

# Afstudeerscriptie

*Modelvorming aandrijfkoppel van  
bandtransporteurs*



|                     |                           |
|---------------------|---------------------------|
| Student:            | Dhr. J. van Hartingsveldt |
| Afstudeerperiode:   | 26-8-2013 t/m 19-12-2013  |
| Bedrijfsbegeleider: | Dhr. J. van Putte         |
| Afstudeerdocent:    | Dhr. Ir. T. Brilleman     |
| Inleverdatum:       | 19-12-2013                |

## Korte opdrachtomschrijving

De opdracht voor deze afstudeerperiode is het vormen van een model wat het benodigd aandrieffkoppel van door Houdijk ontworpen bandtransporteurs beschrijft. Hierbij moet rekening gehouden worden met de verschillende factoren die het aandrieffkoppel bepalen. Dit model moet de constructeurs van Houdijk helpen om eenvoudig en snel een nauwkeurige indicatie te geven van het vermogen wat gekozen moet worden voor de aandrieffmotor.

## Goedkeuring

### *Bedrijf*

Bedrijfsbegeleider: Dhr. J. van Putte

Datum: .....

Handtekening: .....

Afdelingsmanager: Dhr. Ir. W. Kruf

Datum: .....

Handtekening: .....

### *Hogeschool*

Afstudeercoach: Dhr. Ir. T. Brilleman

Datum: .....

Handtekening: .....

Student: Dhr. J. van Hartingsveldt

Datum: .....

Handtekening: .....

# Personalia

## Bedrijf

*Naam:* Houdijk Holland BV  
*Bezoekadres:* Trawlerweg 4, 3133KS, Vlaardingen  
*Postadres:* P.O. Box 328, 3130AH, Vlaardingen  
*Telefoonnummer:* 010-4349244  
*Bedrijfsbegeleider:* Dhr. J. van Putte  
*E-mail:* j.vanputte@houdijk.com  
*Afdelingsmanager:* Dhr. Ir. W. Kruf  
*E-mail:* w.kruf@houdijk.com

## Hogeschool

*Naam:* De Haagse hogeschool  
*Bezoek-/postadres:* Rotterdamseweg 137, 2628AL, Delft  
*Telefoonnummer:* 015-2606200  
*Afstudeercoach:* Dhr. Ir. T. Brilleman  
*E-mail:* t.brilleman@hhs.nl

## Student

*Naam:* Dhr. J. van Hartingsveldt  
*Studentnummer:* 10001697  
*Opleiding:* Werktuigbouwkunde  
*Thuisadres:* Heemraad 5, 3155GB, Maasland  
*Telefoonnummer:* 0646531579  
*E-mail (bedrijf):* j.vanhartingsveldt@houdijk.com  
*E-mail (studie):* j.vanhartingsveldt@student.hhs.nl

## Voorwoord

Deze scriptie heb ik geschreven naar aanleiding van het project wat ik gedaan heb bij Houdijk Holland BV in de periode van augustus tot en met december 2013. Dit project heb ik gedaan in het kader van de afstudeerperiode voor de opleiding hbo werktuigbouwkunde die ik volg aan de Haagse hogeschool.

Ik heb deze periode als behoorlijk intensief ervaren, vanwege de deadlines, de verantwoording en de werkdruk die dit met zich meebracht. Na afloop van dit project kan ik wel terugkijken op een positieve en uiterst leerzame periode. Onder andere door kennis te maken met de vele verschillende facetten van het uitvoeren van een professioneel project. Dit heeft mij doen groeien op zowel professioneel als persoonlijk gebied.

Dit rapport is in de eerste plaats bestemd voor de diverse partijen binnen school die mijn afstudeerperiode gaan beoordelen. Verder is het bedoeld om de resultaten van het onderzoek aan Houdijk te tonen. Daarnaast is het bestemd voor iedereen die geïnteresseerd is in de resultaten van de opdracht en het proces wat ik doorlopen heb om tot die resultaten te komen.

Ten slotte wil ik Houdijk bedanken voor de mogelijkheid die het mij geboden heeft om mijn afstudeerperiode bij dit bedrijf te voltooien. Verder wil ik een aantal personen bedanken die mij geholpen hebben deze periode met een goed resultaat af te ronden. In de eerste plaats mijn bedrijfsbegeleider dhr. Jeroen van Putte en afdelingsmanager dhr. Walter Kruf. Mede dankzij de technische handvatten die Jeroen mij geboden heeft en de ondersteuning op gebied van projectmanagement van Walter, heb ik het project succesvol af kunnen ronden. Daarnaast wil ik ook dhr. Thijs Brilleman bedanken voor het vervullen van de rol als coach vanuit de opleiding.

Vlaardingen, december 2013

# Inhoudsopgave

|                                                        |           |
|--------------------------------------------------------|-----------|
| Korte opdrachtomschrijving.....                        | 2         |
| Goedkeuring.....                                       | 2         |
| Personalia.....                                        | 3         |
| Voorwoord.....                                         | 4         |
| Inhoudsopgave.....                                     | 5         |
| Figurenlijst.....                                      | 7         |
| Tabellenlijst.....                                     | 7         |
| Verklarende woordenlijst .....                         | 8         |
| Symbolenlijst.....                                     | 8         |
| Samenvatting .....                                     | 9         |
| 1 Inleiding.....                                       | 10        |
| <b>Deel 1 – Onderzoek en testvoorbereidingen .....</b> | <b>11</b> |
| 2 Opdrachtomschrijving .....                           | 12        |
| 1.1 Probleemstelling.....                              | 12        |
| 1.2 Opdrachtomschrijving .....                         | 12        |
| 3 Huidige situatie .....                               | 13        |
| 3.1 Motorkeuze .....                                   | 13        |
| 4 Aandrijfkoppel.....                                  | 14        |
| 4.1 Componentweerstand .....                           | 14        |
| 4.2 Nevenfactoren .....                                | 15        |
| 5 Testdekking .....                                    | 19        |
| 5.1 Weerstandcomponenten .....                         | 19        |
| 5.2 Nevenfactoren .....                                | 19        |
| 5.3 Testoverzicht .....                                | 22        |
| 6 Testen .....                                         | 23        |
| 6.1 Testmethoden.....                                  | 23        |
| 6.2 Keuze en verantwoording.....                       | 25        |
| 7 Aandrijfkoppel meten.....                            | 27        |
| 7.1 Meetmethodes .....                                 | 27        |
| 7.2 Keuze en verantwoording.....                       | 30        |
| 8 Testvoorbereidingen .....                            | 34        |
| 8.1 Testtransporteurs .....                            | 34        |
| 8.2 Standaard testtransporteur.....                    | 34        |
| 8.3 Schuin bandeinde .....                             | 35        |
| <b>Deel 2 – Testen en resultaten .....</b>             | <b>38</b> |
| 9 Verwachte resultaten .....                           | 39        |
| 9.1 Verwachte resultaten bandeinden .....              | 39        |
| 9.2 Ondersteuningsplaten .....                         | 39        |
| 9.3 Bandschrapers .....                                | 40        |
| 9.4 Belading.....                                      | 40        |
| 9.5 Bandspanning.....                                  | 41        |
| 9.6 Bandbreedte.....                                   | 41        |
| 9.7 Verliezen overbrenging.....                        | 41        |
| 10 Resultaten.....                                     | 42        |
| 10.1 Motor en reductor uitgewisseld .....              | 42        |
| 10.2 Verandering testplan .....                        | 42        |
| 10.3 Bandeinden.....                                   | 44        |
| 10.4 Ondersteuningsplaten .....                        | 50        |
| 10.5 Bandschrapers .....                               | 51        |
| 10.6 Belading.....                                     | 52        |
| 10.7 Bandspanning.....                                 | 53        |
| 10.8 Bandbreedte.....                                  | 55        |
| 10.9 Verliezen overbrenging.....                       | 57        |

|                                 |           |
|---------------------------------|-----------|
| <b>Deel 3 – Afronding .....</b> | <b>58</b> |
| 11     Rekentool .....          | 59        |
| 11.1     Toelichting .....      | 59        |
| 11.2     Validatie .....        | 60        |
| 12     Conclusies .....         | 63        |
| 13     Aanbevelingen .....      | 64        |
| Literatuurlijst .....           | 65        |

## **Bijlagen**

|                                              |
|----------------------------------------------|
| Bijlage 1 – Bedrijfsomschrijving             |
| Bijlage 2 – Plan van aanpak (rev. A)         |
| Bijlage 3 – Componenten bandtransporteur     |
| Bijlage 4 – Analyse bandtransporteur         |
| Bijlage 5 – Elektrisch- /mechanisch vermogen |
| Bijlage 6 – Brainstormsessie 27-9-2013       |
| Bijlage 7 – Werktekeningen                   |
| Bijlage 8 – Testplan                         |
| Bijlage 9 – Meetopstelling ijken             |
| Bijlage 10 – Testresultaten                  |
| Bijlage 11 – Contact Habasit                 |
| Bijlage 12 – Contact Rockwell Automation     |
| Bijlage 13 – Competenties                    |

## Figurenlijst

|                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------|----|
| Figuur 2.1 – Visualisatie hoofd- en deelopdrachten.....                    | 12 |
| Figuur 3.1 – voorbeeld AC-lijst.....                                       | 13 |
| Figuur 4.1 – Som van de krachten (uit documentatie leverancier) .....      | 15 |
| Figuur 4.2 – Som van de krachten .....                                     | 15 |
| Figuur 4.3 – Vervuiling bandschraper .....                                 | 16 |
| Figuur 4.4 – Verloop in bandspanning .....                                 | 17 |
| Figuur 6.1 – Schets zij aanzicht testopstelling .....                      | 23 |
| Figuur 7.1 – Schematische weergave opstelling trekkracht band .....        | 28 |
| Figuur 7.2 – Schematische weergave opstelling loadcell.....                | 29 |
| Figuur 7.3 – Overzicht scores keuzematrix.....                             | 31 |
| Figuur 8.1 – Standaard testtransporteur .....                              | 34 |
| Figuur 8.2 – Testtransporteur met schuin bandeinde .....                   | 36 |
| Figuur 8.3 – Schuin bandeinde gedemonteerd .....                           | 36 |
| Figuur 8.4 – Aanpassing naar recht bandeinde .....                         | 37 |
| Figuur 10.1 – Motor & reductor losgekoppeld .....                          | 42 |
| Figuur 10.2 – Meetresultaten eindrol .....                                 | 44 |
| Figuur 10.3 – Meetresultaten mesplaat .....                                | 45 |
| Figuur 10.4 – Meetresultaten mesrol.....                                   | 47 |
| Figuur 10.5 – Meetresultaten schuin bandeinde .....                        | 48 |
| Figuur 10.6 – Transporteur met schuin bandeinde .....                      | 48 |
| Figuur 10.7 – Transporteur met schuin bandeinde omgebouwd naar recht ..... | 49 |
| Figuur 10.8 – Meetresultaten ondersteuningsplaten .....                    | 50 |
| Figuur 10.9 – Toelichting bandschraper richting.....                       | 51 |
| Figuur 10.10 – Meetresultaten RVS bandschraper.....                        | 51 |
| Figuur 10.11 – Meetresultaten kunststof bandschraper .....                 | 52 |
| Figuur 10.12 – Test belading.....                                          | 53 |
| Figuur 10.13 – Meetresultaten belading.....                                | 53 |
| Figuur 10.14 – Overview bandeinden 0,2% rek .....                          | 54 |
| Figuur 10.15 – Overview bandeinden 0,3% rek .....                          | 54 |
| Figuur 10.16 – Verminderde bandbreedte.....                                | 55 |
| Figuur 10.17 – Bandbreedte transporteur met mesrollen.....                 | 55 |
| Figuur 10.18 – Bandbreedte transporteur met mesplaat en mesrol .....       | 56 |
| Figuur 10.19 – Afname bandkracht in percentages .....                      | 56 |
| Figuur 10.20 – Meetresultaten verliezen overbrenging.....                  | 57 |
| Figuur 11.1 – Rekentool (niet ingevuld).....                               | 59 |
| Figuur 11.2 – Eerste validatietest.....                                    | 60 |
| Figuur 11.3 – Tweede validatietest.....                                    | 61 |
| Figuur 11.4 – Derde validatietest.....                                     | 62 |

## Tabellenlijst

|                                                                         |    |
|-------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabel 1 – Verklarende woordenlijst .....                                | 8  |
| Tabel 2 – Symbolenlijst.....                                            | 8  |
| Tabel 3 – Weerstandcomponenten .....                                    | 14 |
| Tabel 4 – Uitersten frictiekracht .....                                 | 20 |
| Tabel 5 – Testoverzicht .....                                           | 22 |
| Tabel 6 – Voor- en nadelen testopstelling .....                         | 23 |
| Tabel 7 – Voor- en nadelen testtransporteurs.....                       | 24 |
| Tabel 8 – Voor- en nadelen bestaande informatie motorstromen .....      | 24 |
| Tabel 9 – Voor- en nadelen testtransporteurs.....                       | 25 |
| Tabel 10 – Keuzematrix testmethode .....                                | 25 |
| Tabel 11 – Voor- en nadelen opgenomen stroom (frequentieregelaar) ..... | 27 |
| Tabel 12 – Voor- en nadelen opgenomen stroom (servomotor).....          | 27 |
| Tabel 13 – Voor- en nadelen momentsleutel.....                          | 28 |
| Tabel 14 – Voor- en nadelen trekkracht band .....                       | 29 |
| Tabel 15 – Voor- en nadelen reactiekracht loadcell.....                 | 29 |
| Tabel 16 – Keuzematrix meet methode .....                               | 30 |
| Tabel 17 – Specificaties testtransporteur .....                         | 35 |
| Tabel 18 – Literatuurlijst – boeken en rapporten .....                  | 65 |
| Tabel 19 – Literatuurlijst – websites.....                              | 65 |

# Verklarende woordenlijst

**Tabel 1 – Verklarende woordenlijst**

| Woord/afkorting | Betekenis                                                                                         |
|-----------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| AC-lijst        | Aandrijvingen- en componentenlijst.                                                               |
| Loadcell        | Elektronische sensor die gebruikt wordt om een kracht om te zetten in een elektronisch signaal.   |
| Loggen          | Het digitaal met een bepaalde frequentie uitlezen en opslaan van data.                            |
| Open loop       | Aansturing zonder terugkoppeling.                                                                 |
| PE              | Polyethyleen. Kunststof die veel toegepast wordt, onder andere in de kern van transportbanden.    |
| Product         | Het object waarvoor de productielijn gebouwd wordt. In de meeste gevallen is dit koek.            |
| PU              | Polyurethaan. Kunststof die veel toegepast wordt, onder andere in de coating van transportbanden. |
| Visionsysteem   | Systeem waarmee de positie van het product op de transportband bepaald wordt.                     |
| Bandkracht      | Benodigde kracht om band aan te drijven.                                                          |

# Symbolenlijst

**Tabel 2 – Symbolenlijst**

| Symbool       | Eenheid  | Betekenis                 |
|---------------|----------|---------------------------|
| $a$           | $m/s^2$  | Versnelling               |
| $\cos\varphi$ | -        | Arbeidsfactor             |
| $E$           | $N/mm^2$ | Elasticiteitsmodulus      |
| $F$           | N        | Kracht                    |
| $F_n$         | N        | Normaalkracht             |
| $F_r$         | N        | Radiale kracht            |
| $F_t$         | N        | Tangentiële kracht        |
| $F_w$         | N        | Wrijvingskracht           |
| $g$           | $m/s^2$  | Zwaartekrachtsversnelling |
| $I$           | A        | Stroomsterkte             |
| $m$           | Kg       | Massa                     |
| $P_e$         | W        | Elektrisch vermogen       |
| $P_m$         | W        | Mechanisch vermogen       |
| $r$           | m        | Radius                    |
| $t$           | s        | tijd                      |
| $T$           | Nm       | Koppel                    |
| $T_d$         | Nm       | Dynamisch koppel          |
| $T_s$         | Nm       | Statisch koppel           |
| $U$           | V        | Spanning                  |
| $\varepsilon$ | -        | Rek                       |
| $\eta$        | -        | Rendement                 |
| $\mu_w$       | -        | Frictiecoëfficiënt        |
| $\sigma$      | $N/mm^2$ | Spanning                  |
| $\omega$      | rad/s    | Hoeksnelheid              |

# Samenvatting

Deze scriptie geeft de resultaten weer van het onderzoek wat is gedaan naar het benodigd aandrijfkoppel van bandtransporteurs van Houdijk. Dit onderzoek is gedaan in het kader van een hbo afstudeeropdracht aan de Haagse hogeschool.

