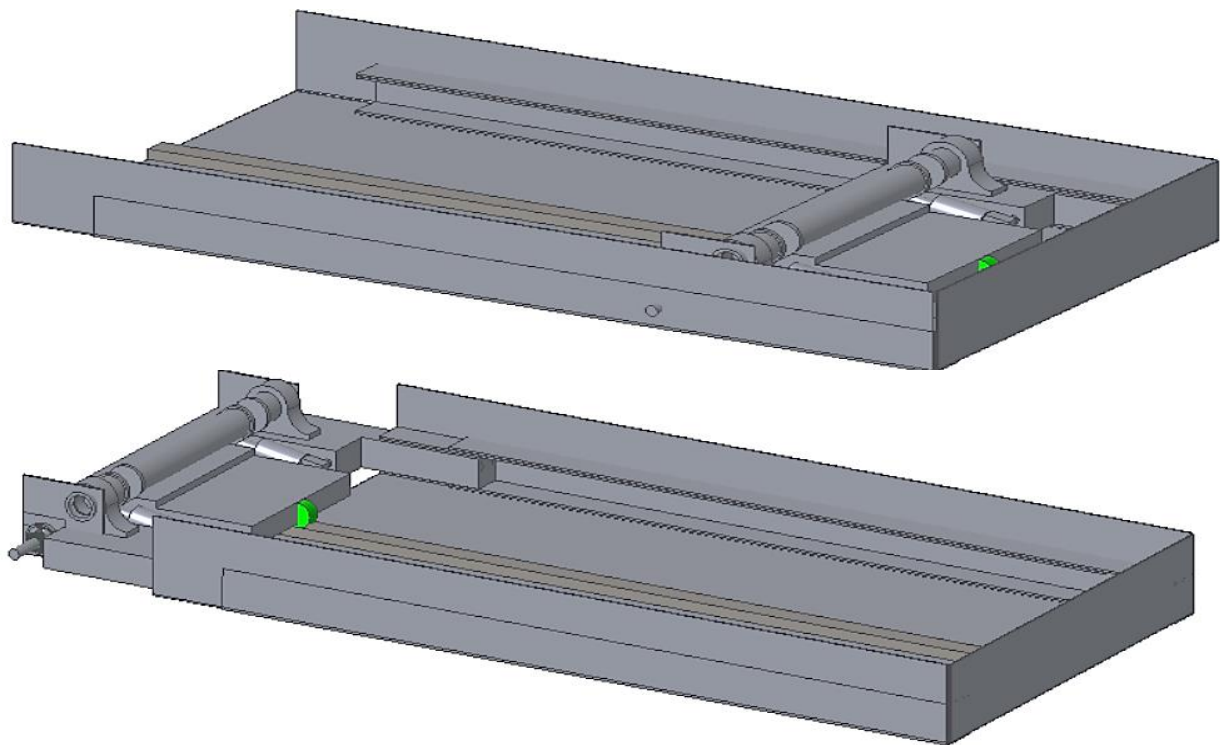
In de liftmodule moet het volledige liftmechanisme opgeborgen kunnen worden en mag niet groter zijn dan 19000x1000x196 mm.



Figuur 50: Liftmodule

4.3.3.1 In/uit schuiven van het liftmechanisme

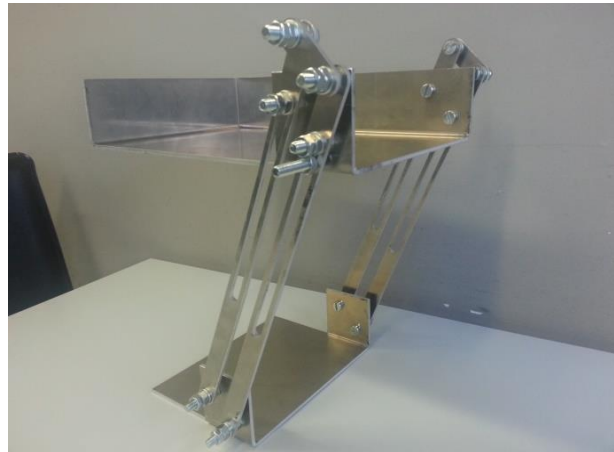
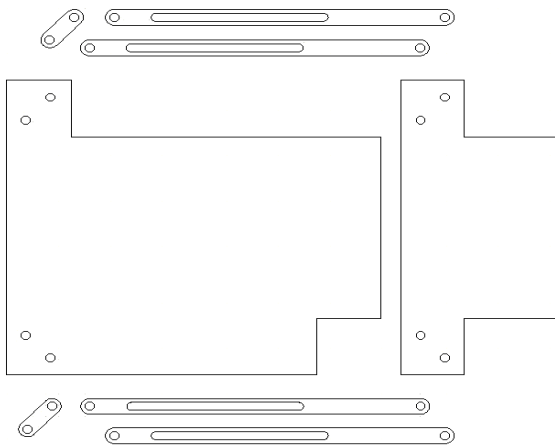
Op het ogenblik dat het liftmechanisme volledig is uitgeschoven en de rolstoelgebruiker zich op het platform bevindt, ontstaat er in de module een groot moment. Dit moment trachten we op te vangen door, aan beide kanten van de module, een uitschuifbaar U-profiel (figuur 51) te voorzien.



Figuur 51: Liftmodule met uitschuifbare U-profielen

4.4 Prototype

Tijdens het vervolledigen van de blokvorm in Creo kwamen we tot de constatactie dat het platform soms wel en soms niet horizontaal bleef. Aangezien dit het meest kritische gedeelte is van het liftstelsel en niet meer te vertrouwen valt op Creo, waren we genoodzaakt om hier een degelijke analyse op uit te voeren. Het maken van een prototype (figuur 52) kwam als beste en vooral snelste optie naar voren.



Figuur 52: Prototype

De scharnieren werden vervaardigd met behulp van sluitringen, de spindelverbinding in de onderste arm werd nagebootst door een extra bout met moer die de translatie hierin verhindert (figuur 53). De diameters van gaten in het model waren steeds 7mm gekozen, voor de verbindingen werden M6 bouten gebruikt. Dit zorgde voor een speling en gaf de mogelijk tot het testen met verschillende nauwkeurigheden.

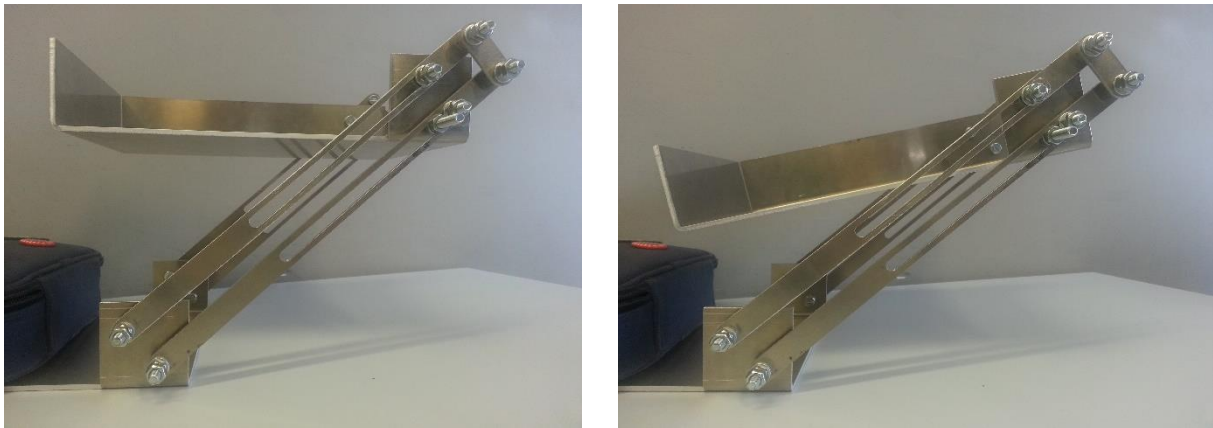


Figuur 53: Simuleren van de spindel

4.4.1 Testen van de speling

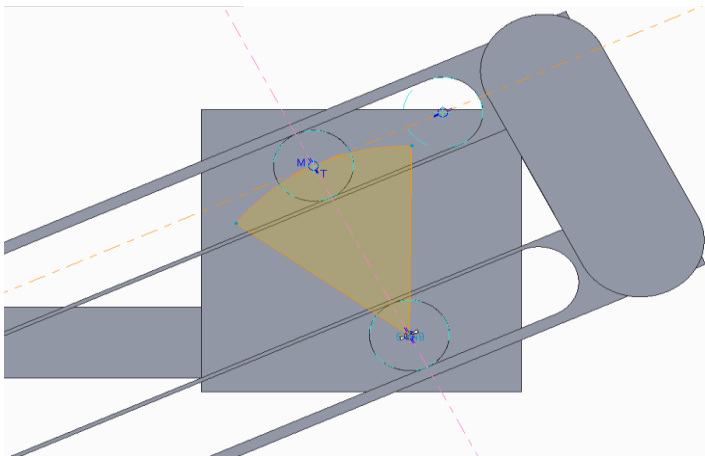
Het vervaardigen van het prototype maakte het mechanisme tastbaar en gaf de mogelijkheid tot het uitvoeren van een test. Het doel was het bepalen van de maximale speling, voor het translatiegedeelte, waarbij het platform horizontaal blijft. De diameter van de bout werd vergroot door middel van tape aan te brengen op de omtrek.

Per vergroting van de diameter van de bout, dus verkleining van de speling werd duidelijk dat het platform steeds beter horizontaal bleef. Het kantelen bleef zich echter voordoen en was het sterkst aanwezig bij een hoek van 46.47° tussen de arm en de grond (figuur 54).



Figuur 54: Links de verwachte uitkomst prototype, rechts de werkelijke

Bij deze hoek vormt de parallellogram een rechthoek waardoor de afstand tussen beide armen maximaal is. Bijkomend zal de as in de bovenste verbinding, van het platform, steeds proberen te roteren om het onderste als gevolg van het moment uitgeoefend door het platform. Dit samen met de maximale afstand zorgt dat de omtrek van de draaicirkel ook maximaal is (figuur 55). Er zal dus bij de minste speling een translatie mogelijk zijn, over die draaicirkel, van de bovenste bevestiging.



Figuur 55: Kantelen t.g.v. speling

4.5 Conclusie

Het oorspronkelijke doel om in dit hoofdstuk de blokform af te werken en in het volgende hoofdstuk met sterkteberekeningen de blokken te converteren in componenten, is veranderd na een opmerking in Creo. Hier bleef het platform niet altijd horizontaal. Deze onzekerheid resulteerde in het uitwerken van een schaalmodel.

Dit schaalmodel wees uit dat het platform niet horizontaal bleef en onder een hoek van 46.47° was de kanteling het grootst. Door dit prototype te bestuderen kon onderzocht worden welke verbeteringen we aan het concept moesten aanbrenge om de kanteling van het platform te voorkomen.

Uit de studie is gebleken dat we de moer (figuur 56, rode pijl stelt de geleidingsblok voor) moeten vastdraaien. Door deze handeling blijft het platform ten alle tijden horizontaal en in hoofdstuk 5 trachten we het concept aan te passen.



Figuur 56: Prototype extra ondersteuning

5 Aanpassing concept

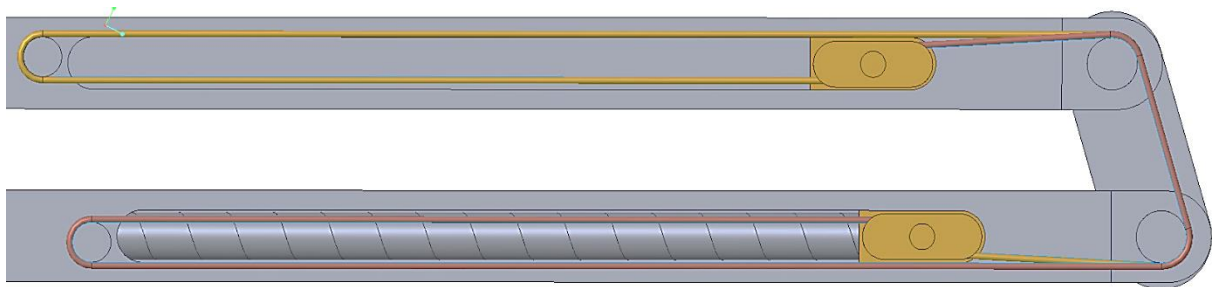
Uit het prototype is gebleken dat het platform horizontaal blijft als de moer, die de geleidingsblok voorstelt, wordt vastgedraaid. Door deze geleidingsblok ook aan te sturen of vast te zetten op het juiste moment kan de kanteling van het platform voorkomen worden.

5.1 Oplossing 1: Kabel

Dit principe berust op dat van gelijke afstanden. Voorheen werd enkel onderstaande geleidingsblok aangestuurd, met een spindel. Dankzij de kabel zal de bovenste geleidingsblok perfect volgen met de onderste (figuur 57).

Werking:

- wanneer de onderste geleidingsblok naar beneden beweegt (op de figuur naar links) zal deze een trekkracht uitoefenen op de gele kabel, die zal op zijn beurt een trekkracht uitoefenen op de bovenste geleidingsblok waardoor die ook zal mee bewegen. Als het platform de neiging zou krijgen om te kantelen zou de bovenste geleidingsblok een grotere afstand moeten afleggen als de onderste. Dit zal teniet gedaan worden door de rode kabel die de trekkracht overbrengt naar de onderste geleidingsblok en zo naar de spindel.
- wanneer de onderste geleidingsblok naar boven beweegt (op de figuur naar rechts) zal deze een trekkracht uitoefenen op de rode kabel, die op zijn beurt een trekkracht uitoefent op de bovenste geleidingsblok waardoor deze ook weer perfect zal meebewegen.



Figuur 57: Kabelsysteem

5.1.1 Conclusie kabel

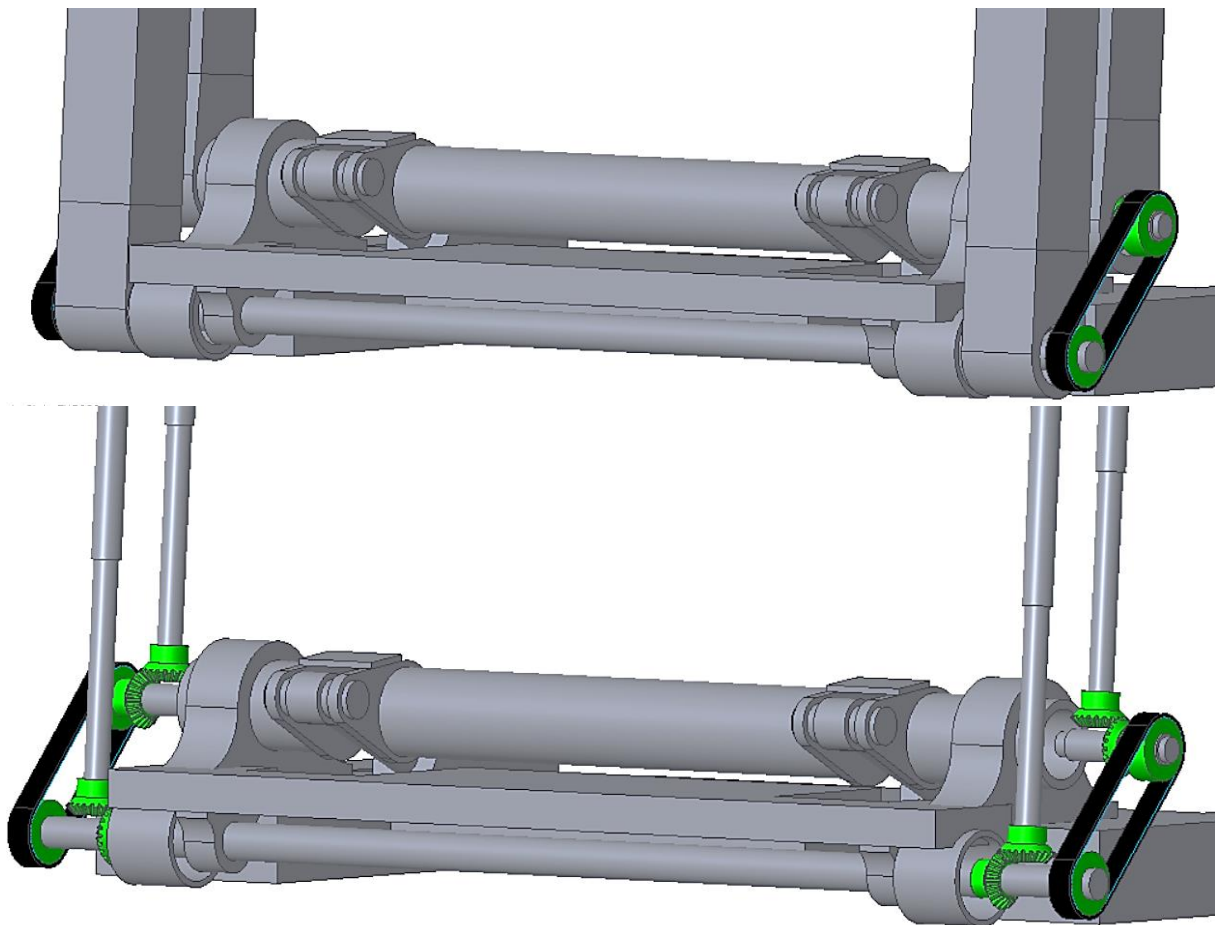
De oplossing met de kabel is een theoretische mogelijkheid om de glijblok op het juiste moment vast te zetten. In de praktijk lijkt het vastzetten van de loopwielen, die zorgen voor de ophanging van de kabel, niet realistisch in een kokerwand van 3 mm dik. Ook de veiligheidsinrichting die moet optreden bij scheurvorming van de kabel kan niet gevrijwaard worden.

5.2 Oplossing 2: Extra spindels

Het implementeren van een extra spindel in elke arm berust op het principe om de vier geleidingsblokken tegelijkertijd aan te sturen zodat het platform niet meer kantelt. Er zal zowel een ontwerp als een berekening van de extra spindels worden gemaakt.

5.2.1 Ontwerp

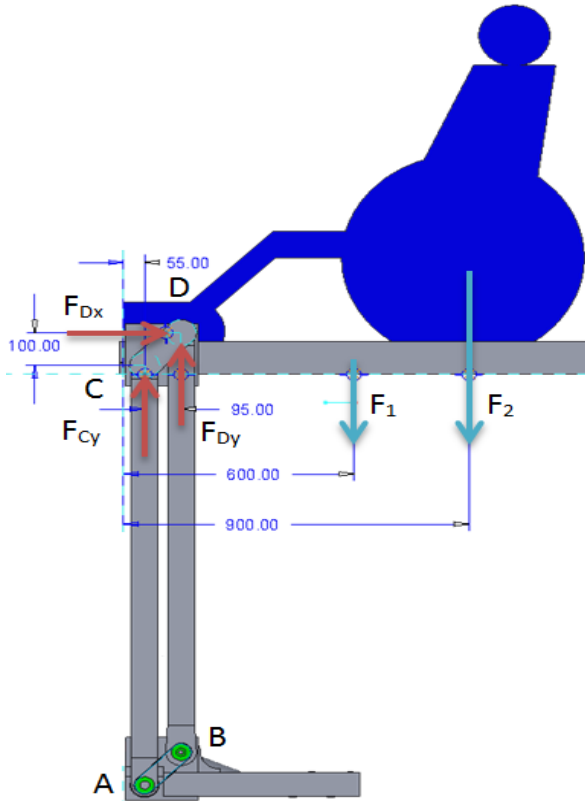
Bij dit ontwerp is het van belang dat de vier spindels tegelijkertijd worden aangestuurd. We willen nog altijd één aandrijfjas voorzien voor de aandrijving van de spindel. Figuur 58 geeft het ontwerp van de extra spindels weer.



Figuur 58: Ontwerp extra spindels

5.2.2 Berekeningen

De axiale kracht zal de diameter van de spindel bepalen. De grootste axiale kracht neemt plaats bij een verticale stand van de armen.



Figuur 59: Axiale kracht spindels

$F_1 =$ verdeelde belasting van het platform.

$$F_1 = m_1 * g = 80[kg] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 784.8 N$$

$F_2 =$ verdeelde belasting van de rolstoel + de gebruiker

$$F_2 = m_2 * g = 320[kg] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 3139.2 N$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{Cy} + F_{Dy} = F_1 + F_2 = 3139.2 + 784.8 = 3924 N$$

$$\Rightarrow F_{Cy} = 3924 - 32424.6 = -28500.6 N$$

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow F_{Dy} * 0.095 - F_1 * (0.6 - 0.055) - F_2 * (0.9 - 0.055) = 0$$

$$\Rightarrow F_{Dy} = \frac{784.8 * 0.545 + 3139.2 * 0.845}{0.095} = 32424.6 N$$

5.2.3 Conclusie spindel

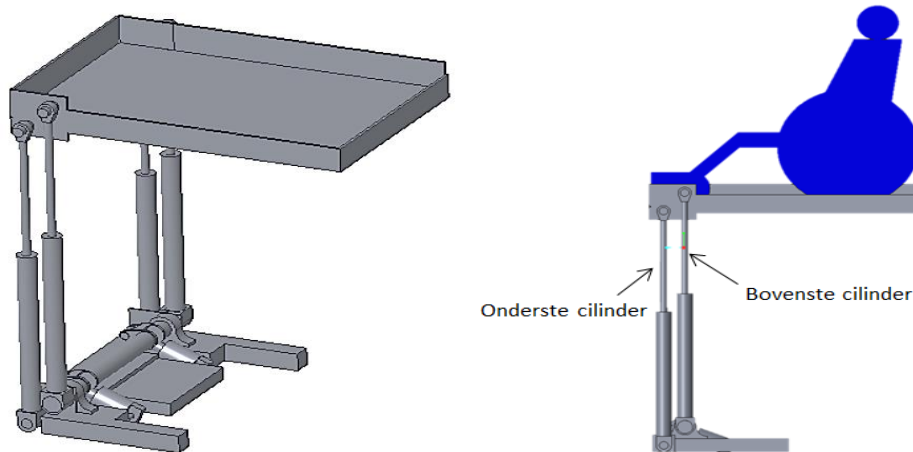
De gemarkeerde kracht is de grootste van de twee axiale krachten en zal dus de waarde zijn waarop de spindels worden gedimensioneerd. In de praktijk zal die kracht opgevangen worden door twee spindels, waardoor de kracht gedeeld kan worden door twee. Dit komt neer op een kracht van ongeveer 16.5 kN per spindel zonder het inbrengen van een veiligheidsfactor. Deze waardes tonen dat het gebruik van een spindel niet mogelijk is, binnen de gewenste afmetingen. Het uitwerken van een nieuw concept is daardoor noodzakelijk.

5.3 Conclusie

Het aanpassen van het concept d.m.v. de bovenste geleidingsblok vast te zetten of aan te sturen is niet gelukt. Zowel de oplossing met de kabel als het toevoegen van extra spindels was praktisch niet haalbaar. Als laatste stap van onze masterproef werd er een nieuw concept bedacht en is terug te vinden in volgend hoofdstuk.

6 Nieuw concept: cilinders

In het nieuwe ontwerp werden de armen vervaardigd uit 4 cilinders (figuur 60). De bovenste cilinders zullen belast worden op druk en buiging, de onderste cilinders enkel op trek, aangezien die gezien kunnen worden als een vakwerkstaaf.



Figuur 60: Concept cilinders

Gekende eisen voor de bovenste zuigers:

- een maximale buitendiameter van 70mm;
- een minimale lengte van 700mm;
- een slaglengte van 500mm;
- dubbelwerkend, om het platform stabiel te sturen;
- een inwendige geleiding op de zuigerstang voor het opvangen van het moment (veroorzaakt door de hefbeweging), ter beveiliging van de dichtingen.

Gekende eisen voor de onderste zuigers:

- een maximale buitendiameter van 70mm;
- een minimale lengte van 700mm;
- een slaglengte van 500mm;
- dubbelwerkend, om een trekkracht op te vangen en het platform stabiel te sturen.

Als eerste zullen de berekeningen van de bovenste cilinders gebeuren aangezien deze de grootste krachten moeten opvangen. Tabel 2 geeft de materiaaleigenschappen aan die gebruikt zijn in de berekeningen van de zuigerstang, aangezien de hard verchromde het meest gebruikt zijn.

Tabel 2: Materiaaleigenschappen cilinders [25]

Eigenschappen	Waardes
Treksterkte:	570~690 N/mm ²
Vloei grens:	> 345 N/mm ²
Rek:	> 17 %
Hard Chrome Dikte:	20 micron ± 5
Hardheid van Hardverchromde:	Minimum HV800

6.1 Knik op constructie

De zuigerstang zal zowel op knik als op buiging belast worden. Het grootste gevaar op knik ontstaat wanneer de zuigers onder een hoek van 90° met de grond staan. De kracht die op dat moment op de zuiger staat is gelijk aan de axiale kracht berekend bij de spindels. Zijnde 16.5kN (=zonder veiligheidsfactor). De veiligheidsfactor, om het dynamische geheel in rekening te brengen, is in samenspraak met de externe promotor gelijkgesteld aan een factor 3. Dit geeft een kracht van 49.5 kN die opgevangen dient te worden in axiale richting.

De druk, nodig voor het aansturen van de cilinder, kan berekend worden aan de hand van die kracht. Een buitendiameter van 70 mm komt in het algemeen overeen met een boring van 60 mm. Het drukoppervlak kan dus bepaald worden: $A_{druk} = \pi * r^2 = \pi * 0.03^2 = 0.0028 \text{ m}^2$. De druk die hiervoor nodig is: $p = \frac{F}{A} = \frac{49500[N]}{0.0028[m^2]} = 1.8 * 10^7 \text{ Pa} \hat{=} 180 \text{ bar}$. Deze druk is zeker haalbaar met hydraulica.

De volgende stap is het bepalen van de minimale diameter voor de zuigerstang, die nodig is voor het opvangen van de knik.

$$\begin{aligned} \text{Met: } \sigma_{kr} &= 0.7 * \sigma = 0.7 * \frac{2}{3} * 345 = 161 \text{ N/mm}^2; \\ E &= 210 \text{ GPa} \hat{=} 210 * 10^3 \text{ N/mm}^2; \\ I &= \frac{\pi * r^4}{4}; \\ A &= \pi * r^2; \\ K &= 1, \text{ dit is een extra factor gebaseerd op de bevestigingen;} \\ L &= 550 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 * E * I}{(K * L)^2} \Rightarrow 49500 = \frac{\pi^2 * 210 * 10^3 * \frac{\pi * r^4}{4}}{(1 * 550)^2} \Rightarrow r = 9.8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{kr} = \frac{P_{kr}}{A} = \frac{49500}{\pi * 9.8^2} = 164 \text{ N/mm}^2$$

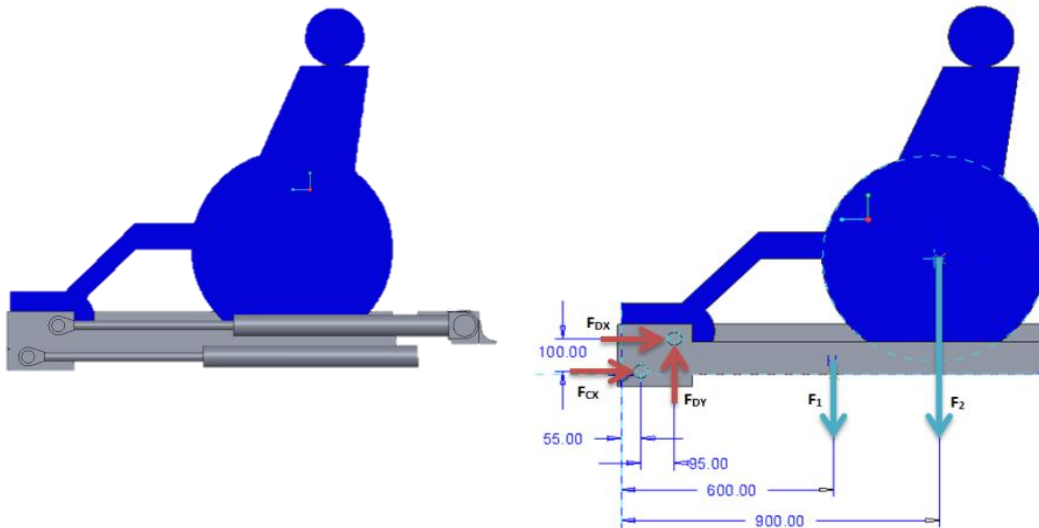
Als het materiaal een vloeigrens heeft van 164 N/mm^2 , moet de zuigerstang een minimale diameter hebben van 9.8 mm. Het materiaal dat wij gebruiken heeft een vloeigrens van 161 N/mm^2 , dit is inclusief de veiligheidsfactor van $0.7 * 2/3$. Door een grotere diameter van de zuigerstang te nemen, zal de vloeigrens dalen. Omdat een diameter van 25 mm voor een zuigerstang een veel gebruikte maat is, krijgen we:

$$\sigma_{kr} = \frac{P_{kr}}{A} = \frac{49500}{\pi * 12.5^2} = 101 \text{ N/mm}^2$$

Een diameter van 25 mm voor de zuigerstang is zeker haalbaar. Als volgt zal de cilinder berekend worden op buiging. Op die manier zal duidelijk worden of deze methode al dan niet haalbaar is.

6.2 Doorbuiging van constructie

Wanneer de armen een horizontale positie innemen zullen ze het grootste buigmoment moeten opvangen. AC is een vakwerkstaaf en zal enkel een kracht opvangen in de lengte van de staaf.



Figuur 61: Equivalent schema van doorbuiging constructie

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{Cx} + F_{Dx} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{Dy} = F_1 + F_2 = 3139.2 + 784.8 = 3924 \text{ N}$$

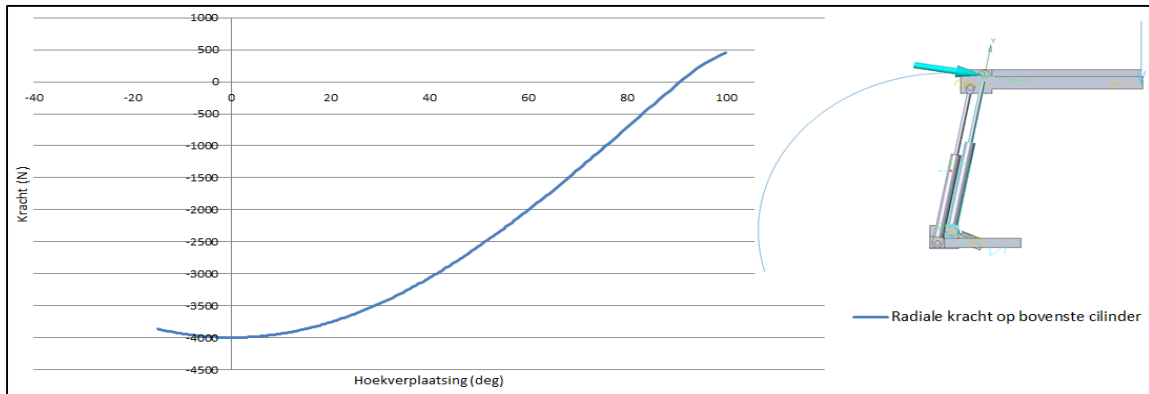
$$\sum M_D = 0 \Rightarrow F_1 * (0.6 - 0.150) + F_2 * (0.9 - 0.150) = F_{Cx} * 0.1$$

$$\Rightarrow F_{Cx} = \frac{784.8 * 0.450 + 3139.2 * 0.750}{0.1} = 27075.6 \text{ N}$$

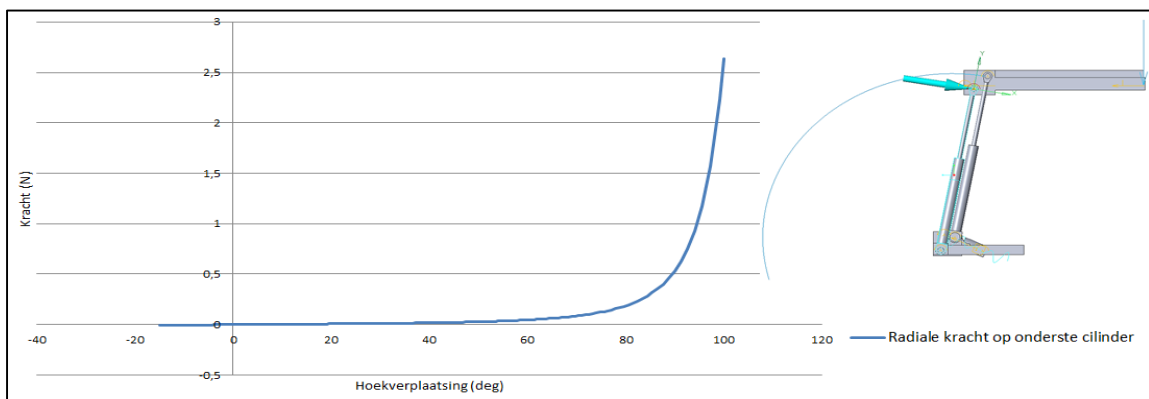
$$(1) \Rightarrow F_{Dx} = -27075.6 \text{ N}$$

De kracht die nu nog een probleem kan vormen is F_{Dy} ($= 3924 \text{ N}$). Deze zal er voor zorgen dat de cilinder gaat doorbuigen. Om te berekenen hoeveel de cilinder gaat doorbuigen gaan we er vanuit dat het cilinderhuis niets vervormd en het enkel de zuigerstang is die gaat buigen (figuur 64).

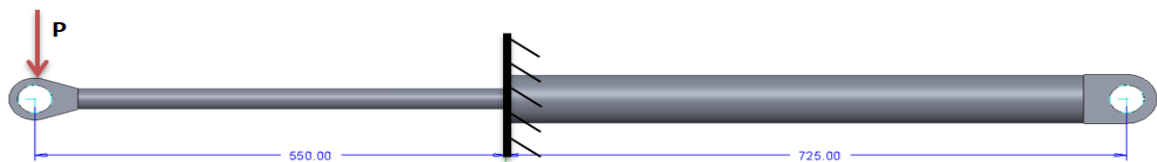
Figuur 62 toont een controle in Creo, er is duidelijk zichtbaar dat F_{dy} een maximale waarde aanneemt bij een hoek van 0° (horizontale stand). Deze kracht is 4000 N en komt overeen met bovenstaande berekening. Figuur 63 geeft de controle weer voor F_{dy} , deze heeft een maximale waarde van 2.6 N . Dus het verwaarlozen van deze kracht in de berekening is gegrond.



Figuur 62: Fdy over volledige beweging



Figuur 63: Fcy over volledige beweging



Figuur 64: Cilinder met radiale puntbelasting

$P = \frac{3924}{2} * 3 = 5886 \text{ N}$. De kracht wordt verdeeld over twee cilinders, er wordt weer een veiligheidsfactor van 3 ingerekend voor het dynamische gedeelte.

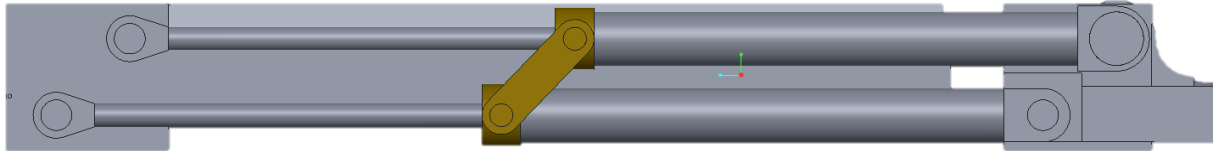
$$v_{max} = \frac{-P * L}{3 * E * I} = \frac{-P * L}{3 * E * \frac{\pi * r^4}{4}} = \frac{-5886 [N] * 550^3 [mm^3] * 4}{3 * 210 * 10^3 \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \pi * 12,5^4 [mm^4]} = -81.1 \text{ mm (2)}$$

Deze berekening geeft weer dat het eindpunt, van de cilinder, 81.1mm zal verplaatsen als gevolg van de kracht. De mogelijkheden om de vervorming tegen te gaan zijn:

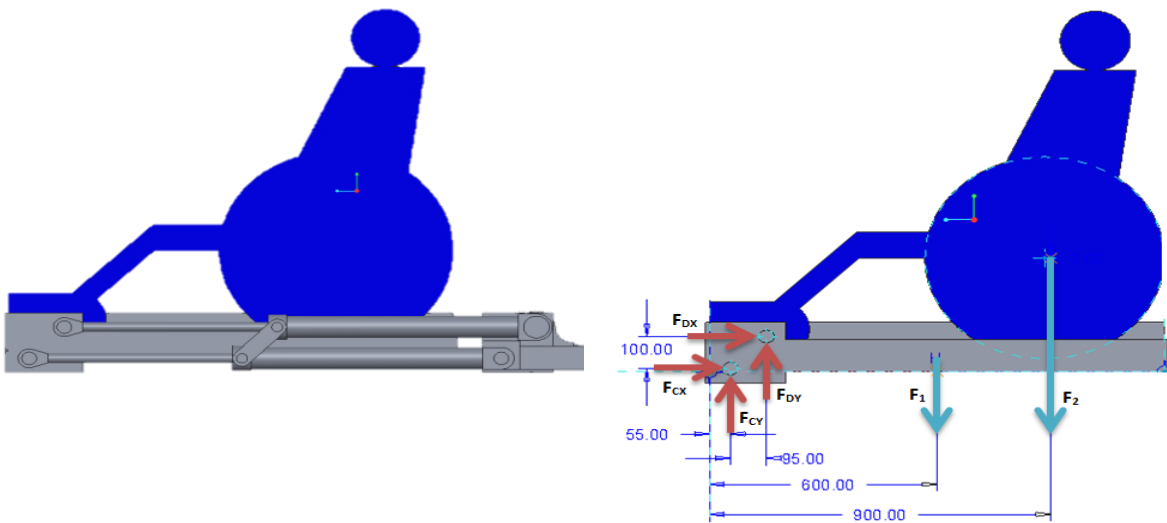
- onderste cilinder mee laten ondersteunen aan het moment **(A)**;
- diameter van de zuigerstang vergroten **(B)**;
- de slaglengte kleiner kiezen **(C)**;
- de zuigerstang uit een sterker materiaal vervaardigen **(D)**.