Het rapport is opgedeeld in drie delen: “onderzoek en testvoorbereidingen”, “testen en resultaten” en “afronding”. De achtereenvolgende delen gaan in op aparte fases in het onderzoek.

In deel één zijn het vooronderzoek, de beargumenteerde testdekking en de gekozen manier van testen beschreven. In het vooronderzoek is beschreven dat de huidige manier van het bepalen van het aandrijfkoppel door middel van inschatting door ervaren constructeurs gebeurt. Dit is risicovol, aangezien de kans aanwezig is dat er verkeerd wordt ingeschat. Verder wordt in het vooronderzoek beschreven wat de factoren zijn in de bandtransporteur welke het aandrijfkoppel bepalen.

De testdekking beargumenteerd de factoren die wel en niet getest gaan worden. In feite is dit een afbakening waarmee de omvang van het onderzoek beperkt wordt tot de meest relevante testfactoren. De geteste onderdelen zijn:

- Bandeinden
- Bandondersteuningsplaten
- Bandschapers kunststof en RVS
- Breedte band
- Belading
- Bandspanning
- Overbrengingsverlies
- Snelheid

Na de testdekking wordt de manier van testen gekozen. Er is gekozen voor het meten op een testtransporteur met een servomotor, omdat dit de meest realistische en nauwkeurige manier van meten is. Aan de hand van deze gekozen testmanier wordt vervolgens een ontwerp gemaakt. In deel twee worden achtereenvolgens de verwachte resultaten en de testresultaten weergegeven en verklaard. De meest opvallende resultaten zijn de toename in aandrijfkoppel naarmate de snelheid oploopt en de grote invloed van bandspanning.

In deel drie wordt de gemaakte rekentool toegelicht en gevalideerd. Uit de validatietesten blijkt dat de rekentool een goede indicatie geeft van het aandrijfkoppel.

Een van de belangrijkste conclusies die uit het onderzoek naar voren gekomen is, is de lineaire toename in aandrijfkoppel bij componenten waar de band een sterke vervorming ondervindt. Het kost energie om de band rond een kleine radius te buigen. Naarmate dit sneller en vaker moet gebeuren kost dit meer energie, waardoor bij hogere snelheden meer aandrijfkoppel gevraagd wordt.

Verder is uit de testen naar voren gekomen dat de bandspanning bij de mesplaat en het schuine bandeinde van grote invloed is op het aandrijfkoppel, vanwege de hoge wrijving die optreedt bij deze bandeinden. De huidige methode van het meten van de bandspanning is door middel van de rek, wat behoorlijk onnauwkeurig is. Daarom is in de aanbevelingen ook aangegeven dat het raadzaam is automatische bandspanners toe te passen, waarmee een veel meer precieze en constante bandspanning behaald kan worden.

De gemaakte rekentool geeft een goede indicatie van de benodigde bandkracht. Er wordt echter wel aanbevolen om de eerste periode een ervaren constructeur de resultaten te laten controleren en indien nodig bij te stellen.

# 1 Inleiding

Het is vanzelfsprekend dat het belangrijk is dat de afstudeerder verslag legt van zijn doorlopen proces en de daaruit voortkomende bevindingen. Hiermee wordt naar de opleiding verantwoord wat de afstudeerder heeft gedaan tijdens de afstudeerperiode. Naar het bedrijf worden de bevindingen en de overige bruikbare informatie die voortkomt uit het onderzoek getoond door middel van dit rapport.

Zoals de ondertitel van dit rapport aangeeft, beschrijft dit rapport een onderzoek naar het aandrijfkoppel van bandtransporteurs. Het geeft de onderzoeksresultaten weer en de conclusies die hieruit getrokken zijn. Daarnaast is ook de huidige manier beschreven waarop het aandrijfkoppel vastgesteld wordt. Het rapport beschrijft de gehele afstudeerperiode en is ook gedurende de gehele periode is geschreven. Hierdoor kan het lijken alsof er tegenstrijdigheden in het rapport staan. Dit zijn echter aannames die voor het testen beschreven zijn, waarvan na het analyseren van de testresultaten gebleken is dat deze aannames niet kloppen.

Het rapport is opgedeeld in drie delen: “onderzoek en testvoorbereidingen”, “testen en resultaten” en “afronding”.

In deel één wordt in hoofdstuk 2 en 3 een beeld gegeven van de opdracht en de huidige situatie van het kiezen van motoren. Hoofdstuk 4 en 5 behandelen de factoren die op het aandrijfkoppel van invloed zijn en wordt onderbouwd welke getest moeten worden. Hoofdstuk 6 en 7 onderbouwen de verschillende mogelijkheden en de keuzes die gemaakt zijn voor de manier van testen en de manier van meten. Deel één wordt in hoofdstuk 8 afgesloten met de testvoorbereidingen met daarin het ontwerp van de uiteindelijke keuzes die gemaakt zijn in hoofdstuk 6 en 7.

In deel twee worden de testen en de resultaten die hier uit voortkomen weergegeven. Hoofdstuk 9 geeft de verwachte resultaten weer, waarin een zo goed mogelijke inschatting gemaakt wordt welke resultaten er uit de testen verwacht worden. In hoofdstuk 10 wordt het verloop van de testen en de testresultaten weergegeven met de conclusies per test die hier bij horen.

Daarna wordt deze scriptie in deel drie afgerond met een uitleg van de rekentool en een drietal validatietesten hiervan in hoofdstuk 11. De conclusies en aanbevelingen worden in hoofdstuk 12 en 13 weergegeven.

Bij dit rapport hoort een los bijlagenkatern met daarin informatie die niet direct in deze scriptie thuis hoort, maar wel relevant is voor de opdracht.

# Deel 1

---

## *Onderzoek en testvoorbereidingen*

## 2 Opdrachtomschrijving

Dit hoofdstuk is geschreven om meer inzicht te creëren in de opdracht die deze afstudeerperiode gedaan wordt. De eerste paragraaf beschrijft de probleemstelling, waaruit de opdracht voort komt. In de tweede paragraaf is weergegeven wat de opdracht inhoudt. De opdracht wordt hier uiteengezet in een hoofdopdracht en deelopdrachten die hier uit voortkomen. Om een overzichtelijk geheel te creëren, zijn deze hoofd en deelopdrachten vervolgens gevisualiseerd in Figuur 2.1.

### 1.1 Probleemstelling

Houdijk Holland BV is een bedrijf dat bij bijna elke machine die ontwikkeld wordt, gebruik maakt van bandtransporteurs (in de volksmond ook wel lopende band genoemd). Deze bandtransporteurs worden door het bedrijf zelf ontworpen en gebouwd. Veel van deze transporteurs lijken sterk op elkaar, maar verschillen slechts in afmetingen en toepassing van elkaar. Toch moet bij ieder nieuw order dat Houdijk krijgt, opnieuw bepaald worden wat het benodigde motorvermogen is. Dit vermogen wordt geschat op basis van ervaring, vanwege veel variabelen die onduidelijk zijn. Deze schatting zorgt er echter voor dat het nooit helemaal zeker is of de motor voldoende vermogen heeft, daarom wordt er vaak een te grote motor gekozen, wat een onnodig grote kostenpost met zich meebrengt.

### 1.2 Opdrachtomschrijving

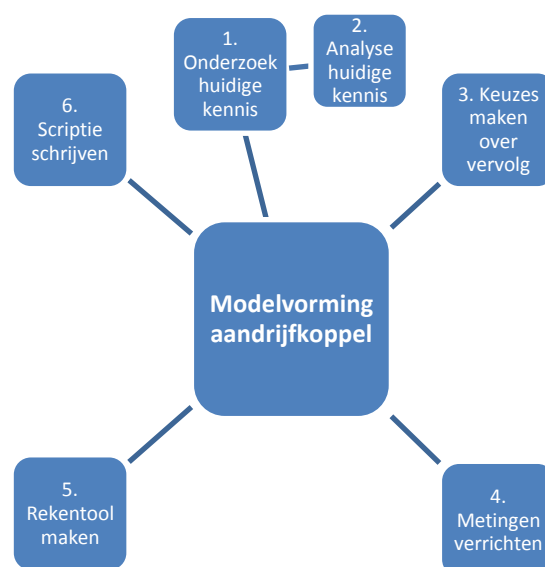
#### 2.1.1 Hoofdopdracht

De opdracht voor deze afstudeerperiode is het vormen van een model wat het benodigd aandrieffkoppel van een bandtransporteur beschrijft. Dit model moet de constructeurs van Houdijk helpen om eenvoudig en snel een nauwkeurige indicatie te geven van het motorvermogen wat gekozen moet worden voor de aandrijfmotor.

#### 2.1.2 Deelopdrachten

In het begin van het project moet een onderzoek gedaan worden naar alle bestaande kennis en materialen die aanwezig zijn in het bedrijf. Deze informatie moet geanalyseerd worden en gefilterd op bruikbaarheid. Nadat deze informatie geanalyseerd en gefilterd is, moeten keuzes gemaakt worden over het vervolg van de opdracht. Hierbij moet gekozen worden welke manier van testen gebruikt gaat worden en welke onderdelen getest gaan worden.

Vervolgens moet van elk specifiek onderdeel gemeten worden wat het voor invloed heeft op het aandrieffkoppel. Nadat dit onderzoek is gedaan moeten de gegevens die hier uit voortkomen verwerkt worden tot een overzichtelijke rekentool. Deze rekentool moet snel en doeltreffend een indicatie van het benodigde koppel geven, waardoor een motorkeuze gemaakt kan worden. Tevens moet het hele proces wat doorlopen wordt vastgelegd worden door middel van het schrijven van een scriptie.



Figuur 2.1 – Visualisatie hoofd- en deelopdrachten

## 3 Huidige situatie

Ondanks dat er geen exacte kennis is over het benodigd aandrieffkoppel van transporteurs, produceert Houdijk al tientallen jaren transporteurs. De manier van het kiezen van deze motoren is door de jaren heen behoorlijk veranderd. Dit hoofdstuk licht toe hoe de huidige motorkeuze plaats vindt.

### 3.1 Motorkeuze

Voor elk project wat Houdijk doet, wordt een zogeheten AC-lijst (aandrijvingen- en componentenlijst) aangemaakt. In deze lijst wordt van elk installatiedeel de aandrijvingen bijgehouden, maar ook alle sensoren, ventielen, kabels en andere inkoopdelen specifiek voor dat project.

#### 3.1.1 Snelheid

Deze AC-lijst (Figuur 3.1) is een Excel sheet waar een aantal velden ingevuld moeten worden. Onder andere de gewenste maximale- en minimale snelheid van de transporteur en de gewenste trekkracht in de band moeten ingevuld worden. De gewenste minimale- en maximale snelheid is uit te rekenen aan de hand van de hoeveelheid producten die verplaatst moet worden, de grootte en de onderlinge afstand tussen de producten. Dit, in combinatie met de bandbreedte, bepaald de gewenste snelheid van de productstroom en dus van de transporteur.