(A) Onderste cilinder mee laten ondersteunen aan het moment

Er zal een extra verbinding voorzien worden tussen de bovenste en onderste cilinder (figuur 65), hierdoor zal deze laatste niet meer fungeren als vakwerkstaaf en dus ook een deel van de hefkracht opvangen. De berekening van de reactiekrachten (zie figuur 66) zullen bepaald worden met behulp van Creo Mechanism, aangezien er teveel onbekenden zijn in vergelijking met toepasbare formules.



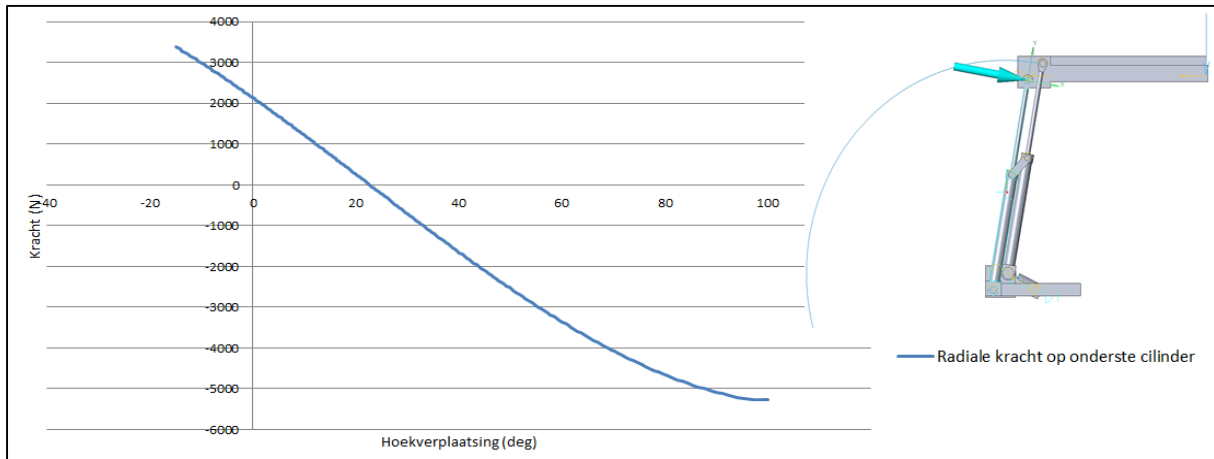
Figuur 65: Extra verbinding tussen de cilinders



Figuur 66: Equivalent schema extra verbinding

Figuur 67 geeft de kracht F_{cy} weer. De maximale $F_{cy} = 5278,39$ N, dit geeft een doorbuiging van:

$$v_{max, F_{cy}} = \frac{-P * L}{3 * E * I} = \frac{-P * L}{3 * E * \frac{\pi * r^4}{4}} = \frac{(-5278.39)[N] * 550^3[mm^3] * 4}{3 * 210 * 10^3 \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \pi * 12,5^4[mm^4]} = -72.7 \text{ mm}$$

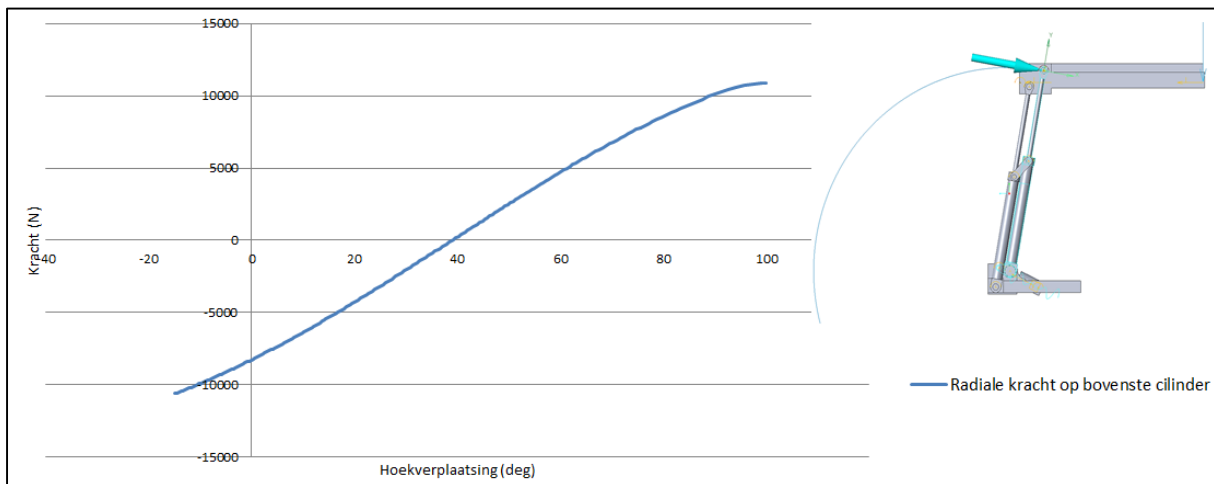


Figuur 67: Fcy over volledige beweging

Deze doorbuiging is niet veel kleiner als de initiële doorbuiging van de bovenste cilinder (=83.5 mm), hierdoor zal het van de reactiekrachten in punt D afhangen of de koppeling tussen beide cilinders een mogelijke oplossing is.

Figuur 68 geeft de kracht Fdy weer. De maximale Fdy = 10893,63 N, dit geeft een doorbuiging van:

$$v_{max, Fdy} = \frac{-P * L}{3 * E * I} = \frac{-P * L}{3 * E * \frac{\pi * r^4}{4}} = \frac{(-10893.63)[N] * 550^3[mm^3] * 4}{3 * 210 * 10^3 \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \pi * 12,5^4[mm^4]} = -150.0 \text{ mm}$$



Figuur 68: Fdy over volledige beweging

De doorbuiging is bijna twee maal zo groot als die van de constructie zonder verbinding. Het is duidelijk dat het moment, dat de radiale kracht veroorzaakt, op een andere manier dient opgevangen te worden.

(B) Diameter van de zuigerstang vergroten

Wegens het nadelige effect van de verbinding in (A) zal deze verwijderd worden. Het vergroten van de diameter is afhankelijk van de onderste cilinder. Deze dient een trekkracht uit te oefenen (van max $28500.6 \cdot 3$ (veiligheid)/2 (twee zuigers) = 42750.9 N, bekomen in 5.2.2) om de constructie in evenwicht te houden. Er is hiervoor echter een kleiner oppervlak aanwezig omwille van de zuigerstang. Hieronder worden een optimale diameter en werkdruk bepaald:

$$p = \frac{F}{A} \text{ met } A = \pi * r_{boring}^2 - \pi * r_{stang}^2$$

$$r_{boring} = 0.03 \text{ m}$$

$$r_{stang} = \text{minimaal } 0.0125 \text{ m}$$

$$p = \frac{42750.9}{\pi * 0.03^2 - \pi * 0.0125^2} = 1.83 * 10^7 \text{ Pa} \cong 183 \text{ bar}$$

Een werkdruk van 210 bar (= $2.1 \cdot 10^7$ Pa) is mogelijk, de zuigerstang kan dus groter uitgevoerd worden:

$$A = \frac{F}{p} \Rightarrow A = \pi * r_{boring}^2 - \pi * r_{stang}^2 = \pi * 0.03^2 - \pi * r_{stang}^2 = \frac{42750.9}{2.1 * 10^7}$$

$$\Rightarrow r_{stang} = 0.016 \text{ m}$$

Standaard zijn er zuigerstangen met een straal van 0.015m. Deze zuigerstang zal, voor het vereenvoudigen van de sturing, ook gebruikt worden voor de bovenste cilinder. Dit geeft een doorbuiging van:

$$v_{max,bovenste\ cilinder} = \frac{-P * L}{3 * E * \frac{\pi * r^4}{4}} = \frac{-5886[N] * 550^3[mm^3] * 4}{3 * 210 * 10^3 \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \pi * 17.5^4[mm^4]} = -39.1 \text{ mm}$$

Een doorbuiging van 40 mm is nog steeds onacceptabel over een afstand van 550 mm. In (c) zal daarom de slaglengte kleiner gekozen worden.

(C) De slaglengte kleiner kiezen

Een verkleining van de slaglengte levert een kleinere doorbuiging op. Een slag van 500 mm verkleint de compatibiliteit (met verschillende reisbussen), maar verhoogt de stevigheid. Dit geeft een doorbuiging van

$$v_{max,bovenste\ cilinder} = \frac{-5886[N] * 500^3[mm^3] * 4}{3 * 210 * 10^3 \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \pi * 15^4[mm^4]} = -29.4\ mm$$

De kleinere slaglengte heeft een kleinere doorbuiging als gevolg, ook dient het zuigerhuis langer te zijn om dezelfde afstand te overbruggen. Dit zal extra plaats creëren voor het inbouwen van een extra geleiding, die het moment zal opvangen om zo de dichtingen te beschermen.

(D) De zuigerstang uit een sterker materiaal vervaardigen

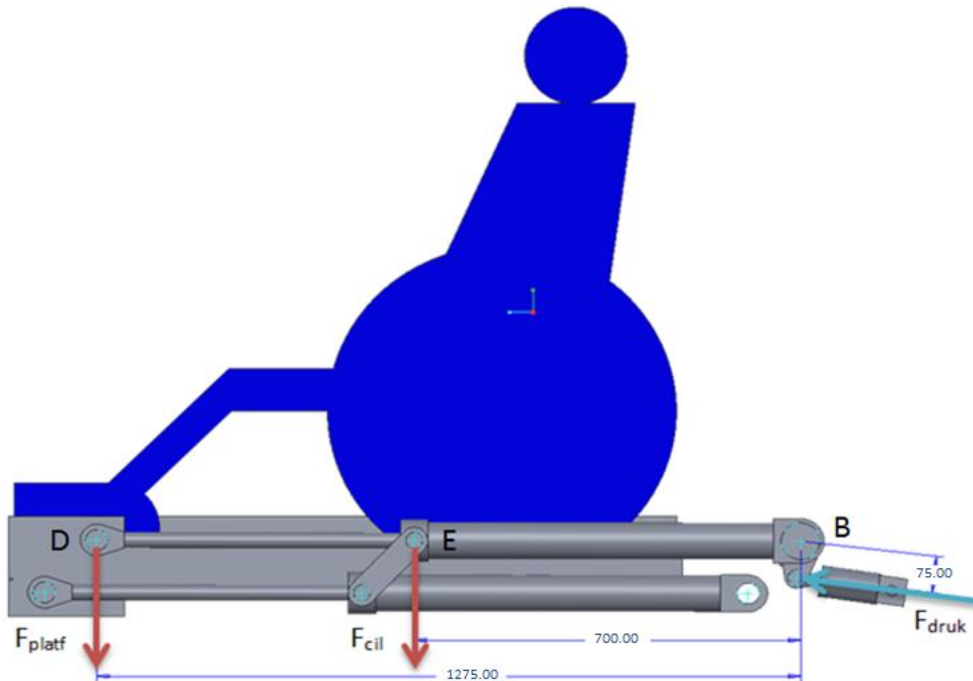
Het kiezen van een sterker materiaal zal nagenoeg niets verhelpen aan de doorbuiging.

Conclusie

Het vergroten van de zuigerstang geeft de beste oplossing van de 4 bovenstaande (A,B,C,D). Toch lijkt het ons het beste om de oorzaak weg te werken. Dit door het moment op een andere manier op te vangen.

6.3 Dimensioneren hefcilinders

Hieronder wordt de cilinder, gebruikt voor het hefsysteem, gedimensioneerd. De krachten van het platform zullen aangrijpen op punt D en het eigengewicht van beide cilinders zullen ingrijpen in punt E (figuur 69).



Figuur 69: Dimensioneren hefcilinders

(3) $F_{plat} = 3924 * \frac{3}{2} = 5886N$ De hefbeweging wordt uitgevoerd door twee cilinders en de veiligheidsfactor is 3.

$F_{cil} = m_{cil} * 9.81 = 2 * 18 * 9.81 = 353.16N$ Er zijn twee cilinders (voor translatie van het platform) van telkens 18kg.

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{plat} * 1.275 + F_{cil} * 0.7 = F_{druk} * 0.07$$

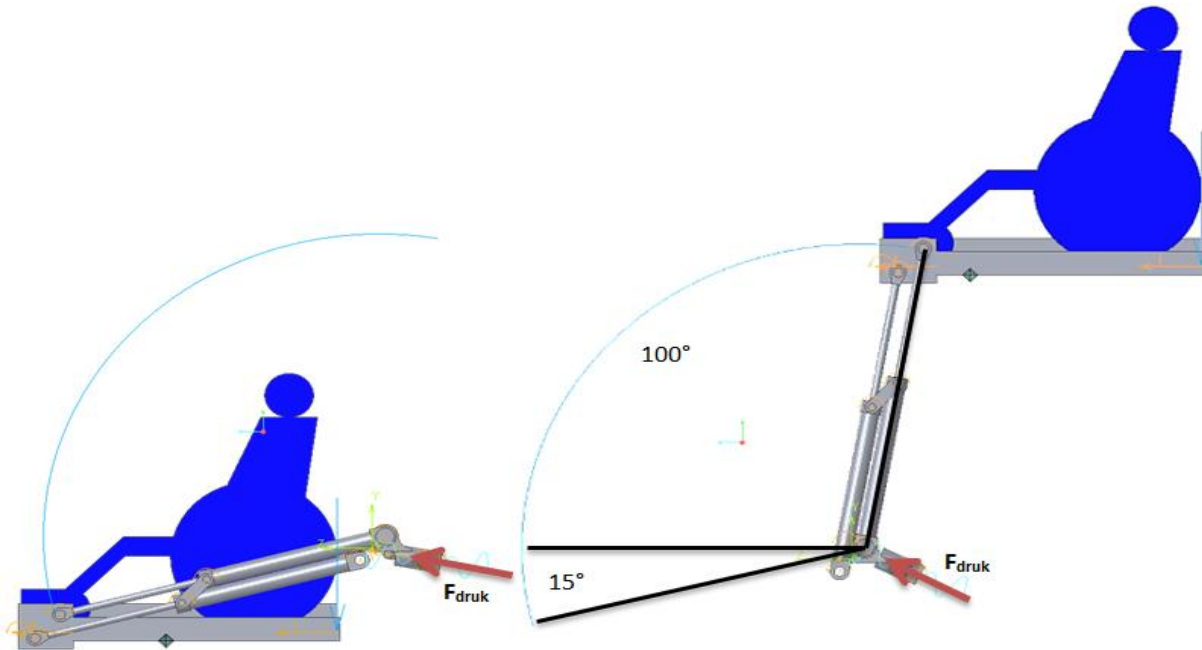
$$\Rightarrow F_{druk} = \frac{5886 * 1.275 + 353.16 * 0.7}{0.075} = 103358N$$

Een werkdruk, p = 210 bar werd al eerder vastgelegd:

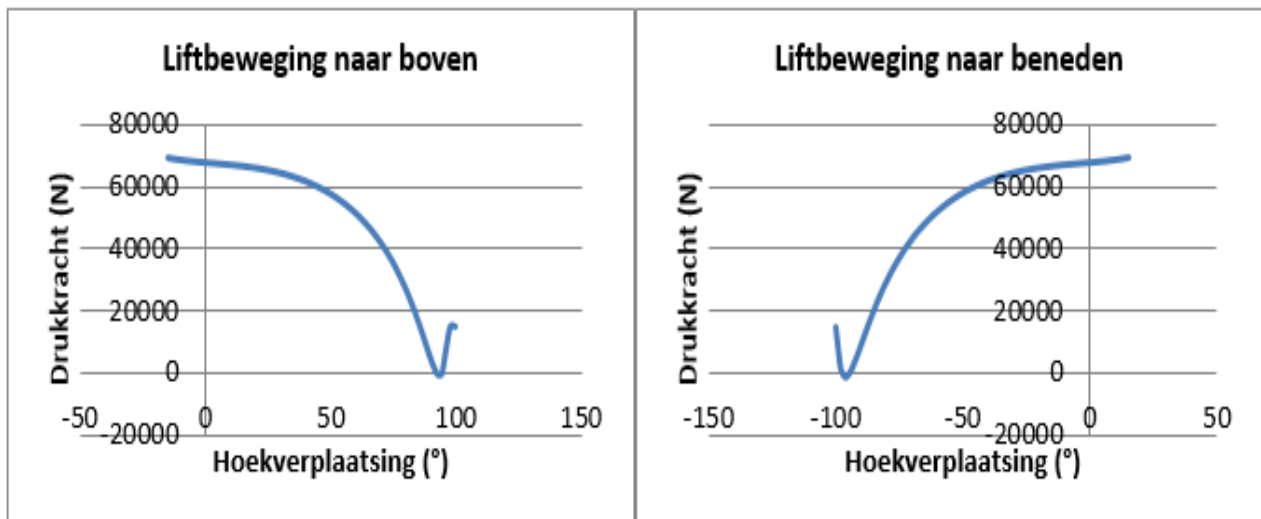
$$A = \frac{F}{p} = \frac{103358[N]}{2.1 * 10^7[Pa]} = 0.0049 m^2 = \pi * r^2 \Rightarrow r = 0.04m$$

Een boring van 80 mm komt overeen met een buitenafmeting van 90 mm en past binnen ons ontwerp.

Controle met Creo: Door het uitvoeren van een dynamische analyse in Creo Mechanism kan gecontroleerd worden of onze berekeningen overeen komen met ons tekenmodel. Onderstaande grafieken (figuur 71) geven het krachtverloop weer per hoekverplaatsing van de armen. De maximale kracht komt overeen met 70 000N en komt voor wanneer het platform ongeveer horizontaal is. Deze kracht is verdeeld over twee cilinders en krijgt een veiligheidsfactor van 3, dat geeft 105 000N. Dit is nagenoeg identiek aan de 103 358N van hierboven en toont dat ons tekenmodel overeenkomt met onze berekeningen.