#### 3.1.2 Bandkracht

De bandkracht is echter een onbekende factor, die ook vooraf bepaald moet worden door de constructeur die de AC-lijst invult. Deze bandkracht wordt op ervaring van de constructeur geschat. De bandkracht hangt onder andere af van de gebruikte onderdelen in de transporteur. Bij mesplaten en schuine bandeinden worden hogere bandkrachten gekozen dan bij bijvoorbeeld eindrollen. Het richtpercentage dat geprobeerd wordt te benaderen is 80% van het nominaal motorvermogen. Te veel hier onder en de motor is te groot gekozen, te veel hier boven betekend dat de motor te klein is. Doordat er geen exact besef is van de benodigde bandkrachten, komt het soms voor dat de bandkracht, en daarmee het benodigde motorvermogen, te laag ingeschat wordt. Dit heeft als gevolg dat er een motor met een te laag nominaal vermogen gebruikt wordt in de transporteur, waardoor de motor te veel vermogen moet leveren (>100% van het nominaal vermogen). Dit kan tot gevolg hebben dat de motor uitgewisseld moet worden voor een grotere variant die wel voldoende vermogen levert, wat een kostbare actie is.

|                                     |                                     |
|-------------------------------------|-------------------------------------|
| PO-nummer                           | 000000                              |
| Elektro Unitnr.+aantal ident.units  | 0000 <input type="text" value="1"/> |
| Omschrijving installatiedeel        | Unit ?                              |
| Omschrijving functie                | Conv. ?                             |
| Constructeur                        |                                     |
| Type+Aantal aandrijvingen per unit  | -                                   |
| Uitbesteden (j/n) + safety PL level |                                     |
| Opmerking                           |                                     |
| Spanning [V]                        | 230/400V, 50Hz + 0 + aarde          |
| Vermogen [kW]                       | ---                                 |
| Nom.stroom @ veiligheid [Amp]       | ??                                  |
| Gewenste min.snelheid [m/min]       |                                     |
| Gewenste max.snelheid [m/min]       |                                     |
| Gewenste trekkracht in band [N]     |                                     |
| Freq. Geregeld                      | Ja                                  |
| Geforc. koeling                     | Nee                                 |
| Thermo-contact                      | Nee                                 |
| UL/CSA-keur                         | geen                                |
| Aantal tanden - motor               | 28                                  |
| Aantal tanden - rol                 | 56                                  |
| Diameter aandrijfrol [mm]           | 148                                 |
| Overbrenging reductor [1:-]         |                                     |
| Nom.koppel motorreductor [Nm]       |                                     |
| Uitgaand toerental bij 50Hz [RPM]   |                                     |
| Pooltal motor                       | 4                                   |
| Min. frequentie [Hz]                | 0,0                                 |
| Max. frequentie [Hz]                | 0,0                                 |
| Bandsnelheid @gh Hz {m/min}         | 0,0                                 |
| Werk.snelheid @min.freq {m/min}     | 0,0                                 |
| Werk.snelheid @max.freq {m/min}     | 0,0                                 |
| Nom.trekkracht in band [N]          | 0                                   |
| Trekkracht @min.freq [N]            | 0                                   |
| Trekkracht @max.freq [N]            | 0                                   |
| Netfrequentie [Hz]                  | 50                                  |
| Nul beschikbaar                     | Ja                                  |

Figuur 3.1 – voorbeeld AC-lijst

## 4 Aandrijfkoppel

De band van een transporteur heeft een bepaalde trekkracht nodig waarbij de band gaat draaien. Deze kracht wordt van de motor op de band overgebracht door middel van een aandrijfrol. De kracht maal de radius van deze aandrijfrol, maakt de aandrijfkracht tot een koppel (vergelijking (4.1)).

$$T = F \cdot r \quad (4.1)$$

Dit koppel, het zogeheten aandrijfkoppel, wordt bepaald door de weerstand die de transportband ondervindt bij het draaien. In dit hoofdstuk worden deze invloeden opgesplitst in twee hoofdgroepen:

1. Componentweerstand
2. Nevenfactoren

Deze twee groepen worden in dit hoofdstuk toegelicht en uitgediept, om een beeld te creëren van de invloeden die het benodigd aandrijfkoppel bepalen.

### 4.1 Componentweerstand

#### 4.1.1 Componenten

Aan de hand van de uiteenzetting van alle componenten in bijlage 3, is bepaald welke componenten in contact staan met de band. Tabel 3 geeft deze componenten weer. Doordat deze componenten in contact staan met de band, hebben ze invloed op het aandrijfkoppel van de transporteur.

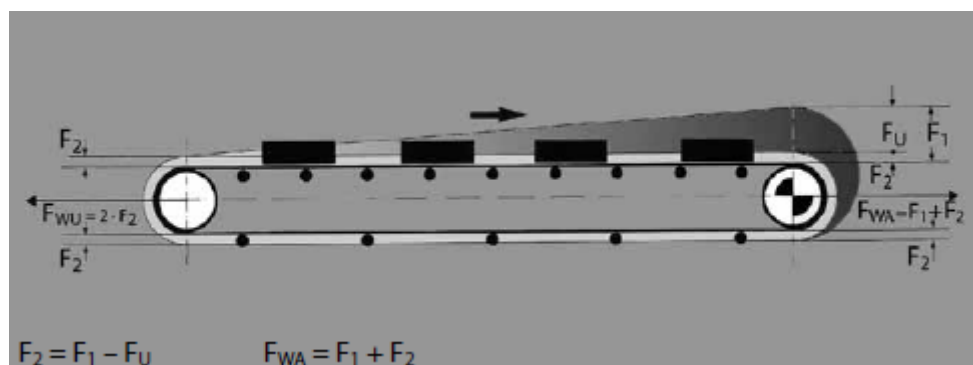
**Tabel 3 – Weerstandcomponenten**

| Component:                 |
|----------------------------|
| <i>Bandeinden:</i>         |
| • Mesplaat                 |
| • Mesrol                   |
| • Eindrol                  |
| • Schuin bandeinde         |
| <i>Rollen:</i>             |
| • Spanrol                  |
| • Bandsturing              |
| • Bandondersteuningsrollen |
| <i>Overig:</i>             |
| • Bandondersteuningsplaten |
| • Bandschraper kunststof   |
| • Bandschraper RVS         |

#### 4.1.2 Som van de krachten

De aandrijfkracht is de tangentialkracht die de aandrijfrol op de band uitoefent, die benodigd is om de transportband aan te drijven. Uit documentatie van de leverancier (Figuur 4.1) van transportbanden blijkt, dat de deze tangentialkracht gelijk is aan de som van al de weerstandskrachten van de componenten. Dit is beschreven met vergelijking (4.2). De transporteur kan dus als een gesloten systeem worden gezien waarin de som van alle krachten altijd nul is.

De tangentialkracht die maximaal geleverd kan worden door de aandrijfrol, is afhankelijk van de radiaalkracht van de band op de rol maal de frictiecoëfficiënt van de rol ten opzichte van de band (vergelijking (4.3)).



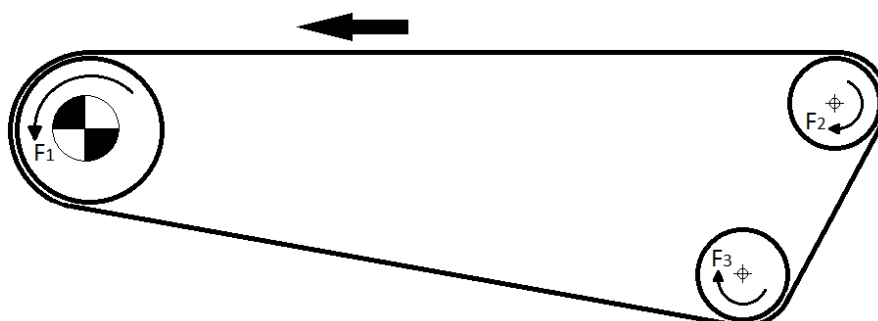
Figuur 4.1 – Som van de krachten (uit documentatie leverancier)

$$F_t = \sum F_w \quad (4.2)$$

$$F_t = F_r \cdot \mu_w \quad (4.3)$$

In Figuur 4.2 is het krachterspel dat in een transporteur werkt versimpeld en schematisch weergegeven. Rol 1 is de aandrijfrol, die de kracht overbrengt op de band (pijl staat linksom). Rol 2 en 3 zijn componenten die weerstand bieden aan de band (pijlen staan rechtsom), in dit geval is dus te concluderen dat:

$$F_1 = F_2 + F_3$$



Figuur 4.2 – Som van de krachten

Doordat de som van alle krachten altijd nul is, kan er in een uiteindelijke rekentool van uit gegaan worden dat de som van de krachten die alle componenten levert, gelijk is aan het benodigd aandrieffkoppel.

## 4.2 Nevenfactoren

### 4.2.1 Afmetingen band

De afmetingen van de transporteur zijn van invloed op de massa van de band en daarmee de normaalkracht die op de band werkt. Daardoor wordt de frictiekracht en dus het aandrieffkoppel bepaald. Daarnaast kan, vooral bij mesplaten en het schuine bandeinde, de breedte van invloed zijn op het aandrieffkoppel, vanwege de weerstand die de band ondervindt bij deze componenten.

#### 4.2.2 Vervuiling

Vervuiling is een factor die zeer reëel is bij de transporteurs die door Houdijk gebruikt worden. De transporteurs worden constant blootgesteld aan koek en soms crème en dergelijke producten. Door de achtergebleven vervuiling treden er veranderingen op in de frictiecoëfficiënt, waardoor de frictiekracht verandert.



*Figuur 4.3 – Vervuiling bandschraper*

#### 4.2.3 Belading

De belading die op de transporteur geplaatst wordt, bepaalt samen met de massa van de transportband, de normaalkracht die op de transportband werkt. De frictiekracht die dus op de transportband werkt, is daarom van invloed op de aandrijfkraft. Dit heeft als gevolg dat de belading een grote rol speelt bij het gevraagde aandrijfkoppel.

#### 4.2.4 Bandspanning

##### *Spannen*

Om te voorkomen dat de transportband gaat slippen, wordt de band met behulp van een spanrol op voorspanning gezet. Door deze voorspanning rekt de band op. De mate van rek is dus een indicatie van de spanning in de band (vergelijking (4.4)).

$$\sigma = \frac{E}{\varepsilon} \quad (4.4)$$

Bij Houdijk is proefondervindelijk vastgesteld dat de rek in de band 0,2% moet zijn voor een goede bandspanning. De elasticiteitsmodulus van de banden is altijd gelijk, waardoor de rek en de bandspanning direct met elkaar in verband staan.

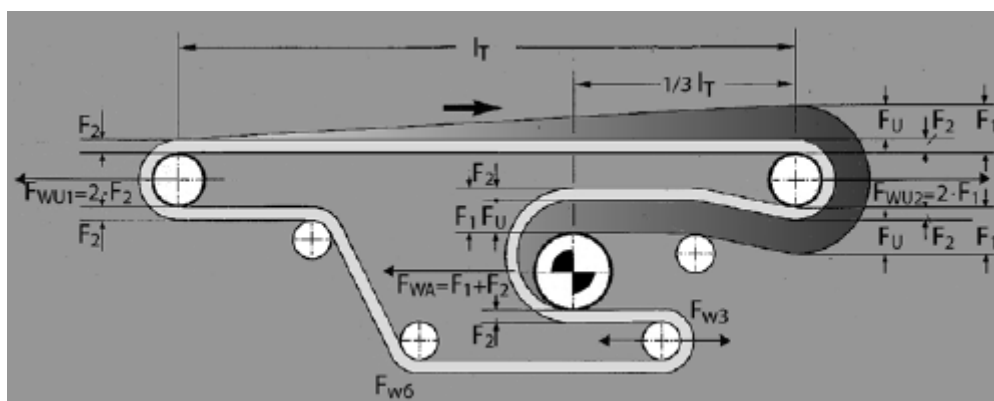
In de praktijk blijkt echter dat monteurs de banden voornamelijk op gevoel en inzicht spannen. De spanning is niet nauwkeurig te bepalen, aangezien de spanning wordt gemeten aan de hand van de rek in de band. Eerst worden bij een ongespannen band twee streepjes op een meter afstand van elkaar gezet. Vervolgens wordt de band gespannen en wordt de afstand gemeten. De hoeveelheid rek is een indicatie voor de spanning in de band. Deze methode is echter niet nauwkeurig.

Daarnaast bemoeilijkt het gebruik van gebolde rollen ook het meten van de spanning. Door de bollering is de bandspanning in het midden van de band groter dan aan de randen, waar de rek van de band wordt gemeten om de bandspanning te bepalen.

De invloed van de bandspanning op het aandrijfkoppel zal empirisch bepaald moeten worden, om de grootte van dit effect te meten.

### Verloop in spanning

Zoals in Figuur 4.2 te zien is, worden transporteurs slepend aangedreven. Dit houdt in dat de band als het ware door de transporteur heen getrokken wordt. Vanwege de weerstanden die componenten hebben op de band, ontstaan hierdoor verschillen in spanning in de band. Vlak voordat de band de aandrijfrol passeert (in de figuur tussen rol één en twee) is de spanning het grootst, omdat de weerstand van alle componenten de band tegen werkt. Tussen rol twee en drie is de spanning minder hoog en tussen rol drie en één is de spanning het laagst. Deze verschillen in spanning in de transportband hebben als gevolg, dat afhankelijk van de positie van de componenten op de transporteur, het aandrieffkoppel verschillend zal zijn. Daarom moet rekening gehouden worden met de positie van bepaalde componenten in de transporteur. Als de componenten in een gedeelte zitten waar de spanning lager is, zal dit component daardoor minder aandrieffkoppel vragen.



Figuur 4.4 – Verloop in bandspanning

### 4.2.5 Hoogteverschil

Als een transporteur de producten naar een andere hoogte transporteert (omhoog of omlaag), betekent dit dat er een verandering in potentiële energie optreedt. Door het veranderen van de hoogte van een massa verandert de hoeveelheid potentiële energie in deze massa (vergelijking (4.5)). Deze verandering energie moet door de motor geleverd worden en is dus van invloed op het aandrieffkoppel.

$$E_{pot} = m \cdot g \cdot h \quad (4.5)$$

### 4.2.6 Statisch /dynamisch

#### Frictie

Er wordt verwacht dat de kracht waarmee de band in beweging getrokken wordt, in eerste instantie een piek geeft. Daarna zal de kracht terugzakken en stabiliseren. Dit komt door de statische- en dynamische frictie. De statische frictiecoëfficiënt is gewoonlijk altijd hoger dan de dynamische frictiecoëfficiënt. Door deze hogere frictiecoëfficiënt is de kracht om de beweging te beginnen groter is dan de kracht waarmee de beweging constant gehouden wordt. Aangezien dit slechts een kortstondige piek is in kracht en motoren een nominaal- en een maximaal vermogen hebben, zal de statische frictie opgevangen kunnen worden met het maximale vermogen. Daarom wordt er tijdens het onderzoek alleen gerekend met de dynamische frictie.

### *Aandrijfkoppel*

In tegenstelling tot de dynamische frictie, zal het aandrijfkoppel statisch gemeten moeten worden. Een statisch aandrijfkoppel houdt namelijk in dat de aandrijfkraft constant blijft en er geen versnelling plaats vindt. Tijdens het starten van de transporteur vind er een versnelling plaats, wat betekend dat het aandrijfkoppel op dat moment dynamisch is. Deze piek in gevraagd vermogen wordt opgevangen door het piekvermogen wat de motoren kunnen leveren. Dit piekvermogen is 300% van het nominaal vermogen, de motor heeft daarom voldoende capaciteit om deze kortstondige piek op te vangen. Vervolgens mag het statische aandrijfkoppel niet hoger zijn dan het nominale vermogen gedeeld door de hoeksnelheid (vergelijking (4.6)).

$$T_s = \frac{P_m}{\omega} \quad (4.6)$$

### *4.2.7 Overbrengingsverlies*

Het vermogen van de motor wordt via een tandriem op de aandrijfrol overgebracht. Deze overbrenging heeft een bepaald vermogensverlies. Dit vermogensverlies is een vaste factor waar rekening mee gehouden moet worden bij het bepalen van het aandrijfkoppel.