Figuur 70: Af te leggen weg rolstoelgebruiker



Figuur 71: Krachtverloop i.f.v. hoekverplaatsing

6.4 Berekening oliereservoir

Alle aandrijvingen zijn bekend, nu kan een eerste berekening gedaan worden van de benodigde hoeveelheid olie.

- 2X 'bovenste cilinder': $V_1 = 2 * (\pi * r^2 * slag) = 2 * (\pi * 0.03^2 * 0.5) = 0.00283m^3$;
- 2X 'onderste cilinder': $V_2 = V_1 = 0.00283m^3$;
- 2x 'hefcilinder': $V_3 = 2 * (\pi * r^2 * slag) = 2 * (\pi * 0.04^2 * 0.12) = 0.001206m^3$.

Dit geeft: $V_{tot} = V_1 + V_2 + V_3 = 0.00283 + 0.00283 + 0.001206 = 0.0069m^3 \cong 6.9dm^3 = \mathbf{6.9l}$

Een oliereservoir van minimaal 6.9l is nodig voor de aansturing. Hier zal, door toevoeging van een sturing nog een klein volume bijkomen.

6.5 Conclusie concept cilinders

Het krachtenverloop dat hierboven berekend is kan wat verschillen van de realiteit, daarom lijkt het ons aangewezen een testopstelling te maken. Wegens tijdsgebrek zal dit helaas niet meer voor ons weggelegd zijn.

De doorbuiging is te groot en dient weggewerkt te worden. Om dit te verwezenlijken zal het moment op een andere manier opgevangen moeten worden. Indien dit gebeurd is dient een sturing ontworpen te worden. Deze sturing moet 4 cilinders ten allen tijde gelijk aansturen. Wegens een verschil in belasting (trek en druk) tussen verschillende cilinders en de mogelijkheid tot een manuele aansturing zal dit geen makkelijke opgave zijn.

7 Besluit

De eerste vooruitgang werd gemaakt na de literatuurstudie, hier werd het besluit opgemaakt dat er geen bestaande bussen zijn die voldoen aan de extra wetgeving omtrent andersvaliden en daarom niet voorzien konden worden van ons liftstelsel. Als gevolg kon een algemeen busmodel getekend worden in Creo dat voldoet aan de juiste wetgeving.

Er werden drie verschillende liftmodellen uitgetekend in Creo. Door de uitvoering van berekeningen met Creo Simulate werd duidelijk welk model de kleinste krachten in de scharnierpunten moest overwinnen. Dit model werd aangepast zodat het platform op een mechanische manier horizontaal bleef. De meest kritische componenten werden berekend waarna het ontwerp in blokform getekend werd in Creo. Tijdens het uitwerken en detailleren van de componenten werd er opgemerkt ,in Creo, dat het platform niet altijd horizontaal bleef. Dit was het geval wanneer het model in Creo de beweging nabootste die de lift in het echt ook zal maken.

Er werd een schaalmodel vervaardigd om te kunnen achterhalen wat er in werkelijkheid zou gebeuren en kwamen tot de constatactie dat het platform op een gegeven punt kantelde. De oorzaak hiervoor was speling tussen de verbindingen. Deze speling deed zich niet voor in Creo, waardoor het daar in eerste instantie wel werkte. De speling wegwerken was geen optie waardoor een andere oplossing gezocht werd. Met het huidige concept konden geen oplossingen aangebracht worden die een werkend geheel verzorgde.

Er werd een nieuw concept uitgewerkt waar de armen, voorzien van spindels, vervangen werden door hydraulische cilinders. Op het nieuwe model werden berekeningen uitgevoerd voor het dimensioneren van de zuigers. De zuigerstangen zijn onderhevig aan een te grote doorbuiging. Dit kan verholpen worden door het gecreëerde moment op een andere manier op te vangen. Nadien kan er best een schaalmodel uitgewerkt worden om de realiteit te staven met de berekeningen. Dit is wegens tijdgebrek niet door ons uitgevoerd. Er kan bij dit ontwerp geconcludeerd worden dat het een mogelijke oplossing kan zijn voor deze opdracht.

Tot slot kan er besloten worden dat deze masterthesis geen afgewerkt ontwerp bevat als gevolg van het eerste ontwerp dat theoretisch haalbaar was, maar praktisch niet. Daarentegen biedt deze thesis een studie die kan dienen als basis voor een verder ontwerp.

7.1 Voortzetting project

Hier willen we kort weergeven wat ons een goede voortzetting van dit project lijkt. Op deze manier hopen we dat er zeker iemand door doet aan dit ontwerp en er wel in slaagt om een afgewerkte lift te produceren.

Werkt het model met de cilinders niet, wegens te grote krachten of een te dure sturing. Dan kunnen we nog voorstellen om het schaarprincipe te gebruiken. De aansluitingen met hun geleiding zullen onder het oppervlak, waar de rolstoel opstaat, aan het platform voorzien moeten worden. Op die manier kan de rolstoelgebruiker steeds langs de zijkant het platform verlaten of betreden in de bus. Om voldoende diep in de bus te geraken met het platform kan het nodig zijn de trap, waaronder de module geplaatst wordt, inschuifbaar of het platform uitschuifbaar te maken.

Een laatste mogelijkheid is het verzinnen van een nieuw mechanismen. Hiervoor kan er best vanaf de start contact opgenomen worden met prof. dr. ir. Eric Demeester. Hij geeft het gelijknamige vak en kan misschien zorgen voor contacten of werkwijzen.

Literatuurlijst

- [1] "UK Initial Report On the UN Convention on the Rights of Persons with Disabilities," London, 2011.
- [2] "Richtlijn voorschriften voor voertuigen bestemd voor het vervoer van passagiers (bussen)," vol. 15, no. november 2001, pp. 1–110, 2007.
- [3] D. D. Act, "The Public Service Vehicles (Conduct of Drivers , Inspectors , Conductors and Passengers) (Amendment) Regulations Guidance," 2002.
- [4] "Artikel 1. Begripsomschrijving." [Online]. Available: <http://www.wegcode.be/wetteksten/secties/kb/tech/115-art1>. [Accessed: 26-May-2015].
- [5] Regulation, "Addendum 106: Regulation No. 107," UNECE, no. March 1958, 2011.
- [6] Scania, "Touring 4x2 (49+1+1+ WC + Pantry) (1).pdf." .
- [7] U. Vehicle and W. Lifts, "Including Models :," no. September, 1998.
- [8] "Caroil lifting systems.pdf." .
- [9] "Coach Front Entrance Lift | Mobility Networks." [Online]. Available: <http://www.mobilitynetworksgroup.com/en-gl/products/coach-front-entrance-lift>. [Accessed: 21-May-2015].
- [10] R. C. Hibbeler, *Sterkteleer*, 8th ed. Pearson Benelux, 2012.
- [11] "spindel | Gyldendal - Den Store Danske." [Online]. Available: http://www.denstoredanske.dk/It,_teknik_og_naturvidenskab/Teknologi/Makintegning,_maskinbygning_og_maskindele/spindel. [Accessed: 21-May-2015].
- [12] "ImageShack - drive.jpg." [Online]. Available: <http://imageshack.us/i/ghdrivej>. [Accessed: 21-May-2015].
- [13] "Tandwielen / Tandheugels - Ketting Techniek Nederland." [Online]. Available: http://www.kettingtechniek.nl/index.php/kt_producten/category/tandwiel_tandheugel. [Accessed: 21-May-2015].
- [14] "Bouwmachines : Hoven." [Online]. Available: http://www.hoven.de/nl/producten_prestaties/speciale_cilinders/bouwmachines.html. [Accessed: 21-May-2015].
- [15] "Metaal & Techniek nieuws - NewsLocker." [Online]. Available: http://www.newslocker.com/nl-nl/branche/metaal_en_techniek/2015-02-05/. [Accessed: 21-May-2015].

- [16] "3D models NOZAG : Bevel gears, steel, milled, straight toothed, ratio 1:2." [Online]. Available: [http://www.tracepartsonline.net/\(S\(smvej12jgp1njpn3ygbzuor1\)\)/PartDetails.aspx?Class=NOZAG&clsid=/F_NOZAG/&ManID=NOZAG&PartFamilyID=32-11012006-066509&PartID=32-11012006-066509&SrchrsltId=1&SrchrsltType=0](http://www.tracepartsonline.net/(S(smvej12jgp1njpn3ygbzuor1))/PartDetails.aspx?Class=NOZAG&clsid=/F_NOZAG/&ManID=NOZAG&PartFamilyID=32-11012006-066509&PartID=32-11012006-066509&SrchrsltId=1&SrchrsltType=0). [Accessed: 21-May-2015].
- [17] "Bouwen van een CNC-frees | Pagina 2 | ModelbouwForum.nl." [Online]. Available: <http://www.modelbouwforum.nl/threads/bouwen-van-een-cnc-frees.157877/page-2>. [Accessed: 21-May-2015].
- [18] "IMG_0382 (2) | Hobby CNC." [Online]. Available: http://hobbycnc.vlindervanwalcheren.nl/?attachment_id=757. [Accessed: 21-May-2015].
- [19] "As, massief 1,25 inch - Assen - Zijflappen - Balanceren en hefkabels - Industriële Overheaddeuren - deurbeslag - deurpanelen - looprollen - IDD Parts." [Online]. Available: <http://www.iddparts.nl/producten.asp?hid=1&gid=8&sid=49&pid=125>. [Accessed: 21-May-2015].
- [20] "Producten van BOEKHOLT." [Online]. Available: <http://www.boekholt.be/producten/overbrengingen/rollenketting/>. [Accessed: 21-May-2015].
- [21] "Frequentie regelaar :: energiezuinige pompen voor commerciële gebouwen." [Online]. Available: http://cbs.grundfos.com/GNL_Netherlands/lexica/AC_Variable_frequency_drive.html#-. [Accessed: 21-May-2015].
- [22] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, and J. Vobiek, *Roloff/Matek Machineonderdelen Theorieboek*, 5th ed. 2013.
- [23] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, and J. Vobiek, *Roloff/Matek Machineonderdelen Tabellenboek*. 2013.
- [24] "GKN-walterscheid." [Online]. Available: http://www.gkn-walterscheid.be/fileadmin/files_be/downloads/Hydrauliek/telescoopcil._4_traps_7_ton.pdf. [Accessed: 21-May-2015].
- [25] "cylinder rod." [Online]. Available: <http://www.cylinderrod.com/nl/hydraulic-piston-rods.html>.

Bijlage

Bijlage A: Wetgeving.....	82
- A.1: Koninklijk besluit technische eisen.....	82
- A.2: Annex 8 van UNECE.....	84
- A.3: EG - Directive.....	96
- A.4: Minimumafmetingen van uitgangen.....	97
Bijlage B: Excelbestanden.....	99
- B.1: Afmetingen van diverse reisbussen.....	99
- B.2: Onderzoek internationale rolstoelformaten.....	101
- B.3: Onderzoek Engelse rolstoelformaten.....	102
Bijlage C: Documentatie spindels Vansichen.....	103
Bijlage D: Roloff/Matek.....	104
- D.1: Flowcharts.....	104
- D.2: Formules.....	105
- D.3: Tabellen.....	106

Bijlage A: Wetgeving

Bijlage A.1: Koninklijk besluit technische eisen

15 MAART 1968. - Koninklijk besluit houdende algemeen reglement op de technische eisen waaraan de auto's, hun aanhangwagens en hun veiligheidstoebehoren moeten voldoen.

[BS 23.03.1968]

Hoofdstuk I: Begripsomschrijving en toepassingsfeer

Artikel 1. Begripsomschrijving

§1. Classificatie volgens de internationale voertuigcategorieën :

1. Categorie M : Voor het vervoer van passagiers ontworpen en gebouwde motorvoertuigen met tenminste vier wielen..

Categorie M1 : Voor het vervoer van passagiers ontworpen en gebouwde voertuigen met ten hoogste acht zitplaatsen, die van de bestuurder niet meegerekend.

Voertuigen van categorie M1 worden onderverdeeld volgens type en code van het koetswerk op volgende wijze:

AA - Sedan

ISO norm 3833 - 1977, punt 3.1.1.1, met inbegrip van voertuigen met meer dan vier zijramen.

AB - Voertuig met achterklep

Sedan (AA) met een klep aan de achterzijde van het voertuig.

AC - Stationwagen

ISO norm 333 - 1977, punt 3.1.1.4.

AD - Coupé

ISO norm 3833 - 1977, punt 3.1.1.5.

AE - Cabriolet

ISO norm 3833 - 1977, punt 3.1.1.6.

AF - Voertuig voor meerdere doeleinden

Andere motorvoertuigen dan die genoemd onder AA tot en met AC bestemd voor het vervoer van personen en hun bagage of goederen, in één enkele ruimte.

Evenwel, zal een voertuig van type AF niet beschouwd worden als van categorie M1, maar van categorie N en gecodificeerd als FA, indien het aan de twee volgende voorwaarden voldoet :

1. Het aantal zitplaatsen met uitzondering van die voor de bestuurder bedraagt niet meer dan zes; Een "zitplaats" wordt als aanwezig beschouwd indien het voertuig is uitgerust met "toegankelijke" zitplaatsverankeringen; Onder "toegankelijke zitplaats-verankeringen" worden verstaan verankeringen die kunnen worden gebruikt. Om te voorkomen dat verankeringen "toegankelijk" zijn maakt de fabrikant het gebruik ervan fysiek onmogelijk, door bijvoorbeeld de afdekplaten vast te lassen of door soortgelijke vaste bevestigingsmiddelen aan te brengen die niet met behulp van gewoonlijk beschikbaar gereedschap kunnen worden verwijderd;
2. $P - (M + N \times 68) > N \times 68$, waarin :

P = de technische toelaatbare maximummassa in beladen toestand (in kg);

M = massa in rijklare toestand (in kg);

N = aantal zitplaatsen met uitzondering van die van de bestuurder.

Categorie M2 : Voor het vervoer van passagiers ontworpen en gebouwde voertuigen met meer dan acht zitplaatsen, die van de bestuurder niet meegerekend, en met een **maximale massa van ten hoogste 5 ton.**

Categorie M3 : Voor het vervoer van passagiers ontworpen en gebouwde voertuigen met meer dan acht zitplaatsen, die van de bestuurder niet meegerekend, en met een **maximale massa van meer dan 5 ton.**

Afzonderlijke classificatie voor voertuigen van de categorieën M2 en M3 : Voertuigen van de categorieën M2 en M3 zijn onderverdeeld in klassen volgens volgende criteria:

a) voor de voertuigen met een capaciteit van meer dan 22 passagiers, de bestuurder niet inbegrepen :

Klasse I : voertuigen gebouwd met ruimte voor staande passagiers, zodat passagiers vaak kunnen in- en uitstappen;

Klasse II : voertuigen voornamelijk gebouwd voor het vervoer van zittende passagiers en ontworpen voor het vervoer van staande passagiers in het gangpad en/of op een zone die overeenkomt met maximaal twee dubbele zitplaatsen;

Klasse III : voertuigen uitsluitend gebouwd voor het vervoer van zittende passagiers;

b) voor voertuigen met een capaciteit van maximaal 22 passagiers, de bestuurder niet meegerekend :

Klasse A : voertuigen bestemd voor het vervoer van staande passagiers; een voertuig van deze klasse heeft zitplaatsen en moet zones voor staande passagiers hebben;

Klasse B : voertuigen bestemd voor het vervoer van zittende passagiers; een voertuig van deze klasse heeft geen enkele voorziening voor staande passagiers.

Bijlage A.2: Annex 8 van UNECE

Annex 8

Requirements for technical devices facilitating access for passengers of reduced mobility

1. General

This Annex contains the provisions which apply to a vehicle designed for easy access for passengers with reduced mobility and wheelchair users.
2. Scope

These requirements shall apply to vehicles permitting easier access for persons with reduced mobility.
3. Requirements
 - 3.1. Steps

The height of the first step from the ground of at least one service door shall not exceed 250 mm for vehicles of Class I and A and 320 mm for vehicles of Class II, III and B. In the case where only one service door meets this requirement there must be no barrier or sign which prevents that door from being used as both an entrance and an exit.

As an alternative for vehicles of Class I and A, the first step from the ground shall not exceed 270 mm in two door openings, one entrance and one exit.

A kneeling system and/or retractable step may be engaged.

The height of steps in an access passage at the above-mentioned door(s), and in the gangway, shall be not more than 200 mm for vehicles of Class I and A and 250 mm for vehicles of Class II, III and B.

The transition from a sunken gangway to a seating area shall not be considered to be a step.
 - 3.2. Priority seats and space for passengers with reduced mobility
 - 3.2.1. Seats shall be either forward or rearward facing and shall be situated in a position near to a service door(s) suitable for boarding and alighting and compliant with paragraph 3.1.
 - 3.2.2. There shall be adequate space for a guide dog under, or adjacent to, at least one of the priority seats. This space shall not form a part of the gangway.
 - 3.2.3. Armrests shall be fitted on seats between the seating position and the gangway and shall be capable of being moved easily out of the way to permit clear access to the seat. In the case of seats facing each other one of the gangway seats may alternatively be fitted with a vertical stanchion. This stanchion shall be positioned so that the seat occupant is kept securely on the seat and easy access to the seat is possible.
 - 3.2.4. The minimum width of a priority seat cushion, measured from a vertical plane passing through the centre of that seating position, shall be 220 mm on each side.
 - 3.2.5. The height of the uncompressed seat cushion relative to the floor shall be such that the distance from the floor to a horizontal plane tangent to the front upper surface of the seat cushion is between 400 mm and 500 mm.