### *4.2.8 Bandvervorming*

Naast de energie die verloren gaat bij het wrijven van de band tegen de onderdelen van de transporteur, neemt de band tijdens het vervormen ook een bepaalde hoeveelheid energie op. Met name bij het passeren van een mesplaat vervormt de band sterk. Voor deze vervorming is energie en dus vermogen nodig. Nadat de band de mesplaat gepasseerd is, veert de band door de elasticiteit weer terug in zijn originele positie. Door dit effect wordt deze energie gedeeltelijk teruggewonnen. Door de wrijving in de band gaat echter ook een deel van de energie verloren, waardoor het aandrijfkoppel zal toenemen door dit effect.

## 5 Testdekking

Het doel van de test is om een zo realistisch mogelijk beeld te scheppen van de variabelen die van invloed zijn op het aandrijfkoppel van de transporteur. Om dit te realiseren moet de test een bepaalde dekking hebben.

Vanwege de beperkte tijd van de afstudeeropdracht is het niet mogelijk om alle invloeden op het aandrijfkoppel te testen. Daarom moeten er keuzes gemaakt worden welke invloeden wel en niet getest gaan worden. Dit hoofdstuk specificeert aan de hand van de twee in hoofdstuk 4 genoemde hoofdgroepen waarom de invloeden wel of niet getest gaat worden.

### 5.1 Weerstandcomponenten

#### 5.1.1 Bandeinden

Van de mesrol, mesplaat eindrol en het schuine bandeinde is niet exact bekend wat de invloed op het aandrijfkoppel is. Daarom moeten er metingen verricht worden om het aandrijfkoppel van deze componenten te achterhalen.

#### 5.1.2 Rollen

De spanrol, bandsturing en ondersteuningsrollen zijn allen nagenoeg identiek aan de eindrol. Daarom wordt verwacht dat ook het benodigde aandrijfkoppel nagenoeg het zelfde zal zijn. Omwille van tijdsbesparing is dit een aanname die gemaakt is en worden er alleen metingen gedaan aan de eindrol.

#### 5.1.3 Overig

##### *Bandondersteuningsplaten*

De bandondersteuningsplaten zullen naar inschatting niet van zeer grote invloed zijn op het aandrijfkoppel. Echter, aangezien de bandondersteuningsplaten eenvoudig te demonteren zijn, is het meten met- en zonder ondersteuningsplaten snel te realiseren. Daarom wordt deze korte test ook gedaan.

##### *Bandschrapers kunststof en RVS*

De invloed van zowel kunststof als RVS bandschrapers op het aandrijfkoppel is onbekend bij Houdijk. De inschatting is dat deze invloed behoorlijk op kan lopen, daarom is het van belang dit te meten.

Aangezien de bandschrapers met een snelsluiting gemonteerd zitten, zijn deze gemakkelijk te (de)monteren, hierdoor is het testen met- en zonder schrapers eenvoudig te realiseren.

### 5.2 Nevenfactoren

#### 5.2.1 Afmetingen band

##### *Lengte*

De lengte en de breedte van de band zijn van invloed op de frictie die de transportband ondervindt. Dit komt doordat bij het veranderen van één van deze twee variabelen de oppervlakte van de band verandert. Daarmee verandert dan ook de massa van de band en dus de normaalkracht.

De invloed van de lengte van de band is niet eenvoudig te meten. Bij het veranderen van de lengte moet namelijk ook de band veranderd worden, wat betekend dat de band doorgesneden moet worden en een nieuwe, langere band op de transporteur geplaatst moet worden. De uiteinden moeten dan door de leverancier aan elkaar gelast worden, wat een kostbare en tijdrovende kwestie is. De invloed die de lengte van de band op het aandrieffkoppel heeft, is goed te berekenen aan de hand van vergelijking (5.1).

$$F_w = \mu_w \cdot F_n \quad (5.1)$$

De massa van de band per vierkante meter en de frictiecoëfficiënt van de band op RVS is weergegeven in de specificaties van de leverancier. Met deze twee variabelen is het mogelijk om de weerstandskracht uit te rekenen. In Tabel 4 zijn de uitersten in berekende frictiekracht weergegeven aan de hand van de maximale en minimale afmetingen van een standaard transporteur met een Forbo-Siegling E3/1 U0/U2 transportband. Hierin is te zien dat de laagste waarde 1,7 Newton is en de hoogste waarde 174,8 Newton is. De verschillen tussen deze twee uitersten zijn dusdanig klein ten opzichte van de grote verschillen in afmetingen, dat het belang van de nauwkeurigheid van deze waarde niet heel groot is.

**Tabel 4 – Uitersten frictiekracht**

|                          |                      |             |              |            |            |
|--------------------------|----------------------|-------------|--------------|------------|------------|
| Lengte                   | [m]                  | 30          | 30           | 1,5        | 1,5        |
| Breedte                  | [m]                  | 0,4         | 2            | 0,4        | 2          |
| Massa per m <sup>2</sup> | [Kg/m <sup>2</sup> ] | 0,9         | 0,9          | 0,9        | 0,9        |
| Frictiecoëfficiënt       | [-]                  | 0,33        | 0,33         | 0,33       | 0,33       |
|                          |                      |             |              |            |            |
| Oppervlakte              | [m <sup>2</sup> ]    | 12          | 60           | 0,6        | 3          |
| Massa                    | [Kg]                 | 10,8        | 54           | 0,54       | 2,7        |
| Normaalkracht            | [N]                  | 105,9       | 529,7        | 5,3        | 26,5       |
| Frictiekracht            | [N]                  | <b>35,0</b> | <b>174,8</b> | <b>1,7</b> | <b>8,7</b> |

Vanwege de complexiteit die het met zich mee brengt om dit te testen en de kleine invloed die deze factor heeft op het aandrieffkoppel, is er voor gekozen om de lengte van de transporteurs alleen te berekenen en niet mee te nemen in het testprogramma.

### Breedte

De breedte daarentegen kan van invloed zijn bij het gebruik van een mesplaat of een schuin banduiteinde. De normaalkracht op deze componenten is dusdanig hoog door de bandspanning, dat de frictiekracht hoog zal zijn. De bandspanning blijft bij verschillende breedtes gelijk. Aangezien wel de oppervlakte van de doorsnede van de band afneemt bij kleinere bandbreedtes, neemt bij gelijkblijvende spanning dus ook de normaalkracht af. Dit kan vrij eenvoudig getest worden, door nadat alle testen met een brede band afgerond zijn, de band door te snijden naar een kleinere breedte.

### 5.2.2 Vervuiling

Uit ervaring van constructeurs bij Houdijk, blijkt dat bij in gebruik genomen transporteurs vervuiling een belangrijke invloed heeft op het aandrieffkoppel. De vervuiling is echter zeer lastig te reproduceren. Dit hangt namelijk af van het type product en de duur van de blootstelling aan vervuiling. De 80% van het nominaal motorvermogen waar naar gestreefd wordt zoals beschreven in paragraaf 3.1.2, dient er onder andere voor om de invloed van vervuiling op te kunnen vangen.

Houdijk stelt in de producthandleidingen die bij de transporteurs afgeleverd worden, dat deze dagelijks schoongemaakt moeten worden. Dit betekent dat de vervuiling als invloed op het aandrieffkoppel niet meegenomen hoeft te worden in het testprogramma.

### **5.2.3 Belading**

Afhankelijk van het type product dat op de transporteur getransporteerd wordt, speelt de belading een belangrijke rol in het benodigd aandrieffkoppel. Net als in paragraaf 5.2.1 is toegelicht, zijn de afmetingen van de band hierop van invloed. Hoe groter de lengte en de breedte van de transporteur, hoe meer producten er op vervoerd kunnen worden.

De oppervlakte van de transporteur, maal de massa per vierkante meter producten die op de transporteur ligt bepalen de grootte van de normaalkracht van de band op de ondersteuningsplaten. De frictiekracht die hier uit berekend kan worden, is een variabele die in de uiteindelijke rekentool meegenomen moet worden.

Het valideren van de berekening van deze frictiekracht is vrij eenvoudig te realiseren. De transporteur moet eerst draaien zonder belading, daarna met een bekende massa. Het verschil in aandrieffkoppel zou ongeveer overeen moeten komen met de vooraf berekende waarde. Deze test wordt daarom ook meegenomen in het testprogramma.

### **5.2.4 Bandspanning**

De bandspanning is van grote invloed op met name de normaalkrachten die op de uiteinden van de band werken. Daarom is het belangrijk om de invloed op het aandrieffkoppel hiervan te testen. Dit kan vrij eenvoudig door eerst met een lage bandspanning te meten, en vervolgens een aantal keer de spanning hoger in te stellen. Hierdoor zal een beeld ontstaan van de grootte van de invloed hiervan.

### **5.2.5 Hoogteverschil**

Het aandrieffkoppel is afhankelijk van de hoeveelheid potentiële energie die de producten bezit. Deze potentiële energie is echter zeer minimaal, aangezien de massa van de producten zeer klein is. Daarnaast zijn de hoogteverschillen waarover de producten verplaatst zouden kunnen worden ook miniem.

Daarom wordt er tijdens het testen geen rekening gehouden met hoogteverschillen.

### **5.2.6 Starten van de band**

Bij het starten van de band, moet de statische frictie overwonnen worden. Dit zorgt voor een kortstondige piek in benodigd aandrieffkoppel. Het maximaal koppel van de gebruikte motoren bij Houdijk, is echter 300% ten opzichte van het nominaal koppel. Daarom is dit een punt dat niet getest hoeft te worden.

### **5.2.7 Overbrengingsverliezen**

De overbrenging van de motor op de aandrieffrol gebeurt door middel van een tandriem met twee pulleys en een spanrol. Deze overbrenging levert een vermogensverlies op. Om de verliezen in de aandrijving te meten, moet de bandspanning volledig gelost worden, waardoor de motor alleen de aandrieffrol aandrijft. Vervolgens moet de tandriem losgemaakt worden en moet de motor nogmaals draaien. De verschillen hiertussen vertegenwoordigen het verlies dat de overbrenging met zich meebrengt.

### 5.2.8 Bandvervorming

Zoals in paragraaf 4.2.8 beschreven is, heeft de vervorming van de band invloed op het aandrijfkoppel. De ervaring is echter dat de invloed zeer miniem is en zeer lastig te isoleren van andere factoren. Daarom wordt deze factor niet getest.

### 5.2.9 Snelheid

In theorie heeft de snelheid geen invloed op het aandrijfkoppel. Uit ervaring van software engineers is echter gebleken dat er verschillen in aandrijfkoppel zijn bij verschillende bandsnelheden. Daarom wordt er toch naar de invloed van de snelheid gekeken in het testprogramma.

Aangezien dit zeer eenvoudig te testen is, wordt dit meegenomen in het testprogramma. Er zullen vier testen gedaan worden, zonder tussendoor componenten te wijzigen aan de transporteur. De eerste test zal op 25% van de maximale snelheid gedaan moeten worden, de tweede test op 50%, de derde op 75% en de laatste op 100% van de snelheid. Hieruit moet blijken of er verschillen in het aandrijfkoppel aantoonbaar zijn.

### 5.2.10 Bandtype

De verschillende typen banden brengen weinig verandering in de frictiekracht, omdat de frictiecoëfficiënt nagenoeg gelijk is van de banden. Gezien de complexiteit en de kostprijs die het met zich meebrengt om de transportbanden te testen, is er daarom voor gekozen om dit niet te testen.

## 5.3 Testoverzicht

Om overzichtelijk weer te geven welke factoren getest gaan worden, is dit weergegeven in Tabel 5.

**Tabel 5 - Testoverzicht**

| Testfactoren                     | Wel | Niet |
|----------------------------------|-----|------|
| 1. Bandeinden                    | X   |      |
| 2. Rollen                        |     | X    |
| 3. Bandondersteuningsplaten      | X   |      |
| 4. Bandschapers kunststof en RVS | X   |      |
| 5. Lengte band                   |     | X    |
| 6. Breedte band                  | X   |      |
| 7. Vervuiling                    |     | X    |
| 8. Belading                      | X   |      |
| 9. Bandspanning                  | X   |      |
| 10. Hoogteverschil               |     | X    |
| 11. Starten van band             |     | X    |
| 12. Overbrengingsverlies         | X   |      |
| 13. Bandvervorming               |     | X    |
| 14. Snelheid                     | X   |      |
| 15. Bandtype                     |     | X    |

## 6 Testen

Dit hoofdstuk beschrijft de verschillende mogelijkheden die overwogen zijn tijdens het onderzoek naar de beste testmethode. De vier verschillende testmethoden worden per stuk toegelicht en de voor- en nadelen worden gegeven. Daarna wordt met behulp van een keuzematrix een keuze gemaakt welke testmethode het meest geschikt is en wordt deze keuze verantwoord.

### 6.1 Testmethoden

#### 6.1.1 Methode 1: Testopstelling

Het (laten) bouwen van een testopstelling behoort tot één van de mogelijkheden om het benodigd aandrijfkoppel van transporteurs te achterhalen. Doordat de testopstelling specifiek voor dit doeleinde ontwikkeld en gebouwd wordt, kan rekening gehouden worden met alle variabelen die de test met zich meebrengt. Vervolgens kan telkens één variabele gewijzigd worden en kan gemeten worden wat dit voor effect heeft op het aandrijfkoppel. Dit levert een zeer nauwkeurige meting per component op. In Figuur 6.1 is een schets van een mogelijk ontwerp van een testopstelling weergegeven. Het gaat hierbij om een aandrijfrol (links), een spanrol (midden) en een te testen component (rechts). Dit component moet gemakkelijk uitwisselbaar zijn, om zonder een al te grote ingreep meerdere componenten te kunnen testen op dezelfde opstelling. Het aandrijfkoppel kan in deze testopstelling op verschillende manieren gemeten worden, dit staat in hoofdstuk 7 beschreven.



Figuur 6.1 – Schets zijaanzicht testopstelling

Tabel 6 – Voor- en nadelen testopstelling

| Voordelen                                         | Nadelen                                         |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| Mogelijkheid tot specifiek testen van componenten | Ontwikkeltijd                                   |
| Overzichtelijke hoeveelheid testresultaten        | Lange doorlooptijd bestelling                   |
|                                                   | Hoge kostprijs                                  |
|                                                   | Weinig testmogelijkheden met één testopstelling |

#### 6.1.2 Methode 2: Testtransporteurs

Houdijk beschikt over een aantal transporteurs voor het uitvoeren van benodigde testen. Deze transporteurs mogen vrij aangepast worden naar de benodigde configuratie die de test vereist. Het nadeel van deze manier van testen is dat er weinig testmogelijkheden zijn met één testopstelling. Het is bijvoorbeeld niet mogelijk om een schuin bandeinde op iedere transporteur te testen, omdat het schuine einde onderdeel van de constructie van de transporteur is. Dit betekent dat er meerdere transporteurs gebruikt en eventueel omgebouwd moeten worden, wat de nauwkeurigheid van de testen zou kunnen beïnvloeden.