- 3.8. . . . e
- 3.2.6. T foot space at priority seating positions shall extend forward of the seat from a vertical plane through the forward edge of the seat cushion. The foot space shall not have a slope in any direction of more than 8 percent.
- 3.2.7. Each priority seating position shall have a free height of not less than 1,300 mm for vehicles of Class I and A and 900 mm for vehicles of Class II, measured from the highest point of the uncompressed seat cushion. This free height shall extend over the vertical projection of the whole of the seat and the associated foot space.
- 3.2.8. Intrusion of a seat back or other object into this space shall be permitted provided that a minimum clear vertical space extending 230 mm in front of the seat cushion is maintained. Where the priority seat is positioned facing a bulkhead more than 1,200 mm in height this space shall be 300 mm. From the edges of the free space defined above, intrusions are permitted in accordance with paragraphs 7.7.8.6.3.1. to 7.7.8.6.3.4. of Annex 3 as if reference to the clear space in paragraphs 7.7.8.6.1. and 7.7.8.6.2. of Annex 3 is a reference to the clear space defined above. The provisions of paragraph 7.7.8.1.4. of Annex 3 may apply. Intrusions of handholds or handrails as mentioned in paragraph 3.4.2. may protrude by a maximum of 100 mm from the sidewall into the clear space over the vertical projection of the foot space.
- Vehicles fitted with a priority seat shall have pictogram(s) in accordance with Annex 4, Figure 23B visible from the outside, both on the front nearside of the vehicle and adjacent to the relevant service door(s). A pictogram shall be placed internally adjacent to the priority seat.
- 3.3. Communication devices
- 3.3.1. Communication devices shall be placed adjacent to any priority seat and within any wheelchair area and shall be at a height between 700 mm and 1,200 mm above the floor.
- 3.3.2. Communication devices situated in the low floor area shall be at a height between 800 mm and 1,500 mm where there are no seats.
- 3.3.3. (Reserved)
- 3.3.4. If a vehicle is fitted with a ramp or lift, a means of communication with the driver shall be fitted outside, adjacent to the door, and at a height between 850 mm and 1,300 mm from the ground. This requirement shall not apply to a door situated in the direct field of vision of the driver.
- 3.4. Handrails to priority seating
- 3.4.1. A handrail at a height of between 800 mm and 900 mm above the floor level shall be provided between the priority seats as described in paragraph 7.7.8.5.3. of Annex 3 and at least one service door suitable for boarding and alighting. A break is permitted where it is necessary to gain access to a wheelchair space, a seat located at a wheel arch, a staircase, an access passage or a gangway. Any break in the handrail shall not exceed 1,050 mm and a vertical handrail shall be provided on at least one side of the break.
- 3.4.2. Handrails or handholds shall be placed adjacent to priority seating positions to facilitate entry and exit of the seat, and shall be designed in such a way as to allow the passenger to grasp them easily.

- 3.8. . . . e
- 5 Floor slope
- The slope of any gangway, access passage or floor area between any priority seat or wheelchair space and at least one entrance and one exit or a combined entrance and exit shall not exceed 8 per cent. Such sloping areas shall be provided with a slip-resistant surface.
- 3.6. Wheelchair accommodation provisions
- 3.6.1. For each wheelchair user provided for in the passenger compartment there shall be a special area at least 750 mm wide and 1,300 mm long. The longitudinal plane of the special area shall be parallel to the longitudinal plane of the vehicle and the floor surface of the special area shall be slip resistant and the maximum slope in any direction shall not exceed 5 per cent. In the case of a rearward facing wheelchair complying with the requirements specified in paragraph 3.8.4., the slope in the longitudinal direction shall not exceed 8 per cent provided that this slope inclines upwards from the front end to the rear end of the special area.
- In the case of a wheelchair space designed for a forward facing wheelchair, the top of preceding seat-backs may intrude into the wheelchair space if a clear space is provided as shown in Annex 4, Figure 22.
- 3.6.2. There shall be at least one doorway through which wheelchair users can pass. In the case of vehicles of Class I, at least one wheelchair access door shall be a service door. The wheelchair access door shall bear a boarding device complying with the provisions of paragraph 3.11.3. (a lift) or 3.11.4. (a ramp).
- 3.6.3. A door for wheelchair access, that is not a service door, shall have a minimum height of 1,400 mm. The minimum width of all doors providing wheelchair access to the vehicle shall be 900 mm which may be reduced by 100 mm when the measurement is made at the level of handholds.
- 3.6.4. It shall be possible for a wheelchair user to move freely and easily from the outside of the vehicle through at least one of the doors for wheelchair access into the special area(s) with the reference wheelchair, the dimensions of which are shown in Annex 4, Figure 21.
- 3.6.4.1. By "*moving freely and easily*", it is meant that there exists:
- (a) Sufficient space available for the wheelchair user to manoeuvre without the assistance of a person;
 - (b) There are no steps, gaps or stanchions which could be an obstacle to the free movement of the wheelchair user.
- 3.6.4.2. For the application of the above provisions, the test shall be performed, in the case of vehicles of Class I and A fitted with more than one wheelchair space, for each wheelchair space with all other wheelchair spaces occupied by the reference wheelchair.
- 3.6.5. In vehicles of Class I and A fitted with a ramp for wheelchair access, it shall be possible for a reference wheelchair having the dimensions shown in Annex 4, Figure 21 to enter and exit a vehicle with the wheelchair moving in a forward direction.
- 3.6.6. Vehicles fitted with a wheelchair space shall have pictogram(s) in accordance with Annex 4, Figure 23A visible from the outside, both on the front nearside of the vehicle and adjacent to the relevant service door(s).

- 3.8. . . . e
- O of these pictograms shall be placed internally adjacent to each wheelchair space indicating whether the wheelchair is to be positioned facing the front or the rear of the vehicle.
- 3.7. Seats and standing passengers in the wheelchair space
- 3.7.1. Folding seats may be fitted in a wheelchair space. However, such seats when folded and out of use shall not intrude into the wheelchair space.
- 3.7.2. A vehicle may be equipped with demountable seats fitted in the wheelchair space provided that such seats may be easily removed by the driver or a crew member.
- 3.7.3. For vehicles of Class I, II and A, where the foot space of any seat, or part of a folding seat when in use, intrudes into a wheelchair space, those seats shall have signs fixed on or adjacent to them with the following text, equivalent text or pictogram:
"Please give up this space for a wheelchair user".
The provisions of paragraph 7.6.11.4. of Annex 3 apply to any textual markings used.
- 3.7.4. In vehicles where any wheelchair space is designated for use exclusively by a wheelchair user as provided for in paragraph 7.2.2.2.10. of Annex 3, those spaces shall be clearly marked with the following text, equivalent text or pictogram:
"Area designated for use exclusively by a wheelchair user"
The provisions of paragraph 7.6.11.4. of Annex 3 apply to any textual markings used.
- 3.8. Stability of wheelchairs
- 3.8.1. In vehicles required to have occupant restraint systems fitted, the wheelchair space shall be designed for the wheelchair user to travel facing forwards and shall be fitted with restraint systems complying with either the requirements specified in paragraph 3.8.2. or those specified in paragraph 3.8.3.
In vehicles not required to have occupant restraint systems fitted, the wheelchair space shall be fitted with restraint systems complying with the requirements specified in paragraph 3.8.2. or 3.8.3., or shall comply with the requirements specified in paragraph 3.8.4.
- 3.8.2. Forward-facing wheelchair - static test requirements
- 3.8.2.1. Each wheelchair space shall be provided with a restraint system capable of restraining the wheelchair and the wheelchair user.
- 3.8.2.2. This restraint system and its anchorages shall be designed to withstand forces equivalent to the ones required for the passenger seats and occupant restraint systems.
- 3.8.2.3. A static test shall be carried out in accordance with the following requirements:
- 3.8.2.3.1. The forces referred hereto shall be applied in forward and rearward directions, separately and on the restraint system itself;
- 3.8.2.3.2. The force shall be maintained for a period of not less than 0.2 seconds;

- 3.8. . . . e
- 2 3 3 T restraint system shall be capable of withstanding the test. Permanent deformation, including partial rupture or breakage of the restraint system shall not constitute failure if the required force is sustained for the specified time. Where applicable, the locking device enabling the wheelchair to leave the vehicle shall be operable by hand after removal of the traction force.
- 3.8.2.4. In forward direction in the case of a separate wheelchair and wheelchair user restraint system
- 3.8.2.4.1. For category M₂:
- 3.8.2.4.1.1. 1,110 ± 20 daN in the case of a lap belt. The force shall be applied on the wheelchair user restraint system in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle if the restraint system is not attached to the floor of the vehicle. If the restraint system is attached to the floor, the force shall be applied in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle;
- 3.8.2.4.1.2. 675 ± 20 daN in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the lap portion of the belt and 675 ± 20 daN in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the torso portion of the belt in the case of 3-point belt;
- 3.8.2.4.1.3. 1,715 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the wheelchair restraint system;
- 3.8.2.4.1.4. The forces shall be applied simultaneously;
- 3.8.2.4.2. For category M₃:
- 3.8.2.4.2.1. 740 ± 20 daN in the case of a lap belt. The force shall be applied on the wheelchair user restraint system in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle if the restraint system is not attached to the floor of the vehicle. If the restraint system is attached to the floor, the force shall be applied in an angle 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle;
- 3.8.2.4.2.2. 450 ± 20 daN in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the lap portion of the belt and 450 ± 20 daN in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the torso portion of the belt in the case of 3-point belt;
- 3.8.2.4.2.3. 1,130 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the wheelchair restraint system;
- 3.8.2.4.2.4. The forces shall be applied simultaneously.
- 3.8.2.5. In forward direction in the case of a combined wheelchair and wheelchair user restraint system.
- 3.8.2.5.1. For category M₂:
- 3.8.2.5.1.1. 1,110 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the wheelchair user restraint system in the case of a lap belt;
- 3.8.2.5.1.2. 675 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the lap portion of the belt and 675 ± 20 daN in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the torso portion of the belt in the case of 3-point belt;
- 3.8.2.5.1.3. 1,715 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the wheelchair restraint system;

- 3.8. . . . e
- 2.5.1.4. T forces shall be applied simultaneously.
- 3.8.2.5.2. For category M₃:
- 3.8.2.5.2.1. 740 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the wheelchair user restraint system in the case of a lap belt;
- 3.8.2.5.2.2. 450 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the lap portion of the belt and 450 ± 20 daN in the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the torso portion of the belt in the case of 3-point belt;
- 3.8.2.5.2.3. 1,130 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle on the wheelchair restraint system;
- 3.8.2.5.2.4. The forces shall be applied simultaneously.
- 3.8.2.6. In rearward direction:
- 3.8.2.6.1. 810 ± 20 daN in an angle of 45 ± 10 degrees to the horizontal plane of the vehicle and towards the rear of the vehicle on the wheelchair restraint system.
- 3.8.2.7. In every case the forces shall be applied to the wheelchair user restraint system by means of a traction device appropriate to the belt type as specified in Regulation No. 14.
- 3.8.3. Forward-facing wheelchair - hybrid test requirements
- 3.8.3.1. A wheelchair space shall be fitted with a wheelchair restraint system suitable for general wheelchair application and shall allow the carriage of a wheelchair and a wheelchair user facing the front of the vehicle;
- 3.8.3.2. A wheelchair space shall be fitted with a wheelchair user restraint system which shall comprise of a minimum of two anchorage points and a pelvic restraint (lap belt) designed and constructed of components intended to perform in a similar manner to those of a seat belt conforming to Regulation No. 16;
- 3.8.3.3. Any restraint system fitted to a wheelchair space shall be capable of being easily released in the case of an emergency;
- 3.8.3.4. Any wheelchair restraint system shall either:
- 3.8.3.4.1. Meet the dynamic test requirements described in paragraph 3.8.3.8. and be securely attached to vehicle anchorages meeting the static test requirements in paragraph 3.8.3.6.; or
- 3.8.3.4.2. Be securely attached to vehicle anchorages such that the combination of restraint and anchorages meets the requirements of paragraph 3.8.3.8.
- 3.8.3.5. Any wheelchair user restraint shall either:
- 3.8.3.5.1. Meet the dynamic test requirements described in paragraph 3.8.3.9. and be securely attached to vehicle anchorages meeting the static test requirements in paragraph 3.8.3.6.; or

- 3.8. . . . e
- 3 5 2 Be securely attached to vehicle anchorages such that the combination of restraint and anchorages meets the dynamic test requirements described in paragraph 3.8.3.9. when attached to anchorages set up as described in paragraph 3.8.3.6.7.
- 3.8.3.6. A static test shall be carried out on the anchorage points for both the wheelchair restraint system and the wheelchair user restraint in accordance with the following requirements:
- 3.8.3.6.1. The forces specified in paragraph 3.8.3.7. shall be applied by means of a device reproducing the geometry of the wheelchair restraint system;
- 3.8.3.6.2. The forces specified in paragraph 3.8.3.7.3. shall be applied by means of a device reproducing the geometry of the wheelchair user restraint and by means of a traction device specified in Regulation No. 14.
- 3.8.3.6.3. The forces in paragraph 3.8.3.6.1. and paragraph 3.8.3.6.2. shall be applied simultaneously in the forward direction and at an angle of 10 ± 5 degrees above the horizontal plane;
- 3.8.3.6.4. The forces in paragraph 3.8.3.6.1. shall be applied in the rearward direction and at an angle of 10 ± 5 degrees above the horizontal plane;
- 3.8.3.6.5. The forces shall be applied as rapidly as possible through the central vertical axis of the wheelchair space; and
- 3.8.3.6.6. The force shall be maintained for a period of not less than 0.2 seconds.
- 3.8.3.6.7. The test shall be carried out on a representative section of the vehicle structure together with any fitting provided in the vehicle which is likely to contribute to the strength or rigidity of the structure.
- 3.8.3.7. The forces specified in paragraph 3.8.3.6. are:
- 3.8.3.7.1. In the case of anchorages provided for a wheelchair restraint system fitted to a category M₂ vehicle:
- 3.8.3.7.1.1. $1,110 \pm 20$ daN applied in the longitudinal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle at a height of not less than 200 mm and not more than 300 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space, and
- 3.8.3.7.1.2. 550 ± 20 daN applied in the longitudinal plane of the vehicle and towards the rear of the vehicle at a height of not less than 200 mm and not more than 300 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space;
- 3.8.3.7.2. In the case of anchorages provided for a wheelchair restraint system fitted to a category M₃ vehicle
- 3.8.3.7.2.1. 740 ± 20 daN applied in the longitudinal plane of the vehicle and towards the front of the vehicle at a height of not less than 200 mm and not more than 300 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space, and
- 3.8.3.7.2.2. 370 ± 20 daN applied in the longitudinal plane of the vehicle and towards the rear of the vehicle at a height of not less than 200 mm and not more than 300 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space;
- 3.8.3.7.3. In the case of anchorages provided for a wheelchair user restraint system the forces shall be in accordance with the requirements of Regulation No. 14. The forces shall be applied by means of a traction device as appropriate to the belt type as specified in Regulation No. 14.

- 3.8. . e
- 3.8. A wheelchair restraint system shall be subject to a dynamic test carried out in accordance with the following requirements:
- 3.8.3.8.1. A representative wheelchair test trolley of mass 85 kg shall, from a speed of between 48 km/h to 50 km/h to rest, be subject to a deceleration-time pulse:
- 3.8.3.8.1.1. Exceeding 20 g in the forward direction for a cumulative period of at least 0.015 seconds;
- 3.8.3.8.1.2. Exceeding 15 g in the forward direction for a cumulative period of at least 0.04 seconds;
- 3.8.3.8.1.3. Exceeding a duration of 0.075 seconds;
- 3.8.3.8.1.4. Not exceeding 28 g and for not more than 0.08 seconds;
- 3.8.3.8.1.5. Not exceeding a duration of more than 0.12 seconds, and
- 3.8.3.8.2. A representative wheelchair test trolley of mass 85 kg shall, from a speed of between 48 km/h to 50 km/h to rest, be subject to a deceleration-time pulse:
- 3.8.3.8.2.1. Exceeding 5 g in the rearward direction for a cumulative period of at least 0.015 seconds;
- 3.8.3.8.2.2. Not exceeding 8 g in the rearward direction and for not more than 0.02 seconds;
- 3.8.3.8.3. The test in paragraph 3.8.3.8.2. shall not apply if the same restraints are used for the forward and rearward direction or if an equivalent test has been conducted;
- 3.8.3.8.4. For the above test, the wheelchair restraint system shall be attached to either:
- 3.8.3.8.4.1. Anchorages fixed to the test rig which represents the geometry of the anchorages in a vehicle for which the restraint system is intended, or
- 3.8.3.8.4.2. Anchorages forming part of a representative section of the vehicle for which the restraint system is intended, set up as described in paragraph 3.8.3.6.7.
- 3.8.3.9. A wheelchair user restraint shall comply with the test requirements specified in Regulation No. 16 or an equivalent test to the deceleration-time pulse in paragraph 3.8.3.8.1. A seat belt approved to Regulation No. 16 and so marked shall be deemed to comply.
- 3.8.3.10. A test in paragraph 3.8.3.6., 3.8.3.8. or 3.8.3.9. shall be deemed to have failed unless the following requirements are met:
- 3.8.3.10.1. No part of the system shall have failed, or shall have become detached from its anchorage or from the vehicle during the test;
- 3.8.3.10.2. Mechanisms to release the wheelchair and user shall be capable of release after completion of the test;
- 3.8.3.10.3. In the test in paragraph 3.8.3.8. the wheelchair shall not move more than 200 mm in the longitudinal plane of the vehicle during the test;
- 3.8.3.10.4. No part of the system shall be deformed to such an extent after completion of the test that, because of sharp edges or other protrusions, the part is capable of causing injury.
- 3.8.3.11. Its operating instructions shall be clearly displayed adjacent to it.

- 3.8. . e
- 4 Rearward facing wheelchair - static test requirements
- 3.8.4.1. Vehicles not required to have occupant restraint systems fitted may, as an alternative to the provisions of paragraph 3.8.2. or 3.8.3., be provided with a wheelchair space designed for the wheelchair user to travel unrestrained with the wheelchair facing rearwards against a support or backrest, in accordance with the following provisions:
- 3.8.4.1.1. One of the longitudinal sides of the space for a wheelchair shall rest against a side or wall of the vehicle or a partition;
- 3.8.4.1.2. A support or backrest perpendicular to the longitudinal axis of the vehicle shall be provided in the forward end of the wheelchair space;
- 3.8.4.1.3. The support or backrest shall be designed for the wheels or the back of the wheelchair to rest against the support or backrest in order to avoid the wheelchair from tipping over and shall comply with the provisions of paragraph 3.8.5.;
- 3.8.4.1.4. A handrail or handhold shall be fitted to the side or wall of the vehicle or a partition in such a way to allow the wheelchair user to grasp it easily. This handrail shall not extend over the vertical projection of the wheelchair space, except by not more than 90 mm and only at a height not less than 850 mm above the floor of the wheelchair space;
- 3.8.4.1.5. A retractable handrail or any equivalent rigid device shall be fitted on the opposite side of the wheelchair space in order to restrict any lateral shift of the wheelchair and to allow the wheelchair user to grasp it easily;
- 3.8.4.1.6. A sign shall be fixed adjacent to the wheelchair area with the following text:
"This space is reserved for a wheelchair. The wheelchair must be placed facing rearwards resting against the support or backrest with the brakes on".
The provisions of paragraph 7.6.11.4. of Annex 3 apply to any textual markings used.
- 3.8.5. Backrest and support requirements
- 3.8.5.1. A backrest fitted to a wheelchair space in accordance with paragraph 3.8.4. shall be fitted perpendicular to the longitudinal axis of the vehicle and shall be capable of bearing a load of 250 ± 20 daN applied to the centre of the padded surface of the backrest, at a height of not less than 600 mm and of not more than 800 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space, for a minimum of 1.5 seconds by means of a block 200 mm x 200 mm in the horizontal plane of the vehicle towards the front of the vehicle. The backrest shall not deflect more than 100 mm or suffer permanent deformation or damage.
- 3.8.5.2. A support fitted to a wheelchair space in accordance with paragraph 3.8.4. shall be fitted perpendicular to the longitudinal axis of the vehicle and shall be capable of withstanding a force of 250 ± 20 daN applied to the centre of the support, for a minimum of 1.5 seconds in the horizontal plane of the vehicle towards the front of the vehicle in the middle of the support. The support shall not deflect more than 100 mm or suffer permanent deformation or damage.
- 3.8.6. Example of a backrest meeting the requirements of paragraph 3.8.4.1.3. (See Annex 4, Figure 29).

- 3.8. . e
- 6.1 The bottom edge of a backrest shall be at a height of not less than 350 mm and of not more than 480 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space.
- 3.8.6.2. The top edge of a backrest shall be at a height of not less than 1,300 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space.
- 3.8.6.3. A backrest shall have a width of:
- 3.8.6.3.1. Not less than 270 mm and of not more than 420 mm up to a height of 830 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space, and
- 3.8.6.3.2. Not less than 270 mm and of not more than 300 mm at heights exceeding 830 mm measured vertically from the floor of the wheelchair space.
- 3.8.6.4. A backrest shall be fitted at an angle of not less than four degrees and of not more than eight degrees to the vertical with the bottom edge of the backrest positioned closer to the rear of the vehicle than the top edge.
- 3.8.6.5. The padded surface of a backrest shall form a single and continuous plane.
- 3.8.6.6. The padded surface of a backrest shall pass through any point on an imaginary vertical plane situated to the rear of the front end of the wheelchair space and situated not less than 100 mm and not more than 120 mm from the front end of the wheelchair space measured horizontally and not less than 830 mm and not more than 870 mm from the floor of the wheelchair space measured vertically.
- 3.9. Door controls
- 3.9.1. If a door referred to in paragraph 3.6. is fitted with opening controls for use under normal circumstances, these controls shall:
- 3.9.1.1. In the case of exterior controls, be on or adjacent to that door at a height between 850 mm and 1,300 mm from the ground and be not more than 900 mm from the door, and
- 3.9.1.2. In the case of interior controls in vehicles of Class I, II and III, be on or adjacent to that door at a height of between 850 mm and 1,300 mm from the upper surface of the floor nearest the control and be not more than 900 mm in any direction from the door aperture.
- 3.10. (Reserved)
- 3.11. Provisions for boarding devices
- 3.11.1. General requirements:
- 3.11.1.1. The controls actuating the boarding devices shall be clearly marked as such. The extended or lowered position of the boarding device shall be indicated by a tell-tale to the driver.
- 3.11.1.2. In the event of the failure of a safety device, lifts, ramps and kneeling systems shall be incapable of operation, unless they can be safely operated by manual effort. The type and location of the emergency operating mechanism shall be clearly marked. In the event of power failure, lifts and ramps must be capable of manual operation.
- 3.11.1.3. Access to one of the service or emergency doors on the vehicle may be obstructed by a boarding device providing the following two conditions are satisfied from both inside and outside the vehicle.
- 3.11.1.3.1. The boarding device does not obstruct the handle or other device for opening the door.

3. e
- 11 1 3.2. The boarding device can be readily moved to leave the doorway clear for use in an emergency.
- 3.11.2. Kneeling system
- 3.11.2.1. A switch shall be required to enable operation of the kneeling system.
- 3.11.2.2. Any control which initiates the lowering or raising of any part or the whole of the bodywork relative to the road surface must be clearly identified and be under the direct control of the driver.
- 3.11.2.3. The lowering process shall be capable of being stopped and immediately reversed by a control both within the reach of the driver, whilst seated in the cab, and also adjacent to any other operating controls provided for the operation of the kneeling system.
- 3.11.2.4. Any kneeling system that is fitted to a vehicle shall not allow the vehicle to be driven at a speed of more than 5 km/h when the vehicle is lower than the normal height of travel.
- 3.11.3. Lift
- 3.11.3.1. General provisions
- 3.11.3.1.1. Lifts shall only be capable of operation when the vehicle is at standstill. Any movement of the platform shall be prevented unless a device preventing the wheelchair from rolling off has been activated or has automatically come into operation.
- 3.11.3.1.2. The lift platform shall not be less than 800 mm wide, and not less than 1,200 mm long and shall be capable of operating when carrying a mass of at least 300 kg.
- 3.11.3.2. Additional technical requirements for power-operated lifts
- 3.11.3.2.1. The operating control shall be designed in such a way that, if released, it automatically returns to the off position. As it does so the movement of the lift shall immediately be stopped and it shall be possible to initiate a movement in either direction.
- 3.11.3.2.2. A safety device (e.g. reversing mechanism) shall protect areas not visible to the operator, where the movement of the lift might trap or crush objects.
- 3.11.3.2.3. In the event of one of these safety devices coming into operation, the movement of the lift shall immediately be stopped and movement in the opposite direction initiated.
- 3.11.3.3. Operation of power operated lifts
- 3.11.3.3.1. Where the lift is at a service door situated within the direct field of vision of the driver of the vehicle, the lift may be operated by the driver when in the driver's seat.
- 3.11.3.3.2. In all other cases, the controls shall be adjacent to the lift. They shall be capable of being activated and deactivated only by the driver from his seat.
- 3.11.3.4. Manually operated lift
- 3.11.3.4.1. The lift shall be designed for operation by controls adjacent to the lift.
- 3.11.3.4.2. The lift shall be so designed that excessive forces are not required to operate it.
- 3.11.4. Ramp
- 3.11.4.1. General provisions
- 3.11.4.1.1. The ramp shall only be capable of operation when the vehicle is at standstill.

3. . . e
- 11.4.1.2. Edges on the outside shall be rounded to a radius of no less than 2.5 mm. Corners on the outside shall be rounded to a radius of not less than 5 mm.
- 3.11.4.1.3. The useable surface of a ramp shall be at least 800 mm wide. The slope of the ramp, when extended or folded out on to a kerb of 150 mm in height, should not exceed 12 per cent. The slope of the ramp, when extended or folded out to the ground, should not exceed 36 per cent. A kneeling system may be used to achieve this test.
- 3.11.4.1.4. Any ramp which when ready for use exceeds 1,200 mm in length shall be fitted with a device to prevent the wheelchair rolling off the sides.
- 3.11.4.1.5. Any ramp shall be capable of operating safely with a load of 300 kg.
- 3.11.4.1.6. The outer edge of ramp surfaces available for use by a wheelchair shall be clearly marked with a band of colour 45 mm to 55 mm in width which contrasts visually with the remainder of the ramp surface. The band of colour shall extend along the outermost edge and along both edges parallel to the direction of travel of the wheelchair.
- Marking of any trip hazard or where part of the ramp surface also forms part of the step is permissible.
- 3.11.4.1.7. A portable ramp must be secure when in its position for use. A portable ramp must be provided with a suitable position where it can be safely stowed and where it is readily available for use.
- 3.11.4.2. Modes of operation
- 3.11.4.2.1. Deployment and stowage of the ramp may be either manual or power-operated.
- 3.11.4.3. Additional technical requirements for power-operated ramps
- 3.11.4.3.1. Deployment and stowage of the ramp shall be indicated by flashing yellow lights and an audible signal.
- 3.11.4.3.2. Deployment and stowage of the ramp that may create a risk of injury shall be protected by a safety device(s).
- 3.11.4.3.3. These safety devices shall stop the movement of the ramp when the ramp is subject to a mean reactive force not exceeding 150 N. The peak force may be higher than 150 N for a short time provided that it does not exceed 300 N. The reactive force may be measured by any method to the satisfaction of the Competent Authority. Guidelines for measuring the reactive forces are given in Annex 6 to this Regulation.
- 3.11.4.3.4. The horizontal movement of a ramp shall be interrupted when a mass of 15 kg is placed upon it.
- 3.11.4.4. Operation of power-operated ramps
- 3.11.4.4.1. Where the driver has adequate view of the ramp sufficient to monitor its deployment and use, to ensure the safety of passengers, the ramp may be operated by the driver when in the driver's seat. This requirement may be met by a suitable indirect vision device(s).
- 3.11.4.4.2. In all other cases, the controls shall be adjacent to the ramp. They shall be capable of being activated and deactivated only by the driver from his seat.
- 3.11.4.5. Operation of manually-operated ramp
- 3.11.4.5.1. The ramp shall be so designed that excessive forces are not required to operate the ramp.

DEEL B

Voertuigen van de categorieën M₂ en M₃

1. **Maximaal toegestane afmetingen**
 - 1.1. De afmetingen mogen de volgende waarden niet overschrijden:
 - 1.1.1. Lengte:
 - a) voertuig met twee assen en één segment: 13,50 m,
 - b) voertuig met drie of meer assen en één segment: 15,00 m,
 - c) geled voertuig: 18,75 m.
 - 1.1.2. Breedte: 2,55 m.
 - 1.1.3. Hoogte: 4,00 m.
 - 1.2. Om de lengte, breedte en hoogte te meten, wordt het voertuig, met de massa in rijklare toestand en de banden opgepompt tot de door de fabrikant aanbevolen spanning, op een horizontaal en vlak oppervlak geplaatst.
 - 1.3. Slechts de in aanhangsel 1 van deze bijlage bedoelde voorzieningen en uitrusting worden niet voor de bepaling van de lengte, breedte en hoogte in aanmerking genomen.
2. **Massaverdeling voor voertuigen met carrosserie**
 - 2.1. Berekeningsprocedure
 - Notering
 - M technisch toelaatbare maximummassa in beladen toestand;
 - TM technisch toelaatbare getrokken maximummassa;
 - MC technisch toelaatbare maximummassa in beladen toestand van de combinatie;
 - m_i technisch toelaatbare maximummassa in beladen toestand op de enkelvoudige as „i”, waarbij „i” varieert van 1 tot het totale aantal assen van het voertuig;
 - m_c technisch toelaatbare maximummassa op het koppelpunt;
 - μ_j de technisch toelaatbare maximummassa op de groep assen „j”, waarbij „j” varieert van 1 tot het totale aantal groepen assen.
 - 2.1.1. De nodige berekeningen moeten worden verricht om na te gaan of elke technische configuratie binnen het type voldoet aan de volgende voorschriften.
 - 2.1.2. Voor voertuigen met belastbare assen worden de volgende berekeningen verricht met de vering van de assen belast in de normale bedrijfsconfiguratie.
 - 2.2. Algemene voorschriften
 - 2.2.1. De som van de technisch toelaatbare maximummassa op de enkelvoudige assen plus de som van de technisch toelaatbare maximummassa op de groepen assen mag niet minder bedragen dan de technisch toelaatbare maximummassa in beladen toestand van het voertuig.
$$M \leq \Sigma [m_i + \mu_j].$$
 - 2.2.2. De massa van het voertuig in rijklare toestand plus de massa van de optionele uitrusting plus de massa van de passagiers plus de in punt 2.2.3 bedoelde massa's WP en B plus de massa van de koppeling, indien die niet in de massa in rijklare toestand is opgenomen, plus de technisch toelaatbare maximummassa op het koppelpunt mag niet meer bedragen dan de technisch toelaatbare maximummassa in beladen toestand.

Bijlage A.4: Minimumafmetingen van uitgangen

2001L0085 — NL — 01.01.2007 — 001.001 — 22

▼B

- 7.6.2.3. De uitgangen moeten zich op dusdanige plaatsen bevinden dat het aantal aan beide zijden van het voertuig in feite hetzelfde is.
- 7.6.2.4. Ten minste één nooduitgang moet hetzij in de achterzijde van het voertuig hetzij in de voorzijde van het voertuig zijn geplaatst. Bij voertuigen van klasse I en bij voertuigen met een achterste gedeelte dat permanent is afgesloten van de passagiersruimte, is aan deze bepaling voldaan als een noodluik is gemonteerd.
- 7.6.2.5. De uitgangen aan dezelfde kant van het voertuig moeten op gepaste wijze zijn verdeeld over de lengte van het voertuig.
- 7.6.2.6. Er mag zich een deur in de achterzijde van het voertuig bevinden, met dien verstande dat dit geen bedrijfsdeur is.
- 7.6.2.7. Noodluiken moeten als volgt zijn geplaatst: indien er slechts één luik is, moet dit zich in het middelste derde deel van het voertuig bevinden; indien er twee luiken zijn, moeten deze zich op een onderlinge afstand van ten minste 2 m bevinden, gemeten vanaf de dichtst bij elkaar gelegen randen van de openingen langs een lijn die evenwijdig aan de lengte-as van het voertuig loopt.
- 7.6.3. Minimumafmetingen van uitgangen:
- 7.6.3.1. De verschillende uitgangen moeten de volgende minimumafmetingen hebben:

			Klasse I	Klasse II en III	Opmerkingen
Bedrijfsdeur	Deur opening	Hoogte (mm)	1 800	1 650	—
		Breedte (mm)	enkele deur: 650 dubbele deur: 1 200		Deze afmeting mag met 100 mm worden verminderd wanneer op het niveau van de handgrepen wordt gemeten.
Nooddeur		Hoogte (mm)	1 250		—
		Breedte (mm)	550		
Noodraam	Oppervlakte: (mm ²)		400 000		Er moet een rechthoek van 500 mm × 700 mm in dit oppervlak passen.

Noodramen in de achterkant van het voertuig. Indien de fabrikant geen noodraam van de hierboven beschreven minimumafmetingen aanbrengt.			Er moet in de noodraamopening een rechthoek van 350 mm hoog bij 1 550 mm breed passen. De hoeken van de rechthoek mogen afgerond zijn met een afrondingsstraal van maximaal 250 mm.	
Noodluik	Luikopening	Oppervlakte (mm ²)	400 000	Er moet een rechthoek van 500 mm × 700 mm in dit oppervlak kunnen passen.

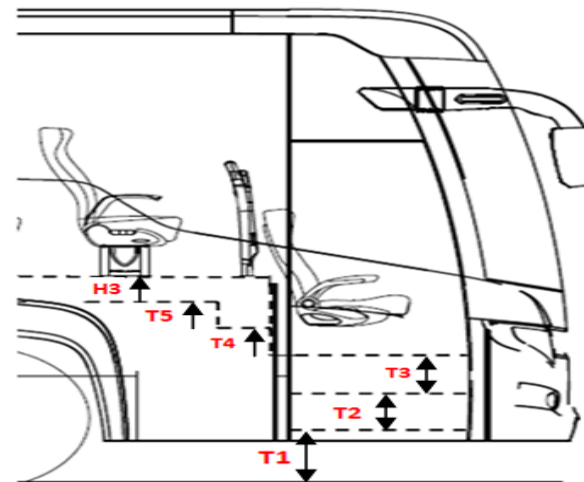
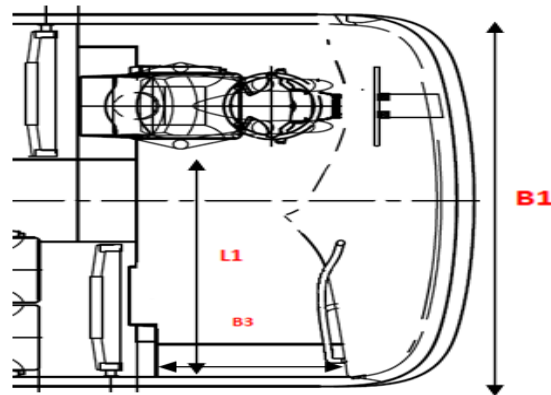
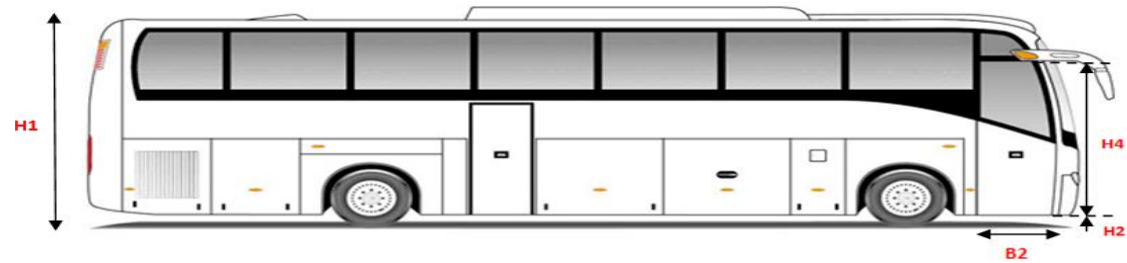
7.6.3.2.

Voertuigen met een capaciteit van maximaal 22 passagiers mogen hetzij aan de in punt 7.6.3.1 genoemde voorschriften, hetzij aan de in punt 1.1 van bijlage VI genoemde voorschriften voldoen.