**Tabel 7 – Voor- en nadelen testtransporteurs**

| Voordelen                                  | Nadelen                                       |
|--------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| Lage kostprijs                             | Weinig testmogelijkheden met één transporteur |
| Korte levertijd                            |                                               |
| Overzichtelijke hoeveelheid testresultaten |                                               |
| Realistische meting                        |                                               |

### 6.1.3 Methode 3: Bestaande informatie motorstromen

Aangezien Houdijk de bandtransporteur heeft gestandaardiseerd, worden al jarenlang nagenoeg dezelfde transporteurs geproduceerd. Met behulp van de motorstromen die na oplevering gemeten zijn bij de transporteurs, kan bepaald worden wat het aandrieffkoppel van deze transporteurs is. Dit geeft een reëel beeld van de daadwerkelijke koppels die benodigd zijn als de transporteur in bedrijf is.

Het nadeel van deze methode, is dat er geen kennis is van de nauwkeurigheid van de data. Er kunnen bijvoorbeeld transporteurs tussen zitten waarbij de motorstroom bij gelijke een configuratie hoger is vanwege een grotere bandspanning. Deze waarde is dan dus niet representatief voor alle transporteurs met deze configuratie en zou een verkeerd beeld geven. Daarnaast is het met deze methode ook niet mogelijk om de waarden van specifieke componenten te bepalen.

Ook de onderdelen waar de transporteur uit opgebouwd is, zijn door de jaren heen veranderd. Zo was de overbrenging van de motorreductor op de aandrieffrol eerst een kettingoverbrenging en tegenwoordig is dit een tandriem. Dit geeft andere rendementen, waardoor bij een gelijk aandrieffkoppel de motoren een verschillend stroomverbruik hebben.

**Tabel 8 – Voor- en nadelen bestaande informatie motorstromen**

| Voordelen            | Nadelen                                                                       |
|----------------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| Lage kostprijs       | Onnauwkeurig                                                                  |
| Geen levertijd       | Geen waarden van specifieke componenten                                       |
| Geen test tijd nodig | Beperkte hoeveelheid configuraties                                            |
|                      | Afwijkende meetwaarden t.o.v. nieuwere versies                                |
|                      | Veel uitzoekwerk (motorstromen in verhouding tot configuraties transporteurs) |

### 6.1.4 Methode 4: Simuleren/berekenen

Een andere methode om het aandrieffkoppel te achterhalen, door een bandtransporteur (deels) te simuleren. Dit houdt in dat elke weerstand die de band ondervindt geanalyseerd moet worden en beschreven met een vergelijking. Als al deze vergelijkingen vervolgens bij elkaar opgeteld worden ontstaat er een rekenmodel waarmee vooraf het aandrieffkoppel van een transporteur berekend kan worden.

Het nadeel van deze methode is dat het lastig is om een realistische berekening te maken, omdat er zeer veel variabelen van invloed zijn op de transportband. Daardoor wordt de berekening zeer complex en de kans op fouten daardoor zeer groot. Daarnaast is moeten er nog praktijktests gedaan worden, om de uiteindelijke simulatie te valideren.

Het berekenen van de invloed van bepaalde componenten is eerder haalbaar, ter ondersteuning van testen die gedaan worden.

**Tabel 9 – Voor- en nadelen testtransporteurs**

| Voordelen                               | Nadelen                                            |
|-----------------------------------------|----------------------------------------------------|
| Lage kostprijs                          | Complex                                            |
| Alle transporteurconfiguraties mogelijk | Grote kans op fouten                               |
|                                         | Tijdrovend                                         |
|                                         | Model moet gevalideerd worden met praktische tests |

## 6.2 Keuze en verantwoording.

### 6.2.1 Keuze

Aan de hand van de testdekking in hoofdstuk 5 en de testmethoden uit paragraaf 6.1 kan worden vastgesteld welke testmethode het meest geschikt is per testdekking.

In Tabel 10 worden de testmethoden uit paragraaf 6.1 tegenover de testdekking uit hoofdstuk 5 uitgezet. Door een testopstelling aan te kruisen tegenover een testdekking, wordt aangegeven dat dit een praktisch goed haalbare testmogelijkheid is. Uit deze matrix blijkt daarom van elk punt op welke manier dit getest moet gaan worden en welke testmethoden dus benodigd zullen zijn. Als er twee methoden aangekruist zijn kan dit betekenen dat er twee mogelijkheden zijn om dit te testen, of dat de methode berekend moet worden en gevalideerd met een andere methode.

**Tabel 10 – Keuzematrix testmethode**

|             |                       | Testdekking |                      |               |              |          |              |                        |          |
|-------------|-----------------------|-------------|----------------------|---------------|--------------|----------|--------------|------------------------|----------|
|             |                       | Bandeinden  | Ondersteuningsplaten | Bandschrapers | Breedte band | Belading | Bandspanning | Verliezen overbrenging | Snelheid |
|             |                       | 1           | 2                    | 3             | 4            | 5        | 6            | 7                      | 8        |
| Testmethode | 1 Testopstelling      | X           |                      |               |              |          |              | X                      |          |
|             | 2 Testtransporteur    | X           | X                    | X             | X            | X        | X            | X                      | X        |
|             | 3 Bestaande info      |             |                      |               |              |          |              |                        |          |
|             | 4 Simuleren/berekenen |             | X                    |               |              | X        |              |                        |          |

### 6.2.2 Verantwoording

In deze paragraaf worden de keuzes verantwoord die gemaakt zijn in Tabel 10. Deze keuzes worden verantwoord aan de hand van de punten 1 tot en met 8 die weergegeven zijn onder testdekking.

1. Voor het testen van de bandeinden zijn twee testmogelijkheden gekozen: testopstelling en testtransporteur.  
Deze twee methoden zijn gekozen, vanwege de vele onbekende variabelen die de bandeinden met zich meebrengen. Door deze hoeveelheid variabelen is het niet mogelijk om bestaande informatie te gebruiken, of de banduiteinden te simuleren/berekenen.

Met het testen door middel van een testopstelling of testtransporteur worden deze variabelen uitgesloten, wat een reëel beeld geeft van het daadwerkelijk gevraagde aandrieffkoppel van de transportband.

2. Om de invloed van de bandondersteuningsplaten te meten, moet het verschil in aandrieffkoppel met en zonder ondersteuningsplaten gemeten worden. Om een referentiewaarde te creëren, moet vooraf berekend worden wat de invloed ongeveer zou kunnen zijn. Daarna moet deze waarde gevalideerd worden door middel van het testen met en zonder ondersteuningsplaten. Daarom zijn bij dit onderdeel het testen door middel van een testtransporteur en door middel van het simuleren/berekenen gekozen.
3. Door het gebruik van bandschrapers worden er veel onbekende variabelen geïntroduceerd die invloed hebben op het aandrieffkoppel. Zo zijn bijvoorbeeld de frictiecoëfficiënt tussen de schraper en de band en de normaalkracht die de bandschraper op de transportband heeft onbekend. Daarom is het zeer complex om de invloed van bandschrapers te berekenen, en is de betrouwbaarheid van de uiteindelijk berekende waarden te betwijfelen. Het empirisch bepalen van deze invloed is een veel betrouwbaardere methode, omdat dit direct realistische waarden weergeeft. Mede dankzij de eenvoudige montage en demontage van bandschrapers op testtransporteurs, is deze methode van testen het meest geschikt.
4. Het bepalen van de invloed van de bandbreedte op het aandrieffkoppel is het beste te achterhalen door middel van het testen op een testtransporteur. Vanwege de onbekende variabelen die zich voordoen bij bijvoorbeeld de bandeinden, is het niet mogelijk een betrouwbare berekening te maken om de invloed van de bandbreedte te bepalen. Het gebruik van een testtransporteur geeft daarom de meest realistische en betrouwbare data van de vier testmogelijkheden.
5. De belading is van invloed op de frictie van de transportband ten opzichte van de bandondersteuning. Bij een grotere belading neemt de normaalkracht toe, waardoor de frictiekracht toeneemt. Deze toename in frictie is dus te berekenen, waardoor het mogelijk is een controlewaarde te creëren. Vervolgens moet een test gedaan worden op een testtransporteur, waarmee de berekening gevalideerd wordt. Daarom zijn bij deze testdekking testtransporteur en simuleren/berekenen aangekruist.
6. Vanwege de brede invloed die de bandspanning heeft op verschillende componenten van de transporteur, zijn er veel onbekende variabelen die veranderen door middel van de bandspanning. Vanwege deze onbekende variabelen moet de bandspanning empirisch bepaald worden. Als de testen met verschillende bandspanningen gedaan worden, kan een eenduidigheid gevonden worden, waardoor de invloed van de bandspanning te voorspellen is. Daarom is bij deze testdekking de testtransporteur aangekruist.
7. Voor een tandriemoverbrenging bestaan standaard waarden voor de verliezen die optreden bij dit soort overbrengingen. Dit zijn echter altijd gemiddelde waarden, waardoor het niet een exacte waarde is. Daarom is het van belang om te bepalen wat de exacte waarde voor deze toepassing is. Gezien de praktische aard van de testopstelling en de testtransporteur, moet dit op één van deze twee opstellingen getest worden.
8. De snelheid is in theorie niet van invloed op het aandrieffkoppel, volgens software engineers blijkt echter uit de praktijk dat dit wel het geval is. Om dit te reproduceren en te controleren, moet dit op een zo realistisch mogelijke manier gereproduceerd worden. Daarom is er voor deze testdekking gekozen voor het testen door middel van een testtransporteur.

## 7 Aandrijfkoppel meten

Nadat uit hoofdstuk 6 gebleken is dat er daadwerkelijk praktijktesten door middel van een transporteur gedaan moeten worden, is er een methode nodig om de metingen te verrichten. Dit hoofdstuk geeft eerst de mogelijke meetmethodes weer. Daarna wordt een keuze gemaakt en verantwoord in paragraaf 7.2.

### 7.1 Meetmethodes

#### 7.1.1 Methode 1: Opgenomen stroom (frequentieregelaar)

Eén van de mogelijkheden om het aandrijfkoppel te meten, is door de opgenomen motorstroom te meten. Hier kan het koppel uit teruggerekend worden, dit blijkt uit vergelijking (7.1) zie bijlage 5 voor de berekening hiervan.

$$T \cdot \omega = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta \quad (7.1)$$

Deze manier van meten is eenvoudig te realiseren, aangezien de frequentieregelaar de opgenomen stroom weergeeft en de rest van de variabelen bekend zijn. De faseverschuiving ( $\cos \varphi$ ) en het rendement ( $\eta$ ) worden namelijk gegeven door de motorfabrikant.

Een van de nadelen van deze methode is dat naast het meten van de stroom, bij deze methode ook het daadwerkelijke toerental gemeten moet worden. Een frequentieregelaar stuurt de motor namelijk wel aan op een bepaalde frequentie, maar meet niet of de motor daadwerkelijk dit toerental draait (open loop sturing). Het is dus niet zeker dat de motor het exacte toerental draait waar de frequentieregelaar op aanstuurt. Om deze foutmarge weg te werken kan een encoder op de motoras aangesloten worden waarmee het exacte toerental gemeten wordt.

**Tabel 11 – Voor- en nadelen opgenomen stroom (frequentieregelaar)**

| Voordelen                                      | Nadelen                                |
|------------------------------------------------|----------------------------------------|
| Geen aanpassingen aan transporteur nodig       | Encoder nodig voor precieze aansturing |
| Digitaal uitleesbaar (mogelijkheid tot loggen) | Onbekend rendement frequentieregelaar  |

#### 7.1.2 Methode 2: Aandrijfkoppel (servomotor)

Een servomotor is een motor met ingebouwde aansturing, waardoor het gebruik van externe frequentieregeling en encoder niet nodig is. Aangezien al deze aansturing in de motor verwerkt zit, is het specifiek voor deze motor ontworpen. Hierdoor is dit een zeer nauwkeurige aansturing en terugkoppeling.

Servomotoren zijn volledig digitaal uit te lezen, waardoor het opslaan van testdata (loggen) zeer eenvoudig en overzichtelijk kan gebeuren.

Om nauwkeurigere testdata te genereren dan bij de test beschreven in paragraaf 7.1.1, kan de testopstelling of -transporteur uitgerust worden met een servomotor.

**Tabel 12 – Voor- en nadelen opgenomen stroom (servomotor)**

| Voordelen                                      | Nadelen                            |
|------------------------------------------------|------------------------------------|
| Nauwkeurig                                     | Complexere besturing dan methode 1 |
| Digitaal uitleesbaar (mogelijkheid tot loggen) |                                    |
| Geen aanpassingen aan transporteur nodig       |                                    |

### 7.1.3 Methode 3: Momentsleutel

Een minder exacte manier om het aandrieffkoppel te meten, is met behulp van een momentsleutel. Deze momentsleutel wordt normaal gebruikt om bouten en moeren op een bepaald moment aan te draaien, maar kan ook gebruikt worden om het koppel te meten. De momentsleutel moet dan op een bepaalde (lage) waarde ingesteld worden, waarna geprobeerd moet worden om de aandrijfrol te roteren. Als de momentsleutel klikt voordat de aandrijfrol roteert, betekend dit dat het aandrieffkoppel hoger ligt dan de ingestelde waarde. De sleutel moet dan op een hogere waarde ingesteld worden. Dit moet herhaald worden totdat de aandrijfrol draait voordat de sleutel klikt. De waarde waar de sleutel op dat moment op is ingesteld, is ongeveer het aandrieffkoppel van de transporteur. Dit is dus zogenoemd een “trial & error” methode.

Het voordeel van deze methode is dat het zeer goedkoop is en duidelijke uitkomsten geeft. Het grote nadeel is echter, dat de meetdata zeer onnauwkeurig is.