Bijlage B: Excelbestanden

Bijlage B.1: Afmetingen diverse reisbussen

H1: De totale Hoogte
H2: Rijhoogte
H3: Diepte van het gangpad
H4: Vrije hoogte deur
B1: Totale breedte
B2: Portaalbreedte deur
B3: Vrije breedte deur
T1: Eerste trede vanaf de grond
T2: overige trede
T3: overige trede
T4: overige trede
T5: overige trede
T6: overige trede
L1: Vrije ruimte portaal



Technische gegevens van een coach													
<u>Bustype</u>	<u>Afmetingen [mm]</u>												
	H1	H2	H3	H4	B1	B2	B3	T1	T2	T3	T4	T5	L1
Mercedes-Benz Travego	ca. 3.510	/	150	2 010	2 550	900	770	350	170	170	178	178	/
Mercedes-Benz Toerismo	ca. 3.370	/	150	2 200	2 550	900	774	350	170	170	177	177	/
Iveco Crowway	3 370	/	/	/	2 550	800	/	344	/	/	/	/	/
Scania omni expres 3.60			260	2150		780	680		180	180	.188	220	1330
volvo 9900						870			200	200	.200	250	1250
volvo 9700						700			180	180	.180	230+220	1200
setra s519 HD			150	2180		780	1000						
setra ul business						800							
mercedes intoura				2500		780			170	170	.170	170+170	1200
setra 515 HD			140	2200		780	1000		190	190	.190	240	1200
setra s 511 HD			140	2020		780	900		180	180	.180	220+220	1200
setra s516 HDH			140	2190		780	900		235	235	.235	220+220	1200
VDL futura FMD2-129/370				2150		730	900	330	250	230	.230	0	1100
VDL futura FMD2-139/460			0	2150		730	900	330	250	230	.230	170+180	1100
Karsan Star		300		2000		730	850	390	250	0	200	200	1200
temsa LD12 IC			220	2200		800	750		170	160	.160	0	1100
temsa HD12			160	2000		850	800		220	230	.210	230	1200
temsa MD9			0	2000		750	800		250	250	220		1000
otokar vectio t			210	2000		750	760		210	210	210	0	1400
isuzu turquoise			0	2000		750	660		250	260	240	0	1200
isuzu novo ultra	3350		0	2000	2282	750	800		270	280	240	0	1000
MVC 600 (mercedes)			200	2200		800	830		230	230	.230	230+220	1100
vanhool EX16M			0	2100		800	1000		210	210	.210	180+180	1300
vanhool EX15H			0	2100		760	1000		210	210	.210	180+180	1300
king long C12			80	2000		750	1000		220	200	.200	190+140	1100
MAN lions coach			0	2200		750	800		190	190	.190	220+220	1200
MAN neoplan jetliner C	2550		180	2100	2400	750	800		200	200	.180	200	1100
TAM vive TH	3535		200	2000	2460	680	800		230	210	250	270	1200
iveco magelys			150	2200		800	950		200	200	.200	200+200	1100

Bijlage B.2: Onderzoek internationale rolstoelformaten

Standard wheelchairs	Overall Height	Overall Width	Overall length
Invacare Tracer EX2 36 lbs. Wheelchair	915	623/673/724	813
Excel Extra Wide Manual Wheelchair	927	724/762/800	813
Invacare Veranda Manual Wheelchair	965	585/635/686	813
Excel K3 Lightweight Wheelchair	915	661	762
Karman Ergo Flight Wheelchair	915	635/686	965
Karman S-115 Ergonomic Wheelchair	915	564/635/668	991
Invacare Tracer SX5 Manual Wheelchair	889	623/673/724	813
Quickie 2 Folding Ultra Lightweight Wheelchair	915	508-724	/
Invacare Tracer SX5 Deluxe Wheelchair	889	623/724/775	813
Traveler SE Adjustable Height Wheelchair	/	623/673/724	/
Commercial Use Wheelchair with Anti-Bacterial Double-Padded Vinyl	915	762	/
Handicare Exigo	890	540-690	970
Handicare Ibis	/	660/700/740	1040
Handicare Emineo	980/1160	690	1000
Blue Streak Wheelchair w/ Flip-Back Arms	915	610/661	1007
Drive Silver Sport 2 Dual Axle Wheelchair	915	610/711	1007
Everest & Jennings Advantage Standard Wheelchair	915	673	/
Everest & Jennings Traveler L3 Lightweight Wheelchair	902	623/673/724	737
Everest & Jennings Traveler L4 Lightweight Wheelchair	915	584/635/687	800
Invacare 20" Manual Wheelchair (Limited Offer)	965	686	813
Chrome Sport Wheelchair with 20" seat	915	762	1007
Breezy Easy Care 2000HD Wheelchair	915	737/788/838	813
Sentra EC Heavy Duty Dual Axle Wheelchair	915	713/762	838

Bijlage B.3: Onderzoek Engelse rolstoelformaten

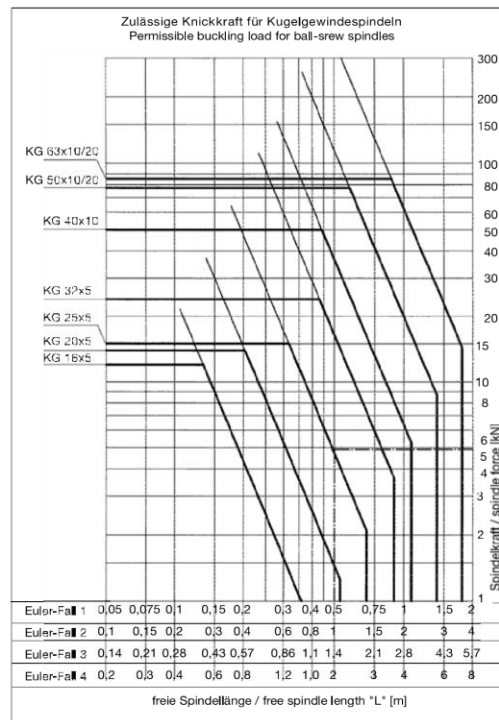
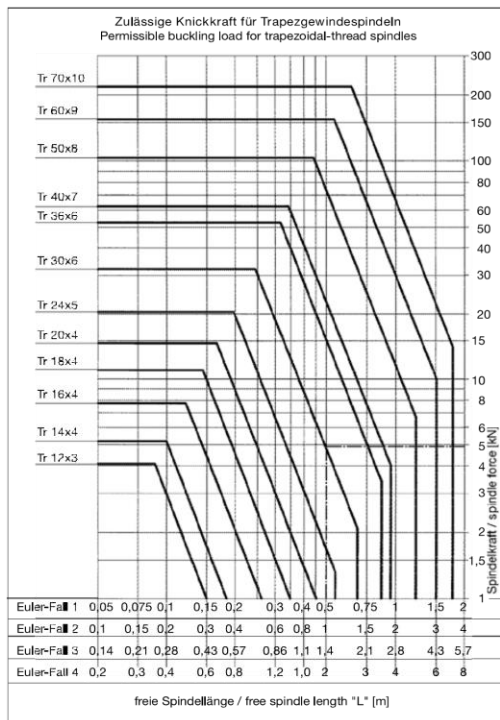
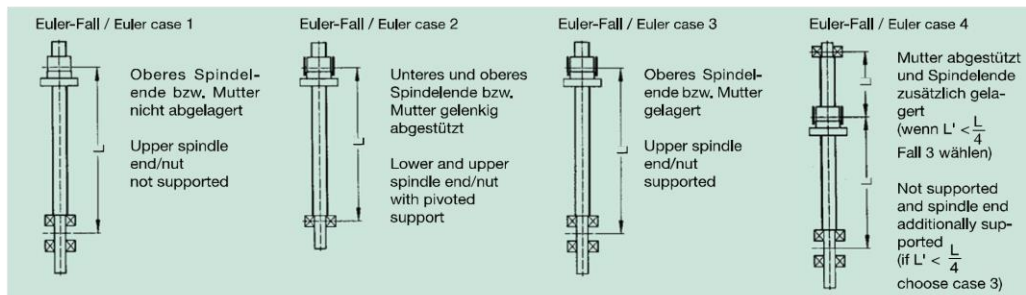
Standard wheelchairs	Overall Height	Overall Width	Overall length
Wheeltech Enigma S3 Steel Self Propelled Wheelchair	950	610/660/760	1040
Drive Medical - S1 Budget Steel Self Propelled Wheelchair	900	610	1060
Enigma - Silver Sport Self Propelled Wheelchair	920	635	1150
Medicare Enigma Self Propelled Alloy Wheelchair	930	630	1030
Drive Medical Enigma Standard Steel Self Propelled Wheelchair	950	610/660/760	1040
ZT 600-690 heavy duty steel wheelchair	920	720	1100
Drive Medical Sentra EC Self Propelled Wheelchairs	910/990	710/740/760/ 880/940/990	1070/1090
Excel G5 Modular Lightweight Folding Self Propelled Wheelchair	950	950	1050
Karma Robin KM-1510 Lightweight Aluminium Wheelchair	920	630/685	1030
Drive Enigma XS2 Aluminium Standard Self Propelled Wheelchairs	930	630/680	1030
Z-TEC Lite self propelled wheelchair	935	650	1080

Bijlage C: Documentatie spindels Vansichen

Kritische Knickkraft Critical buckling load

Um die Gefahr des Ausknickens bei Druckbelastung zu vermeiden, muss gegenüber der kritischen Knickkraft eine ausreichende Sicherheit eingehalten werden. Das Diagramm zeigt den Bereich der elastischen Knickung. Die rechte senkrechte Linie markiert die empfohlene Maximallänge. Die diagonale Linie beinhaltet eine mit der Spindellänge steigende Sicherheit von 3 bei kurzen Spindeln bis 6 bei langen Spindeln. Die waagrechte Linie markiert bei Trapezgewindespindeln Sicherheit 3, bei Kugelgewindespindeln die dynamische Tragzahl der KG-Mutter. Es sind folgende Lagerungsfälle zu unterscheiden:

Check of the critical buckling load:
In order to exclude the risk of buckling under compressive loads a sufficient safety margin must be observed in relation to the critical buckling load. The diagram shows the range of elastic buckling. The right vertical line defines the recommended maximum length. The diagonal line includes a safety margin of 3 with short spindles and 6 with long spindles, increasing with the length of the spindle. For trapezoidal-thread spindles the horizontal line marks safety 3 and for ball-screw spindles the dynamic load capacity of the ball-screw nut. The following bearing situations are to be distinguished:

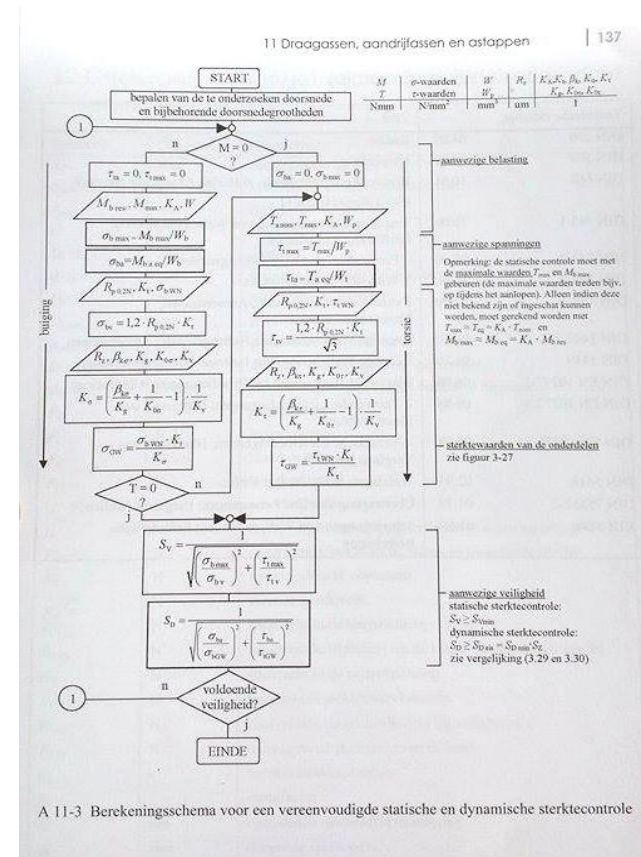
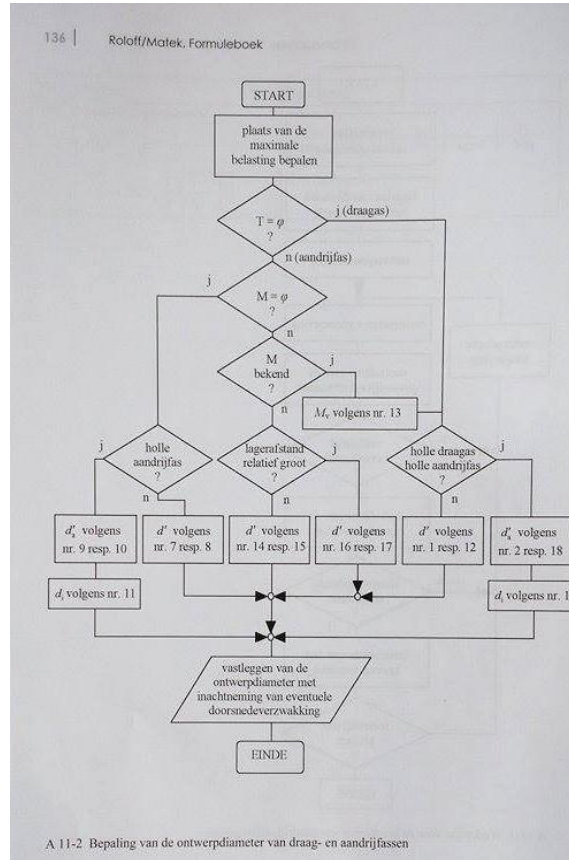
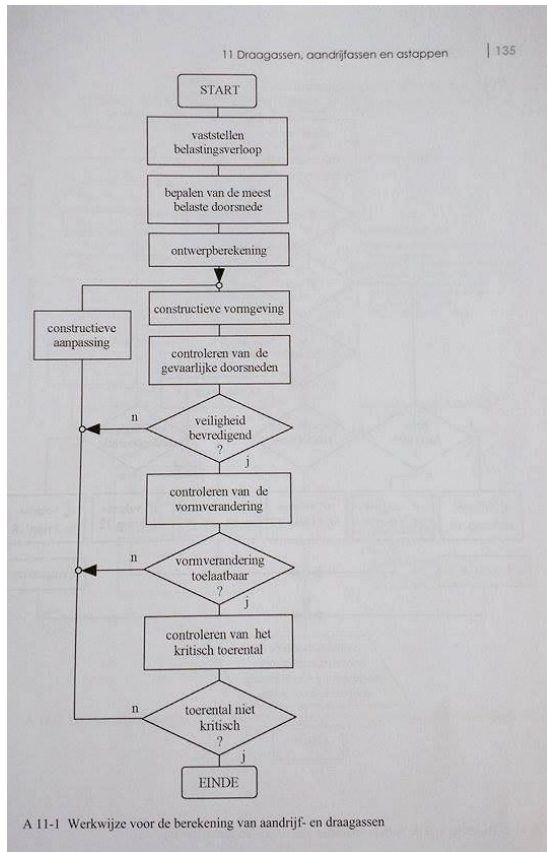


Der Schnittpunkt zwischen der freien Spindellänge beim vorliegenden Lagerungsfall und der Spindelkraft muss links der Grenzlinie der gewählten Spindel liegen. Trifft dies nicht zu, muss ein größerer Spindeldurchmesser gewählt oder die Eingangsparameter verbessert werden. Eingezeichnet sind die Berechnungsbeispiele von S. I-9 und I-11.

For the present bearing situation the point of intersection of the free spindle length with the spindle speed must lie to the left of the boundary line of the selected spindle. If not, a larger spindle diameter must be chosen or the basic parameters must be improved. The drawing shows the calculation examples of pages I-9 and I-11.

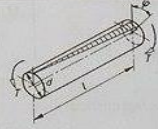
Bijlage D: Roloff/Matek

Bijlage D.1: Flowcharts



Bijlage D.2: Formules

Nr.	Formule	Toelichting
9	Benaderende bepaling van de buitendiameter van een holle as met cirkelvormige doorsnede $d'_s \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{(1-k^4) \cdot \tau_{td}}}$ resp.	$\frac{d'_s}{k} \quad k \quad K_A \quad P \quad T \quad n \quad \tau_{td}$ mm 1 1 kW Nmm min ⁻¹ N/mm ² T en τ_{td} zoals bij nr. 7.
10	$d'_s \approx 570 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{(1-k^4) \cdot \tau_{td}}}$	$k = d_i / d_s$ $0 < k < 1$; gunstig is $k < 0,6$. Er dient rekening te worden gehouden met eventuele doorsnedeverzwakkingen.
11	Binnendiameter $d_i \leq k \cdot d_s$	
12	b) Gelijktijdig op torsie en buiging belaste aandrijfassen Benaderende bepaling van de diameter van een massieve as met cirkelvormige doorsnede bij bekende buigmoment $d'_s \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{td}}}$	$\sigma_{td} \approx \sigma_{bz,n}$ resp. σ_{bwn} $\sigma_{bz,n}$ resp. σ_{bwn} volgens tabel 1-1. Er dient rekening te worden gehouden met eventuele doorsnedeverzwakkingen.
13	Het voor de berekening maatgevende vergelijkingsmoment: $M_v = \sqrt{M_z^2 + \left(\frac{\sigma_{td}}{2 \cdot \tau_{td}} \cdot T\right)^2}$ $M_v = \sqrt{M_z^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{td}}{\varphi \cdot \tau_{td}} \cdot T\right)^2}$	$M_v = M_{v,eq} = K_A \cdot M_{b,ten} \quad \varphi = 1,73$ $\sigma_{td} / (\varphi \cdot \tau_{td}) \approx 0,7$ bij buiging dynamisch en torsie statisch of zwellend. $\sigma_{td} / (\varphi \cdot \tau_{td}) = 1$ bij buiging en torsie volgens hetzelfde belastingsgeval. $\sigma_{td} / (\varphi \cdot \tau_{td}) \approx 1,5$ bij torsie dynamisch en buiging statisch of zwellend. $T = T_{eq}$ volgens nr. 6 resp. T_{max} .
14	Benaderende bepaling van de diameter van een massieve as met cirkelvormige doorsnede bij onbekend buigmoment a) Bij relatief kleine lagerafstand: $d'_v \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{td}}}$ resp.	$M_v \approx 1,17 \cdot T$ σ_{td} zoals bij nr. 12. P, n zie bij nr. 7.
15	$d'_v \approx 760 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n \cdot \sigma_{td}}}$	
16	b) Bij relatief grote lagerafstand: $d'_v \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{td}}}$ resp.	$M_v \approx 2,1 \cdot T$
17	$d'_v \approx 920 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n \cdot \sigma_{td}}}$	