**Tabel 13 – Voor- en nadelen momentsleutel**

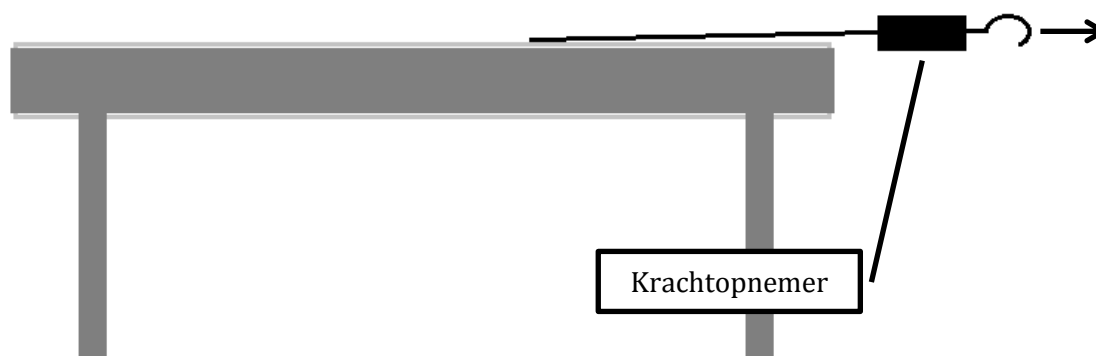
| Voordelen                           | Nadelen                         |
|-------------------------------------|---------------------------------|
| Lage kostprijs                      | Zeer onnauwkeurig               |
| Benodigde onderdelen zijn voorradig | Niet digitaal uit te lezen      |
|                                     | Alleen meting statische frictie |

### 7.1.4 Methode 4: Trekkracht band

In plaats van het meten van het koppel of het vermogen, is het ook mogelijk om de bandkracht te meten. Dit kan gedaan worden door een krachtopnemer aan de transportband te monteren en de transportband in beweging te trekken (Figuur 7.1). De kracht die het kost om de band in beweging te trekken, is de aandrijfkracht. Deze kracht maal de straal van de aandrijfrol, is het benodigd aandrieffkoppel van de transporteur.

Voor deze opstelling moet wel de aandrijfrol uit de transporteur verwijderd worden, omdat deze anders een extra weerstand biedt die de transportband normaal niet ondervindt. Dit heeft als gevolg dat de band te lang is en dus ingekort moet worden.

Omdat de aandrijfkracht op een andere plek dan gebruikelijk in de band wordt gebracht, geeft het in hoofdstuk 2 beschreven verschil in bandspanningen een onrealistisch beeld van de daadwerkelijke weerstanden in de band.



**Figuur 7.1 – Schematische weergave opstelling trekkracht band**

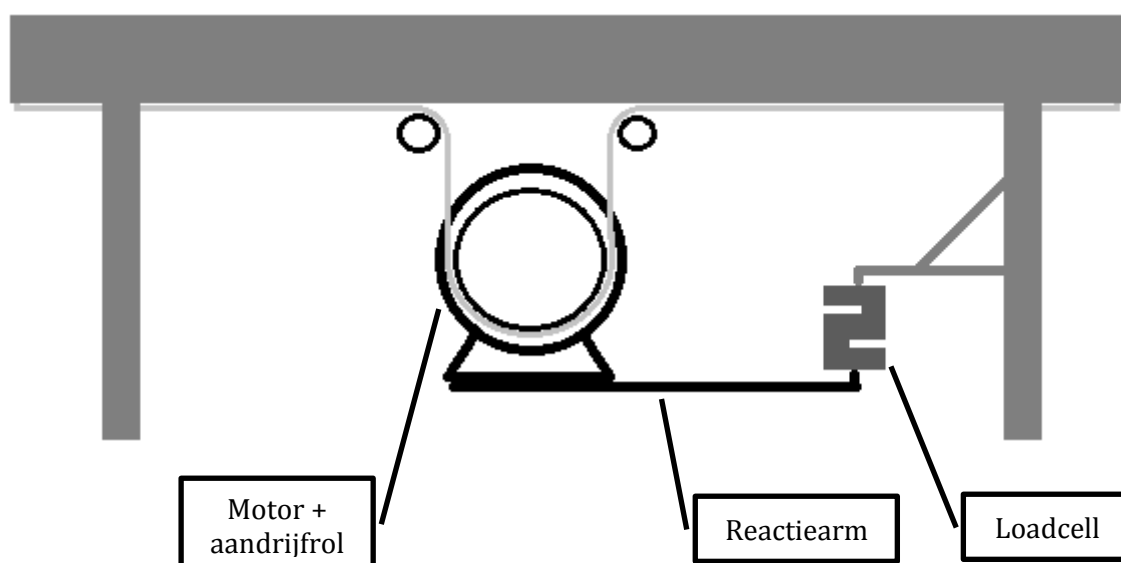
**Tabel 14 – Voor- en nadelen trekkkracht band**

| Voordelen               | Nadelen                                              |
|-------------------------|------------------------------------------------------|
| Lage kostprijs          | Geen hoge bandsnelheden                              |
| Eenvoudig te realiseren | Geen besef van bandsnelheid                          |
|                         | Onnauwkeurig                                         |
|                         | Niet realistisch i.v.m. verschillen in bandspanning. |
|                         | Kortere transportband nodig                          |

### 7.1.5 Methode 5: Reactiekracht loadcell

Een andere, meer exacte manier om het aandrijfkoppel te meten, is om de motor direct aan de as van de aandrijfrol te bevestigen. De motor moet verder niet vast gebout worden, omdat deze vrij om zijn as moet kunnen draaien. Aan de motor moet een arm bevestigd worden, die de reactiekracht van de draaiende motor opvangt (Figuur 7.2). De reactiekracht die de motor via deze arm uitoefent, maal de lengte van de arm, is het aandrijfkoppel van de band. Indien de reactiearm aan een krachtopnemer (bijvoorbeeld een loadcell) bevestigd wordt, kan dus eenvoudig bepaald worden wat het aandrijfkoppel van de band is.

De inschatting is echter dat de massa van de motor mee kan spelen in dit koppel. De reactiekracht die de loadcell op moet nemen, wordt deels opgenomen door de massa van de motor die het draaien tegenwerkt.



**Figuur 7.2 – Schematische weergave opstelling loadcell**

**Tabel 15 – Voor- en nadelen reactiekracht loadcell**

| Voordelen                     | Nadelen                             |
|-------------------------------|-------------------------------------|
| Directe meting van het koppel | Massa van motor                     |
|                               | Aanpassingen aan transporteur nodig |
|                               | Levertijd loadcell en reactiearm    |

## 7.2 Keuze en verantwoording

### 7.2.1 Keuze

Om een goed onderbouwde keuze te maken, is er voor gekozen om een aantal criteria op te stellen waar de meetmethode aan moet voldoen. Deze criteria zijn opgedeeld in vier categorieën:

1. Inhoudelijk
  - a. *Nauwkeurigheid* – Nauwkeurigheid van de meting (5 = nauwkeurig en 1 = onnauwkeurig).
  - b. *Zekerheid van correctheid* – Of er van uit gegaan kan worden of de meetdata correct is. (5 = correct en 1 = niet correct).
2. Praktisch
  - c. *Overzichtelijkheid meetdata* – Hoeveelheid en geordendheid van de data die uit de testen naar voren komen (5 = zeer overzichtelijk en 1 = niet overzichtelijk).
  - d. *Complexiteit bouw* – hoe complex het is om de transporteur om te bouwen (5 = niet complex en 1 = zeer complex).
3. Tijdgebonden
  - e. *Doorlooptijd bestelling* – Tijdsduur van het bestellen tot levering (5 = kort en 1 = lang).
  - f. *Ontwikkeltijd opstelling* – Tijdsduur van het ontwikkelen van de aanpassingen van de testtransporteur (5 = kort en 1 = lang).
  - g. *Testtijd* – Tijdsduur van de uiteindelijke test (5 = kort en 1 = lang).
4. Financieel
  - h. *Kostprijs* – Kosten die de meetmethode met zich meebrengt (5 = goedkoop en 1 = duur).

Omdat niet al deze criteria even zwaar meetellen, zijn er weegfactoren aan deze criteria gekoppeld. Zo is de zekerheid van de correctheid van de data belangrijker dan de kostprijs. Deze punten hebben daarom een andere weegfactor. Deze criteria en weegfactoren zijn tijdens de brainstormvergadering vastgesteld.

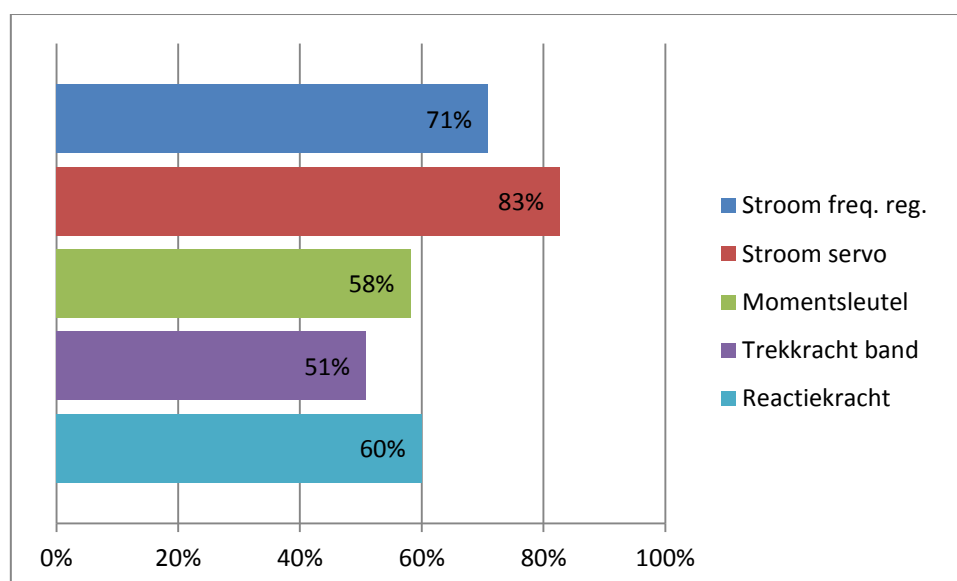
De meetmethoden zijn in Tabel 16 tegen de criteria uitgezet om er scores aan te geven.

**Tabel 16 – Keuzematrix meet methode**

|               |                             |  | Methode:         |                               |                |                         |                         |                 |
|---------------|-----------------------------|--|------------------|-------------------------------|----------------|-------------------------|-------------------------|-----------------|
|               |                             |  | Weeg-<br>factor: | Stroom freq.<br>regelaar<br>1 | 2 Stroom servo | Moment-<br>sleutel<br>3 | Trekkracht<br>band<br>4 | 5 Reactiekracht |
| Inhoudelijk:  |                             |  |                  |                               |                |                         |                         |                 |
| a             | Nauwkeurigheid              |  | 2                | 4                             | 5              | 1                       | 3                       | 4               |
| b             | Zekerheid van correctheid   |  | 3                | 3                             | 5              | 2                       | 1                       | 3               |
| Praktisch:    |                             |  |                  |                               |                |                         |                         |                 |
| c             | Overzichtelijkheid meetdata |  | 0,5              | 3                             | 4              | 5                       | 3                       | 3               |
| d             | Complexiteit bouw           |  | 1                | 4                             | 5              | 5                       | 2                       | 2               |
| Tijdgebonden: |                             |  |                  |                               |                |                         |                         |                 |
| e             | Doorlooptijd bestelling     |  | 1,5              | 4                             | 2              | 5                       | 3                       | 3               |
| f             | Ontwikkeltijd opstelling    |  | 1                | 4                             | 5              | 5                       | 3                       | 2               |
| g             | Testtijd                    |  | 1,5              | 3                             | 3              | 1                       | 4                       | 3               |
| Financieel:   |                             |  |                  |                               |                |                         |                         |                 |
| h             | Kostprijs                   |  | 0,5              | 4                             | 2              | 5                       | 4                       | 3               |
|               |                             |  | Totaal:          | 39                            | 46             | 32                      | 28                      | 33              |
|               |                             |  | Score:           | 71%                           | 83%            | 58%                     | 51%                     | 60%             |

De scores die voortkomen uit de keuzematrix, zijn in Figuur 7.3 in een staafdiagram weergegeven om een overzichtelijk beeld te krijgen.

De tweede methode, het meten van de stroom door middel van een servomotor, is de methode die met 83% het hoogst scoort.



**Figuur 7.3 – Overzicht scores keuzematrix**

## 7.2.2 Verantwoording

Deze paragraaf verantwoordt de keuzes die gemaakt zijn in paragraaf 7.2.1.

### 1. Stroom meten met frequentieregelaar

- Voor de nauwkeurigheid bij deze meting zijn vier punten gegeven, omdat de waarden digitaal gemeten kunnen worden en dus gelogd met hoge frequentie.
- Aangezien er verliezen optreden in de motor en frequentieregelaar, is het niet geheel zeker of de data correct is. Daarom zijn er drie punten toegekend voor dit criterium.
- Vanwege het digitaal uitlezen en loggen van de data, wordt er een overzichtelijke hoeveelheid data gecreëerd. Het is echter wel zo dat de er ook data van een losse encoder gelogd moet worden, daarom zijn er drie punten toegekend.
- Aangezien er bij deze meetmethode weinig veranderd hoeft te worden aan een testtransporteur (slechts een encoder monteren), zijn er vier punten toegekend.
- Omdat er weinig aanpassingen aan de transporteur nodig zijn, zijn er vier punten toegekend aan dit criterium.
- Er hoeft alleen een bevestiging voor een encoder ontworpen te worden, dit zal niet veel tijd in beslag nemen. Daarom zijn er vier punten toegekend.
- Vanwege de digitale opslag van de meetdata, wordt er verwacht dat er niet veel tijd benodigd is voor het testen. De verwerking achteraf zal echter iets meer tijd in beslag nemen, daarom zijn er drie punten toegekend.
- Aangezien er nauwelijks aanpassingen aan de transporteur gedaan hoeven worden, is de kostprijs van deze methode laag. Er moet alleen een encoder aangeschaft worden, daarom is er voor dit criterium vier punten toegekend.

### 2. Stroom meten met servomotor

- De hardware in de servomotor is toegespitst op de motor, daarom geeft deze een zeer nauwkeurig beeld van de opgenomen stroom. Om deze rede zijn er vijf punten toegekend.

- b. Aangezien het rendement exact bekend is van de motor, kan er nauwkeurig berekend worden wat het aandrijfkoppel is. Daarom zijn er bij dit criterium vijf punten toegekend.
- c. Vanwege het loggen van de data, ontstaat er een overzichtelijke hoeveelheid data. Daarom zijn er bij dit criterium vier punten toegekend.
- d. Aangezien alleen de motor uitgewisseld moet worden voor een servomotor, zijn er vijf punten gegeven voor dit criterium.
- e. De ervaring leert dat de levertijd van servomotoren behoorlijk lang is. Daarom zijn er twee punten toegekend.
- f. Aangezien er geen veranderingen aan de constructie doorgevoerd moeten worden voor deze meetmethode, zijn er vijf punten toegekend.
- g. Vanwege de digitale opslag van de meetdata, wordt er verwacht dat er niet veel tijd benodigd is voor het testen. De verwerking achteraf zal echter iets meer tijd in beslag nemen, daarom zijn er drie punten toegekend.
- h. Servomotoren zijn relatief duur in verhouding tot gewone draaistroommotoren. Daarom zijn er vijf punten toegekend.

### 3. *Momentsleutel*

- a. Aangezien deze methode analoog is en de instelmogelijkheid van een momentsleutel niet erg nauwkeurig is, is dit criterium één punt toegekend.
- b. Vanwege de grote onnauwkeurigheid die deze test met zich meebrengt, is de zekerheid van de correctheid van de gegenereerde testresultaten niet te garanderen. Daarom zijn er twee punten toegekend.
- c. De meetresultaten zijn niet digitaal en dienen tijdens het testen opgeschreven te worden. Daarom kan dit zeer overzichtelijk gebeuren.
- d. Aangezien er alleen een tandriem losgekoppeld moet worden om de motor los te koppelen, zijn er vijf punten toegekend aan dit criterium.
- e. Voor deze methode is alleen een momentsleutel nodig, welke Houdijk heeft. Er hoeft dus geen bestelling gedaan te worden. Daarom zijn er vijf punten toegekend.
- f. Aangezien er niks ontworpen moet worden voor de testopstelling, zijn er vijf punten toegekend.
- g. Vanwege de “trial & error” methode die gebruikt wordt. Is dit een zeer tijdrovende methode. Daarom is er slechts één punt toegekend.
- h. Aangezien alle middelen al in huis zijn, hoeft er niks aangeschaft te worden. Daarom zijn er vijf punten toegekend.

### 4. *Trekkracht band*

- a. Afhankelijk van het meetgereedschap dat gebruikt gaat worden, kan de data van onnauwkeurig tot zeer nauwkeurig uiteenlopen, daarom is een gemiddelde score van drie toegekend.
- b. Vanwege de grote hoeveelheid variabelen die niet meegenomen kan worden in deze manier van testen, is de zekerheid van de correctheid van de meetdata zeer klein. Daarom is één punt toegekend.
- c. Afhankelijk van het meetgereedschap dat gebruikt gaat worden, kan de overzichtelijkheid verschillen. Daarom is een gemiddelde score van drie punten toegekend.
- d. Vanwege het demonteren van de aandrijving en daardoor het inkorten van de band, moet er behoorlijk wat aanpassingswerk gebeuren. Daarom zijn er twee punten toegekend.
- e. Voor deze methode moeten er wat snij- zetonderdelen besteld worden, maar deze hebben naar verwachting geen lange doorlooptijd. Daarom is er een score van drie punten toegekend.
- f. Vanwege het kleine aantal aanpassingen wat gedaan moet worden, zijn er drie punten toegekend.

- g. Aangezien deze methode van meten direct waardes produceert waar achteraf niet veel aan gerekend meer hoeft te worden, zijn er vier punten toegekend.
- h. Voor deze methode hoeven geen dure onderdelen aangeschaft te worden, daarom zijn er vier punten toegekend.

#### 5. *Reactiekracht*

- a. Vanwege de digitale meting en de mogelijkheid tot het loggen hiervan, zijn er vier punten toegekend.
- b. Aangezien het niet duidelijk is hoeveel invloed de massa van de motor heeft in deze manier van meten, is er voor gekozen drie punten toe te kennen.
- c. De meetresultaten worden digitaal gelogd bij deze methode, wat voor overzichtelijke data zorgt. Aangezien het wel een grote hoeveelheid data is, zijn er drie punten toegekend.
- d. Voor deze methode moeten er behoorlijk wat aanpassingen aan de transporteur gedaan worden. Daarom zijn er twee punten toegekend.
- e. De onderdelen die besteld moeten worden hebben geen lange doorlooptijd, daarom zijn er drie punten toegekend.
- f. Gezien alle aanpassingen die gedaan moeten worden aan de transporteurs, zijn er twee punten toegekend.
- g. Vanwege de digitale opslag van de meetdata, wordt er verwacht dat er niet veel tijd benodigd is voor het testen. De verwerking achteraf zal echter iets meer tijd in beslag nemen, daarom zijn er drie punten toegekend.
- h. Er moeten een aantal onderdelen gekocht worden voor deze opstelling, maar dit zijn niet echt dure onderdelen. Daarom zijn er drie punten toegekend.

## 8 Testvoorbereidingen

Uit hoofdstuk 6 komt naar voren dat de beste manier om het aandrijfkoppel te achterhalen, het testen met behulp van een testtransporteur is. In hoofdstuk 7 wordt duidelijk dat het meten met behulp van een servomotor de beste manier is. Met deze resultaten zijn de voorbereidingen getroffen om de benodigde testen te doen. Dit hoofdstuk beschrijft deze voorbereidingen.

### 8.1 Testtransporteurs

Het scala aan transporteurs waar Houdijk over beschikt, bestaat uit onder andere drie standaard transporteurs volgens de nieuwe standaard en twee oudere transporteurs met een schuin bandeinde. Voor het testen van alle factoren, behalve het schuine bandeinde, is het mogelijk om één van deze standaard transporteurs te gebruiken. In paragraaf 8.2 wordt de standaard testtransporteur toegelicht. Voor het testen van het benodigd aandrijfkoppel van een schuin bandeinde is in paragraaf 8.3 een ontwerp weergegeven.

### 8.2 Standaard testtransporteur

De testtransporteur die het meest geschikt is voor de testen die gedaan gaan worden, is één van de drie nieuwe testtransporteurs waar Houdijk over beschikt. Deze transporteur is het meest geschikt vanwege de servomotor die er standaard op gemonteerd is en de nieuwe standaard die toegepast is. Dit betekent dat de nieuwste technieken die Houdijk in de standaard transporteur gebruikt toegepast zijn, waardoor de testresultaten naar de toekomst toe ook representatief zijn.



*Figuur 8.1 – Standaard testtransporteur*

#### 8.2.1 Specificaties

Om inzicht te geven in de mogelijkheden die de transporteur heeft, zijn in Tabel 17 de specificaties weergegeven. Aangezien niet bekend was wat de maximale snelheid en bandkracht was, zijn deze waarden berekend.

**Tabel 17 – Specificaties testtransporteur**

|                             |               |          |
|-----------------------------|---------------|----------|
| Lengte                      | 1500          | mm       |
| Breedte                     | 1200          | mm       |
| Ingaand toerental           | 3000          | omw./min |
| Verhouding reductor         | 1 : 15,6      | -        |
| Verhouding overbrenging     | 1 : 2         | -        |
| Diameter aandrijfrol        | 148           | mm       |
| Max. uitgaand koppel        | 200           | Nm       |
| Omtrek aandrijfrol          | <b>0,465</b>  | m        |
| Uitgaand toerental reductor | <b>192</b>    | omw./min |
| Toerental aandrijfrol       | <b>96</b>     | omw./min |
| Bandsnelheid                | <b>45</b>     | m/min.   |
| Maximale bandkracht         | <b>2702,7</b> | N        |

Uit Tabel 17 blijkt dat de berekende maximale bandsnelheid slechts 45 meter per minuut is. Dit is weinig, aangezien de maximale bandsnelheid voor bandbreedtes tot één meter 125 meter per minuut is (zie bijlage 4). De breedte van de testtransporteur is echter meer dan één meter (1,2 meter), waardoor de snelheid wel aan de specificaties van de standaard voldoet. Tijdens het testen kan blijken dat het nodig is om sneller dan 45 meter per minuut te gaan. Het is dan mogelijk om een andere overbrenging te monteren, bijvoorbeeld 1:1. Tijdens het testen moet blijken of dit nodig is, dus het is niet nodig om de overbrenging vooraf al te vervangen.

## 8.3 Schuin bandeinde

Om het benodigd aandrikkoppel van een schuin bandeinde te achterhalen, moet dezelfde transporteur gebruikt worden voor zowel het testen met- als zonder schuin bandeinde. Dit is belangrijk om de onbekende variabelen uit te sluiten, die meespelen bij het gebruik van verschillende transporteurs.

### 8.3.1 Schuin bandeinde op standaard transporteur

Het is niet praktisch op een 'normale' standaard transporteur het benodigd aandrikkoppel van een transporteur met schuin bandeinde te meten. Dit komt door de grote ingreep in de constructie die plaats moet vinden om een standaard transporteur aan te passen naar een transporteur met schuin bandeinde. Er moet dan een schuin bandeinde ontworpen worden naar de afmetingen van de rechte transporteur die gebruikt gaat worden. Daarnaast moet ook de transportband verlengt (en dus vervangen) worden, wat betekent dat daar mogelijk onbekende variabelen wijzigen.

### 8.3.2 Recht bandeinde op schuin bandeinde transporteur

Een andere, minder omslachtige methode, is het gebruik van een transporteur met schuin bandeinde en deze aan te passen naar een rechte transporteur. Dit vergt een stuk minder aanpassingen, aangezien het schuine bandeinde een losse constructie is die vrij eenvoudig te demonteren is.

Op deze manier kan het verschil tussen een rechte eindrol en een schuin bandeinde op één transporteur gemeten worden. Dit heeft als voordeel dat er maar één onbekende variabele gewijzigd wordt.

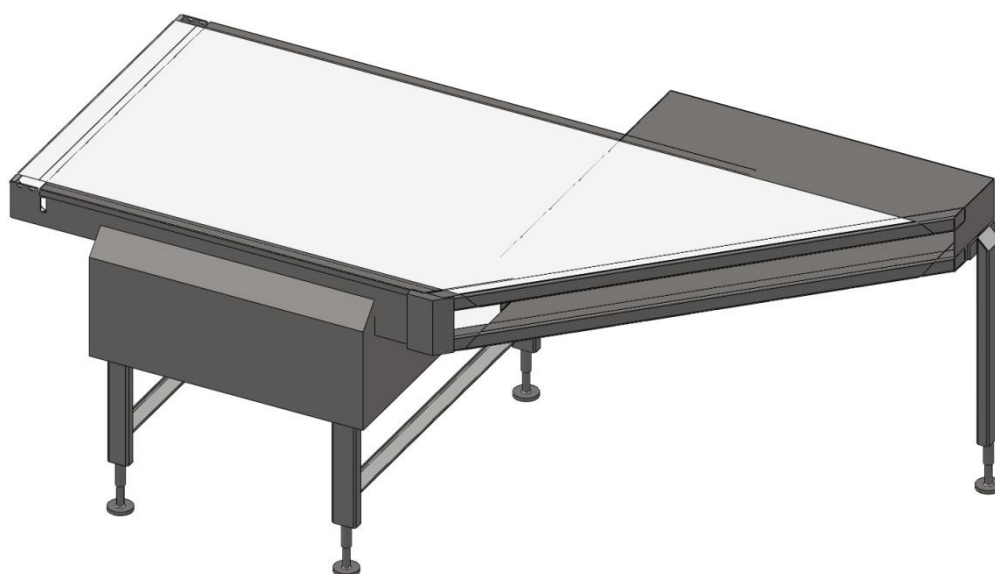
### 8.3.3 Ontwerp

Vanwege de aanpassingen die gedaan moeten worden, moet er een ontwerp gemaakt worden. Aan de hand van dit ontwerp kunnen er bestellingen gedaan worden en kan er een monteur deze aanpassingen doen.

#### Dummy

De testtransporteur met schuin bandeinde die Houdijk tot zijn beschikking heeft, is een oud model. Er is dan ook geen 3D-model van beschikbaar, omdat Houdijk pas sinds enkele jaren geleden is overgestapt naar 3D-ontwerpen.

Vanwege een recentelijke aanpassing is er echter wel een zogeheten “dummy” beschikbaar. Dit is een model waarin slechts de hoofdvormen zijn weergegeven, om een beeld te geven van de vorm van de transporteur. Deze dummy kan gebruikt worden om de aanpassingen die benodigd zijn te ontwerpen. Op deze manier wordt veel werk gespaard, omdat niet de gehele transporteur opgemeten en nagetekend hoeft te worden.

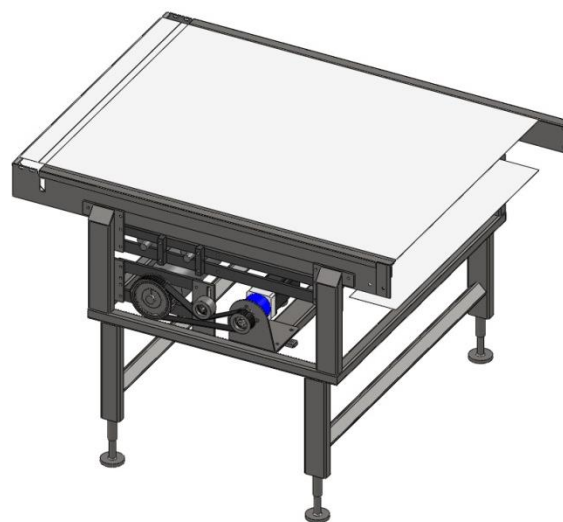


**Figuur 8.2 – Testtransporteur met schuin bandeinde**

#### Aanpassing

De huidige hoektransporteur is uitgerust met een kettingoverbrenging en een draaistroommotor. Aangezien er getest moet gaan worden met een servomotor, en deze een ander gatenpatroon heeft voor bevestiging, moet er een bevestigingsbeugel voor deze servomotor ontworpen worden. Daarnaast moet, om variabelen uit te sluiten, ook de kettingoverbrenging veranderd worden in een tandriemoverbrenging.