Nr.	Formule	Toelichting										
18	Benaderende bepaling van de buitendiameter van een holle as met cirkelvormige doorsnede bij bekend buigmoment: $d'_s \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{(1-k^4) \cdot \sigma_{td}}}$	k zie nr. 10. Binnendiameter d_i volgens nr. 11. Zie voor 7... 18 ook stroomschema A 11-2.										
19	Controle op sterkte Na het ontwerp en de vormgeving van draag- en aandrijfassen dient voor de kritieke doorsneden, bijvoorbeeld plaatselijke diameterverkleiningen, groeven, draaduitlopen, net als voor de doorsneden met een maximale belasting, een statische (zelfs bij dynamische belasting) en de dynamische controleberekening uitgevoerd te worden. Controle van de statische veiligheid $S_v = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{bv}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,max}}{\tau_{tv}}\right)^2}} \geq S_{v,min}$	Zie stroomschema A 11-3 $\sigma_{s,max}, \tau_{t,max}$ bepalen volgens de wetten van de technische mechanica met F_{max} resp. T_{max} $\sigma_{bv} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_f$ $\tau_{tv} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_f / \sqrt{3}$ $R_{p0,2N}$ volgens tabel 1-1 K_f volgens tabel 3-11a voor strekgrenzen Zie stroomschema A 11-3 Juistere dynamische controle volgens hoofdstuk 3 σ_{s}, τ_{t} bepalen volgens de wetten van de technische mechanica met F_{eq} resp. T_{eq} $\sigma_{bwn} = \sigma_{bwn} \cdot K_f / K_{Db}$ $\tau_{twn} = \tau_{twn} \cdot K_f / K_{Dt}$ σ_{bwn}, τ_{twn} volgens tabel 1-1 K_f volgens tabel 3-11a voor trekvastheid K_{Db}, K_{Dt} zie stroomschema A 3-3 $S_{D,min}, S_v$ volgens tabel 3-14										
20	Vereenvoudigde controle van de dynamische veiligheid $S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{Db}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,max}}{\tau_{Dt}}\right)^2}} \geq S_{D,min}$ $= S_{D,min} \cdot S_z$	σ_{s}, τ_{t} bepalen volgens de wetten van de technische mechanica met F_{eq} resp. T_{eq} $\sigma_{bwn} = \sigma_{bwn} \cdot K_f / K_{Db}$ $\tau_{twn} = \tau_{twn} \cdot K_f / K_{Dt}$ σ_{bwn}, τ_{twn} volgens tabel 1-1 K_f volgens tabel 3-11a voor trekvastheid K_{Db}, K_{Dt} zie stroomschema A 3-3 $S_{D,min}, S_z$ volgens tabel 3-14										
21	Controle van de elastische vervorming van draag- en aandrijfassen Bij torsiebelasting is de toelaatbare verdraaiing, en bij een belasting door dwarskrachten zijn de toelaatbare doorbuiging en scheefheid op de kritische plaatsen en de toegelaten doorbuiging ter hoogte van de lagers te controleren. a) Vervorming bij torsiebelasting Torsiehoek voor gladde assen: $\varphi^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \cdot \frac{l \cdot \tau_t}{r \cdot G} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p}$	Bij torsiebelasting is de toelaatbare verdraaiing, en bij een belasting door dwarskrachten zijn de toelaatbare doorbuiging en scheefheid op de kritische plaatsen en de toegelaten doorbuiging ter hoogte van de lagers te controleren. 										
22	Vereiste diameter van een gladde as uit staal voor een toegelaten torsiehoek $\varphi = 0,25^{\circ}/m$: $d = 2,32 \cdot \sqrt[3]{T} \approx 129 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n}}$	T zie nr. 5. G volgens tabel 1-1. $I_p = I_p$ volgens tabel 11-3. Richtwaarden voor $\varphi: 0,25 \dots 0,5^{\circ}/m$ aslengte <table border="1"> <tr> <td>d</td> <td>T</td> <td>K_A</td> <td>P</td> <td>n</td> </tr> <tr> <td>mm</td> <td>Nmm</td> <td>1</td> <td>kW</td> <td>min⁻¹</td> </tr> </table>	d	T	K_A	P	n	mm	Nmm	1	kW	min ⁻¹
d	T	K_A	P	n								
mm	Nmm	1	kW	min ⁻¹								

Bijlage D.3: Tabellen

Algemene grondbeginselen

1 Algemene grondbeginselen

Tabel 1-1 Staalkeuze voor de algemene machinebouw
Sterktewaarden in N/mm² voor de genormaliseerde afmeting d₀
Vermoeingssterktewaarden in N/mm² volgens DIN 743-2¹⁾ (richtwaarden)
Elasticiteitsmodulus E = 210 000 N/mm², glijdingsmodulus G = 81 000 N/mm²

staalvoort afkorting	material- nummer	A in mm	R _m in N/mm ²	R _{p0,2s} in N/mm ²	σ _{0,2s} (σ _{0,2s}) in N/mm ²	σ _{0,01s} (σ _{0,01s}) in N/mm ²	σ _{0,001s} (σ _{0,001s}) in N/mm ²	ε _{0,01s} (ε _{0,01s}) in %	relatieve material- kosten ²⁾	eigenschappen en toepassingvoorbeelden
a) Ongelegeerd constructiestaal, warmgewalst, volgens NEN EN 10025										
genormaliseerde afmeting d ₀ = 16 mm										
S185	1.0035	18	310	185						warmgewalst, ongelegeerd basis- en kwaliteitsstaal, niet geschikt voor warmtebehandelingen, wordt gekenmerkt door makkelijke en rekgevoelige en is bestemd voor toepassing bij omgevings temperatuur in gelaste, gekoelde en gescheefde onderdelen
S235JR	1.0037				235	140 (225)	180 (270)	105 (160)		mindere belangrijke constructiedelen bij geringe belasting; trappen en bordessen en dergelijke; lasbaarheid niet gewaarborgd
S235JRG1	1.0036									gebruikelijk staal in de machine- en staalbouw bij geringe belasting; plaat-, staal- en profielmateriaal, goed te bewerken, lasbaarheid en taaiheid verbeterden gestaag vanaf kwaliteitsgroep JR tot aan kwaliteitsgroep J2G4
S235JRG2	1.0038	26	360	235						
S235J2G3	1.0116									
S235J2G4	1.0117									
S275JR	1.0044				275	170 (270)	215 (320)	125 (190)	1,05	matig belaste constructiedelen; draag- en aandrijfassen, hefboom; goed bewerkbaar, goed lasbaar
S275JRG1	1.0143	22	430	275						
S275JRG2	1.0144									
S275J2G4	1.0145									
S355JR	1.0045				355	205 (325)	255 (380)	150 (245)		zwaar belaste draagconstructies in de staal-, krimp- en heugbouw; hoge rekgevoeligheid door leging met Si en Mn; lasbaarheid en taaiheid verbeterden gestaag vanaf kwaliteitsgroep JR tot aan kwaliteitsgroep K2G4
S355JRG1	1.0053									
S355JRG2	1.0050	22	510	355						
S355J2G4	1.0077									
S355K2G3	1.0095									
S355K2G4	1.0096									
E295	1.0050	20	400	295	195 (295)	245 (355)	145 (205)	1,1		goed bewerkbaar; moet toegestaan staal bij gemiddelde belasting; draag- en aandrijfassen, pennen
E335	1.0060	16	590	335	235 (335)	290 (440)	180 (230)	1,7		machineschroefstaal zonder bijzondere eisen betreffende de lasbaarheid en de taaiheid
E360	1.0070	11	690	360	275 (360)	345 (430)	205 (250)			zeer zwaar belaste, slijvaste delen in massieve toestand; nokken, walrollen, matrijzen, besturingsonderdelen
b) Labuur fijnkorrelig constructiestaal, normaalgeleed/normaliseerd gewalst, volgens NEN EN 10 113-2										
genormaliseerde afmeting d ₀ = 16 mm										
S275NL	1.0490	24	370	275	150 (240)	185 (275)	110 (185)			optimale verspaning bij hoge trekbelasting in het tijdsterkgebied met slechts geringe dynamische spanningtoeslagen; bijvoorbeeld lichtgewicht onderdelen, voertuigframes, drukvaten, transportinstallaties (voor lichte bestands, lokaal en ultrastiek fijnkorrelig constructiestaal, zie noemen)
S275NL	1.0491									
S355NL	1.0545	22	470	355	190 (305)	235 (350)	140 (240)			
S355NL	1.0546									
S420NL	1.8902	19	520	420	210 (335)	260 (390)	155 (265)			
S420NL	1.8912									
S460NL	1.8901	17	550	460	220 (350)	275 (410)	165 (280)			
S460NL	1.8903									

3 Sterkte en teelbare spanning 41

Tabel 3-5 Toepassings- resp. bedrijfsfactor K_f
a) volgens DIN 3990-1 (richtwaarden)¹⁾ (zie ook NEN ISO 6336-1)

werkwijze	aandrijvende machine			
	gelijkmatig h.v. elektromotor, stoomturbine, gasturbine	lichte stoten h.v. als gelijkmatig, maar grotere, vaak opvallende aanloopmomenten	middelmooie stoten h.v. meercilinder-verbindingmotor	zware stoten h.v. één-cilinder-verbindingmotor
gelijkmatig, bijvoorbeeld aggregaten, bandtransporteurs, plaatbandtransporteurs, transportcranes, lichte elevator, elektromotoren, voodingsaandrijving bij gereedschapmachines, ventilatoren, turbocompressoren, rubbertransporteurs, overwerken en mengers voor stoffen met gelijkmatige dichtheid, scharen, persen, persen bij dimensionering op maximaal stijpmoment	1,0	1,1	1,25	1,5
lichte stoten, bijvoorbeeld opgelijmd geladen bandtransporteurs, hoofd-aandrijving van gereedschapmachines, zware elevator, draaiwerken van kranen, industriële mijnschalters, craningsaandrijving, overwerken en mengers voor stoffen met ongelijkmatige dichtheid, pompomping met meer dan één cilinder, opvoerpompen	1,25	1,35	1,5	1,75
middelmooie stoten, bijvoorbeeld cranes voor rubber, mengers met onderbuis bedrijf (rubber, kunststof), bootbewerking, herwerken, één-cilinder pompomping, kogelmotoren	1,5	1,6	1,75	2,0 of hoger
zware stoten, bijvoorbeeld baggergraafmachines, zware kogelmotoren, rubbertransporteurs, bereidingschakel (steen, cement), vuurpompen, baksteppen, baksteppen, schil-machines, boormotoren voor grond- en olierolring, koelwaterinstallaties	1,75	1,85	2,0	2,25 of hoger

¹⁾ Geldig voor het nominale moment van de aangedreven machine, respectievelijk voor het nominale moment van de aandrijvende machine, wanneer dit overeenkomt met die van de aangedreven machine. De waarden gelden alleen bij een gelijkmatige versnervorming. Bij grote aanloopmomenten, intermitterend bedrijf en bij extreme herhaalde stootbelastingen moeten transmissies gecorrigeerd worden op voldoende veiligheid betreffende de statische sterkte en de tijdstrekte. Indien specifieke bedrijfsfactoren K_f uit metingen resp. ervaring bekend zijn, dan deze gebruiken.

b) voor tandwiel-, wrijvingswiel-, riem- en kettingaandrijvingen (volgens Richter-Ohlendorf)

Voorbeeld: Aandrijving door elektromotor; gemiddelde aanloopcondities; vollast, matige stoten; dagelijks 8 uur in gebruik. Hier-voor wordt bij een kettingaandrijving de bedrijfsfactor K_f = 1,6.

48 Reelief Markt Machineonderdelen, Tabellenboek

Tabel 3-10 Oppervlaktecoëfficiënt K₀¹⁾

a) Gewalst staal

b) Gietmateriaal

Gietstaal	K _{0n} = 1 - 0,20 lg R _a (lg $\frac{R_a}{20}$)	K _{0n} = 0,575 · K _{0n} + 0,425
Gietijzer gietijzer, nodulier	K _{0n} = 1 - 0,16 lg R _a (lg $\frac{R_a}{20}$)	K _{0n} = 0,35 · K _{0n} + 0,65
Gietaluminium	K _{0n} = 1 - 0,12 lg R _a (lg $\frac{R_a}{17,5}$)	K _{0n} = 0,25 · K _{0n} + 0,75
Gietijzer gietijzer, lamellair	K _{0n} = 1 - 0,06 lg R _a (lg $\frac{R_a}{5}$)	K _{0n} = 0,15 · K _{0n} + 0,85

¹⁾ Rawheid R_a overeenkomstig de vervaardigingsmethode volgens tabel 2-12
Algemeen kan geschild worden:
- giet-, smelt- en waloppervlakken R_a = 40 ... 200 µm
- giet- verspanend vortbewerkte oppervlakken R_a = 6,3 ... 100 µm
- middelgroot bewerkte oppervlakken R_a = 1 ... 12,5 µm
- fijn bewerkte oppervlakken R_a = < 1 ... 1,8 µm
- zeer fijn bewerkte oppervlakken R_a = < 1 ... 1,8 µm

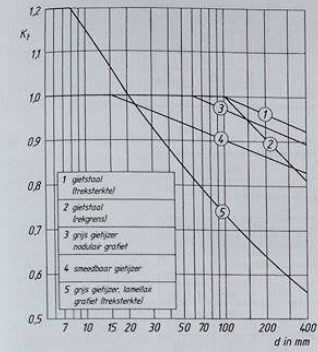
Tabel 3-11 Factoren K voor de grootte-invoed

a) Technologische grootte factor K, voor gewalst staal

Bij nitro- , vered- en carbonstaal is K₀ gelijk voor de treksterkte en de rekspanning
¹⁾ voor Cr-Ni-Mn-carbonstaal gelden de waarden van veredelstaal

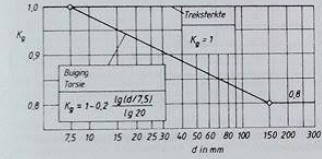
Tabel 3-11 Vervolg

b) Technologische groottefactor K_t voor gietmaterialen

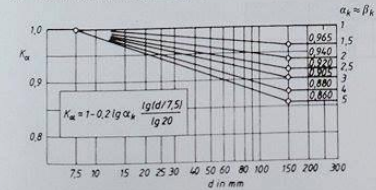


Bij grijs gietijzer met nodulair graafiet en smeedbaar gietijzer is K_t gelijk voor de treksterkte en de rekgraad

c) Geometrische groottefactor K_g

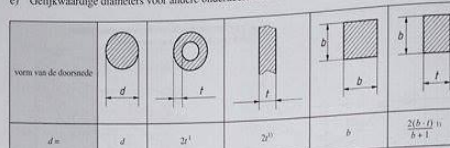


d) Van de vormfactor afhankelijke groottefactor K_{α}



Tabel 3-11 Vervolg

e) Gelijkwaardige diameters voor andere onderdeelsoorten



¹⁾ Voor ongepoetste constructiestaal, vlakoppelig staal, normaalgehoofd veredeldstaal en gietstaal geldt voor de onderdeeldikte: $d = t$

Tabel 3-12 Oppervlakteverstevigingsfactor K_s ; richtwaarden voor staal

methode	proefstaaf		methode	proefstaaf		$K_s^{1)}$
	soort	d in mm		soort	d in mm	
chemisch-thermische methoden						
nitreeren	o	8...25	vastrollen	o	7...25	1,2 (1,4)
		25...40			1,15 (1,25)	25...40
handingsdiepte: 0,1 t/m 0,4 mm		8...25	o		7...25	1,5 (2,2)
oppervlaktehardheid: 700 t/m 1000 HV10		25...40	e		25...40	1,3 (1,8)
		8...25	o		7...25	1,1 (1,3)
		25...40	e		25...40	1,1 (1,2)
mechanische methoden						
		8...25	o		7...25	1,4 (2,5)
		25...40	e		25...40	1,1 (1,5)
thermische methoden						
		8...25	o		7...25	1,2 (1,6)
		25...40	e		25...40	1,1 (1,4)
		8...25	o		7...25	1,4 (2,0)
		25...40	e		25...40	1,2 (1,8)
		>40	u		40...250	1,1
		>40	u		>250	1,0

¹⁾ De waarden tussen () geldt ter oriëntering en moet profonduerivindelijk worden bevestigd. Voor ongeriefde zomen geldt bij trektoets $K_s = 1$. Waard die berekening uitgeweid via onderschermfactoren, die voor versterkte materialen, of met experimenteel vastgestelde koeffactoren, die gelden voor de stabiele toestand, sin kan evenzo $K_s = 1$ worden aangehouden. o ongekerfd e gekerfd

Tabel 3-13 Factoren voor de middelspanningsgevoeligheid

materialgroep	gewalst staal	GS	GIS	GIM	GR
$\sigma_{0.2}$ mm ² /N	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0
$\beta_{0.2}$	-0,1	0,05	0,08	0,13	0,5

Tabel 3-14 Waarden voor veiligheidsfactoren (minimumwaarden)

a) Algemene veiligheidswaarden

	gewalst en gesmeed staal	taai gietijzersoorten	
		niet onderzocht	niet-destructief onderzocht
S_F	1,5	2,1	1,9
S_H	2,0	2,8	2,5
S_D	1,5	2,1	1,9

b) Specifieke veiligheidswaarden

S_F (S_H)	gewalst en gesmeed staal	taai gietijzersoorten					
		gevolgchade		niet-destructief onderzocht gevolgchade			
		groot	gering	groot	gering		
kans van optreden van de grootste spanningen of de sponningcombinatie	groot	1,5	1,3	2,1	1,8	1,9	1,65
		(2,0)	(1,75)	(2,8)	(2,45)	(2,5)	(2,2)
	gering	1,35	1,2	1,9	1,65	1,7	1,5
		(1,8)	(1,6)	(2,55)	(2,2)	(2,25)	(2,0)
S_D							
regelmatige inspectie	nee	1,5	1,3	2,1	1,8	1,9	1,65
	ja	1,35	1,2	1,9	1,7	1,7	1,5

c) Veiligheidsfactor S_F voor de vereenvoudigde dynamische sterktecontrole

voorwaarde	S_F
buiging en torsie zuiver wisselend	1,0
buiging wisselend, torsie statisch of zwelkend	1,2
alleen buiging zwelkend, resp. alleen torsie zwelkend	1,2
gemiddelde torsiespanning bij grote amplitudespanning door buiging	1,4
buiging en torsie met hoog statisch aandeel (gemiddelde spanningen)	1,4

Aanwijzing: Bij de vereenvoudigde dynamische sterktecontrole wordt alleen rekening gehouden met de amplitudespanningen van buiging en torsie (niet de gemiddelde spanningen), behalve tot hogere veiligheidsfactoren leidt dan bij de nauwkeuriger berekening. Deze factor dient uitsluitend voor ramingen te worden gebruikt. Als met S_F rekening wordt gehouden, is deze in de regel aan de veilige kant.

Auteursrechtelijke overeenkomst

Ik/wij verlenen het wereldwijde auteursrecht voor de ingediende eindverhandeling:
Ontwerp van een invalidenlift voor een coach (reisbus)

Richting: **master in de industriële wetenschappen: elektromechanica**
Jaar: **2015**

in alle mogelijke mediaformaten, - bestaande en in de toekomst te ontwikkelen - , aan de Universiteit Hasselt.

Niet tegenstaand deze toekenning van het auteursrecht aan de Universiteit Hasselt behoud ik als auteur het recht om de eindverhandeling, - in zijn geheel of gedeeltelijk -, vrij te reproduceren, (her)publiceren of distribueren zonder de toelating te moeten verkrijgen van de Universiteit Hasselt.

Ik bevestig dat de eindverhandeling mijn origineel werk is, en dat ik het recht heb om de rechten te verlenen die in deze overeenkomst worden beschreven. Ik verklaar tevens dat de eindverhandeling, naar mijn weten, het auteursrecht van anderen niet overtreedt.

Ik verklaar tevens dat ik voor het materiaal in de eindverhandeling dat beschermd wordt door het auteursrecht, de nodige toelatingen heb verkregen zodat ik deze ook aan de Universiteit Hasselt kan overdragen en dat dit duidelijk in de tekst en inhoud van de eindverhandeling werd genotificeerd.

Universiteit Hasselt zal mij als auteur(s) van de eindverhandeling identificeren en zal geen wijzigingen aanbrengen aan de eindverhandeling, uitgezonderd deze toegelaten door deze overeenkomst.

Voor akkoord,

Ackermans, Bart

Mulders, Milan

Datum: **28/05/2015**