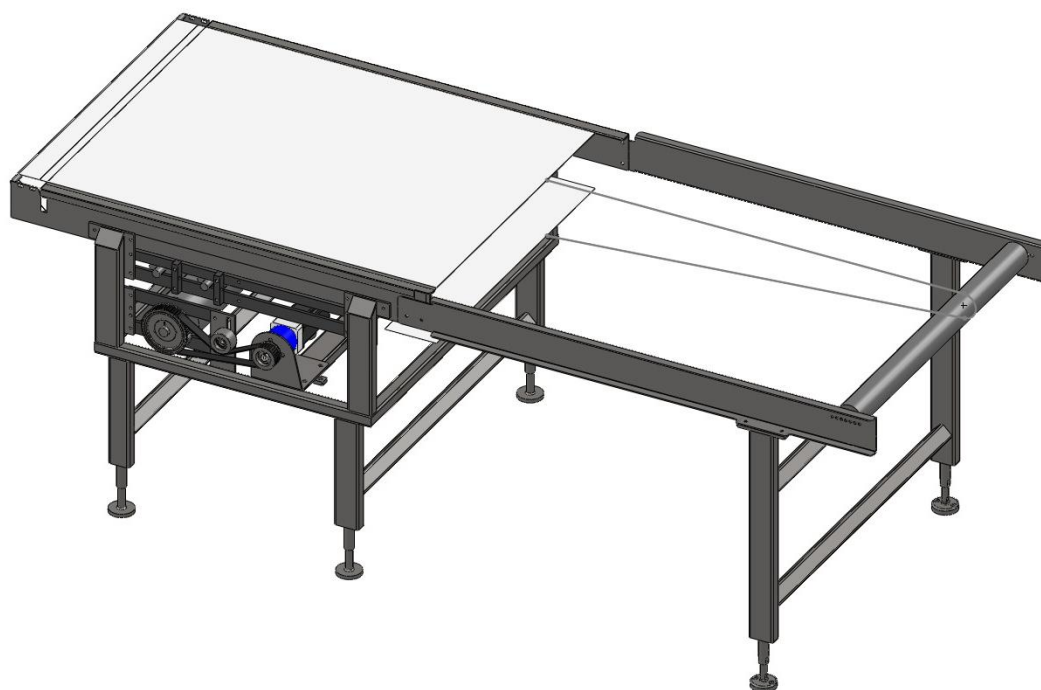
In Figuur 8.3 is het model van de hoektransporteur weergegeven met het schuine bandgedeelte verwijderd, en de servomotor en tandriemoverbrenging gemonteerd. Vanuit deze situatie wordt de aanpassing naar het rechte bandeinde ontworpen.



**Figuur 8.3 – Schuin bandeinde gedemonteerd**

In Figuur 8.4 is de transporteur weergegeven met de aanpassing naar het rechte bandeinde. Er zijn twee zijprofielen ontworpen, die het zelfde gatenpatroon bevatten als de bevestiging van het schuine band gedeelte. Vanwege het uitsteken van deze zijprofielen is er een ondersteuningsframe ontworpen, om de zijprofielen te ondersteunen en tevens op de goede afstand ten opzichte van elkaar te houden.

In bijlage 7 zijn alle werktekeningen weergegeven van de ontworpen onderdelen.



***Figuur 8.4 – Aanpassing naar recht bandeinde***

## Deel 2

---

### *Testen en resultaten*

## 9 Verwachte resultaten

Tijdens het testen wordt data gegenereerd waar resultaten uit voort komen. Om een te beoordelen of deze resultaten plausibel zijn, is vooraf opgeschreven wat de verwachting is van de resultaten uit de testen naar voren komen. Dit hoofdstuk beschrijft deze verwachting aan de hand van het testplan wat in bijlage 8 geschreven is.

### 9.1 Verwachte resultaten bandeinden

#### 9.1.1 Mesplaat

Bij de huidige manier van het bepalen van het aandrieffkoppel, wordt aangenomen dat een mesplaat een constante waarde aan trekkracht in de band opneemt. Er wordt van uitgegaan dat deze waarde niet afhankelijk is van de snelheid, maar wel van de bandspanning. Naar mate de bandspanning toe zal nemen, wordt verwacht dat de benodigde bandkracht ook toe zal nemen. Bij een normale bandspanning van ongeveer 0,2% rek in de band, wordt er met een bandkracht van ongeveer 200 Newton gerekend. Dit is echter afhankelijk van de breedte van de transportband, dus bij een smalle transportband zal dit minder zijn dan bij een brede band.

#### 9.1.2 Mesrol

Er wordt verwacht dat een mesrol weinig invloed zal hebben op de benodigde bandkracht. Net als bij de mesplaat wordt er bij de huidige bepaling van de bandkracht een vaste, constante waarde aangehouden, ongeacht de bandsnelheid.

#### 9.1.3 Eindrol

De verwachting is dat de eindrol nauwelijks een waarneembare invloed heeft op de benodigde bandkracht. Dit wordt verwacht vanwege de grote radius waarin de band vervormd en de lage fictie met de rol. De meetresultaten die met de eindrol gedaan gaan worden, zullen daarom zeer lage waarden opleveren. Ook wordt verwacht dat, ongeacht de bandsnelheid, de waarden niet zullen veranderen.

#### 9.1.4 Schuin bandeinde

Van het schuine bandeinde wordt verwacht dat deze toepassing veel aandrieffkoppel vraagt. Dit is deels door ervaringen met vorige producten en deels op inzicht vastgesteld. De transportband wordt strak langs twee vierkante buizen getrokken, wat veel wrijving oplevert en dus veel aandrieffkoppel kost.

Bij de huidige manier van het bepalen van het aandrieffkoppel, wordt bij een normale bandspanning van ongeveer 0,2% rek in de band, met een bandkracht van ongeveer 500 Newton gerekend. Deze bandkracht wordt, onafhankelijk van de snelheid, als constante waarde aangenomen. De verwachting is dan ook, dat deze aanname klopt en dat er een bandkracht van ongeveer 500 Newton gemeten wordt tijdens het testen.

### 9.2 Ondersteuningsplaten

De invloed van de ondersteuningsplaten is te berekenen met de massa per vierkante meter, en de frictiecoëfficiënt van de band ten opzichte van de ondersteuningsplaten. Deze twee waarden worden door de leverancier verstrekt, en zijn respectievelijk: 1,2 kilogram per vierkante meter en de dimensieloze fictiecoëfficiënt van 0,33.

Hieronder is deze berekening weergegeven voor de gebruikte testtransporteur van 1,5 meter lang, en met een band van 1,2 meter breed.

$$m_{band} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2$$

$$m_{band} = 2,16 \text{ kg}$$

$$F_n = m_{band} \cdot a$$

$$F_n = 2,16 \cdot 9,81$$

$$F_n = 21,19 \text{ N}$$

$$F_w = \mu_w \cdot F_n$$

$$F_w = 0,33 \cdot 21,19$$

$$F_w = 7 \text{ N}$$

Uit deze berekening blijkt dus dat er ongeveer 7 Newton verschil zal zitten in het meten met- en zonder ondersteuningsplaten. Aangezien het hier om een dynamische frictiecoëfficiënt gaat en deze dus niet afhankelijk is van de snelheid, wordt verwacht dat dit een constante waarde is. Het verschil is echter zo klein dat verwacht wordt dat dit niet af te lezen is uit de metingen.

### 9.3 Bandschrappers

Bij de zowel de kunststof als de RVS bandschrappers wordt aangenomen dat het gebruik van een bandschraper een constante verhoging van het aandrieffkoppel met zich meebrengt. Deze verhoging wordt ingeschat op ongeveer 100 Newton, zowel voor een kunststof als een RVS bandschraper. Hoewel er voor beide schrappers dezelfde waarde wordt aangenomen, is de verwachting dat de kunststof bandschraper minder bandkracht zal kosten dan de RVS variant. De verwachting is dan ook dat de RVS bandschraper ongeveer 100 Newton zal kosten, en de kunststof variant ongeveer 80 tot 90 Newton.

### 9.4 Belading

De verwachtte toename in bandkracht ten gevolge van de belading kan, net als de invloed van de ondersteuningsplaten, vooraf berekend worden.

Hieronder is de berekening weergegeven waarin gebruik gemaakt wordt van een metalen massa van 11,5 kilogram, om de belading te simuleren. Voor de versnelling "a" is de zwaartekrachtsversnelling gebruikt.

$$F_n = m_{blok} \cdot a$$

$$F_n = 11,5 \cdot 9,81$$

$$F_n = 112,8 \text{ N}$$

$$F_w = \mu_w \cdot F_n$$

$$F_w = 0,33 \cdot 112,8$$

$$F_w = 37,2 \text{ N}$$

Uit deze berekening blijkt dus dat de frictiekracht, en dus de bandkracht ongeveer 37,2N toe zal nemen. De verwachting is daarom dat deze toename tijdens het testen af te lezen is uit de bandkracht die gemeten wordt.

## 9.5 Bandspanning

De verwachting is dat de bandspanning met name bij de mesplaat en het schuine bandeinde veel verschil in bandkracht oplevert. Van deze twee componenten wordt ingeschat dat ze veel wrijving met de band hebben. Bij een hogere bandspanning neemt de normaalkracht toe, waardoor de wrijving hoger wordt. Van de invloed van de bandspanning op de overige componenten wordt ingeschat dat deze minder tot nauwelijks van invloed zal zijn.

## 9.6 Bandbreedte

Bij de huidige manier van het bepalen van de bandkracht, wordt geen exacte waarde of rekenregel aangehouden bij het bepalen van de bandkracht. Wel wordt er bij een smalle band minder bandkracht gekozen dan bij een brede band, maar dit is meer op inschatting. De verwachting is dat de bandkracht percentueel afneemt, naar mate de band smaller wordt. Dat betekent dat als de band 50% in breedte verkleind wordt, ook de bandkracht 50% kleiner is.

## 9.7 Verliezen overbrenging

Volgens de documentatie van de leverancier van de reductor, heeft de reductor die gebruikt wordt een rendement van 96%. De servomotor heeft ook een rendement, welke vooraf echter niet bekend is. Deze rendementsverliezen na het testen omgerekend naar een bandkracht, waardoor te bepalen is welk deel van de gemeten bandkracht verloren gaat door de motor en reductor zelf.

Aangezien de verliezen slechts enkele procenten zijn, wordt verwacht dat de verliezen niet veel invloed zullen hebben. Daarom wordt er uitgegaan van omgerekend maximaal ongeveer 50 Newton bandkracht.

# 10 Resultaten

## 10.1 Motor en reductor uitgewisseld

Gedurende de testen, werd langzaam duidelijk dat de meetdata erg moeilijk te analyseren was. Er waren grote uitwijkingen van het koppel te zien, en de grafieken gaven geen eenduidige waarden aan. Na naar verklaringen te hebben gezocht, en contact gehad te hebben met de leverancier van de reductor, werd vastgesteld dat de gebruikte reductor niet geschikt was voor de nauwkeurige metingen die met een servomotor gedaan worden. De gebruikte reductor is eigenlijk niet bestemd voor servomotoren, maar is voor draaistroommotoren bedoeld. Daarom zijn de gebruikte toleranties in de reductor van een andere nauwkeurigheid. Dit heeft als gevolg dat de waarden die gemeten werden konden variëren. De servomotor wordt geregeld aan de hand van deze waarden, waardoor deze regeling erg gaat overcompenseren.



*Figuur 10.1 – Motor & reductor losgekoppeld*

Daarnaast was de maximale bandsnelheid van deze motor met reductor maximaal 45 meter per minuut. Zoals uit dit hoofdstuk blijkt, komt uit sommige testen naar voren dat de waarden pas lineair of constant worden bij een bepaalde snelheid. Als deze lijn pas lineair wordt na de 45 meter per minuut, worden er verkeerde conclusies getrokken aan de hand van de data.

Om deze twee redenen is er gekozen voor een andere servomotor en reductor dan standaard op de testtransporteurs zit. Deze motor is één van de motoren die Houdijk op voorraad heeft om te gebruiken tijdens testen. De motor die gekozen is, is de zwaarste variant van de beschikbare motoren. Na een berekening blijkt echter dat het nominaal koppel naar alle waarschijnlijkheid te klein is voor de zwaardere testen, zoals de mesplaat of een schuin bandeinde met een strakke bandspanning. Voor alle overige testen kan de motor in ieder geval wel voldoende koppel leveren.

De tandwielkast die aan deze servomotor gekoppeld is, is speciaal ontworpen voor servomotoren, waardoor het probleem van overcompenseren grotendeels opgeheven wordt. Daarnaast heeft deze reductor een vertraging van 1:10 en kunnen zowel de servomotor als de reductor 5000 toeren per minuut draaien. Daardoor kan met deze opstelling een bandsnelheid van ruim 100 meter per minuut gehaald worden, wat veel completere meetresultaten oplevert. Na het uitwisselen zijn deze motor en reductor op dezelfde manier geïjkt als in bijlage 9 is weergegeven.

## 10.2 Verandering testplan

Gedurende de eerste paar testen bleek dat de metingen op 25%, 50%, 75% en 100% van de maximale snelheid, zoals vooraf in het testplan is opgesteld, niet voldeden. Dit kwam door de grote onderlinge verschillen in de metingen en daardoor de ondoorzichtigheid van de meetdata. Daarom is het testplan bijgesteld en is er gekozen voor een zogeheten opstart “sweep”. Dit houdt in dat de band met een hele lage versnelling versneld naar de maximale snelheid, waardoor het koppel gemeten wordt bij elke waarde tussen 0 tot 100 meter per minuut.

Het nadeel van deze methode is echter, dat vanwege de versnelling die plaats vindt, de bandkracht hoger wordt. Vanwege deze invloed van de versnelling was in eerste instantie gekozen om met constante snelheden te meten. Om de invloed van de versnelling verwaarloosbaar te maken, is er gekozen dat de bandkracht maximaal met 5 Newton toe mag nemen. Deze 5 Newton is dusdanig klein dat deze wegvalt bij de meetafwijkingen die gedaan worden.

Hieronder is de berekening van de maximale versnelling weergegeven.

$$m_{band} = l \cdot b \cdot (m/m^2)$$

$$m_{band} = 3,9 \cdot 1,2 \cdot 1,2$$

$$m_{band} = 5,7\text{kg}$$

$$m_{rollen} \approx 40\text{kg}$$

$$m_{totaal} = m_{band} + m_{rollen}$$

$$m_{totaal} = 5,7 + 40$$

$$m_{totaal} = 45,7\text{kg}$$

$$F = m_{totaal} \cdot a$$

$$a = \frac{F}{m_{totaal}}$$

$$a = \frac{5}{45,7}$$

$$a = 0,1 \frac{m}{s^2}$$

De maximale versnelling die dus gebruikt mag worden om de band te versnellen is 0,1 meter per seconde in het kwadraat.

Om te controleren of de testresultaten eenduidig zijn, worden alle testen vijf keer uitgevoerd. Hieruit word gecontroleerd of er geen meetfouten in zitten. Als de testen representatief zijn, worden de gemiddelde waarden genomen van de vijf testen. Op deze manier worden de meetwaarden zo representatief mogelijk gemaakt.

## 10.3 Bandeinden

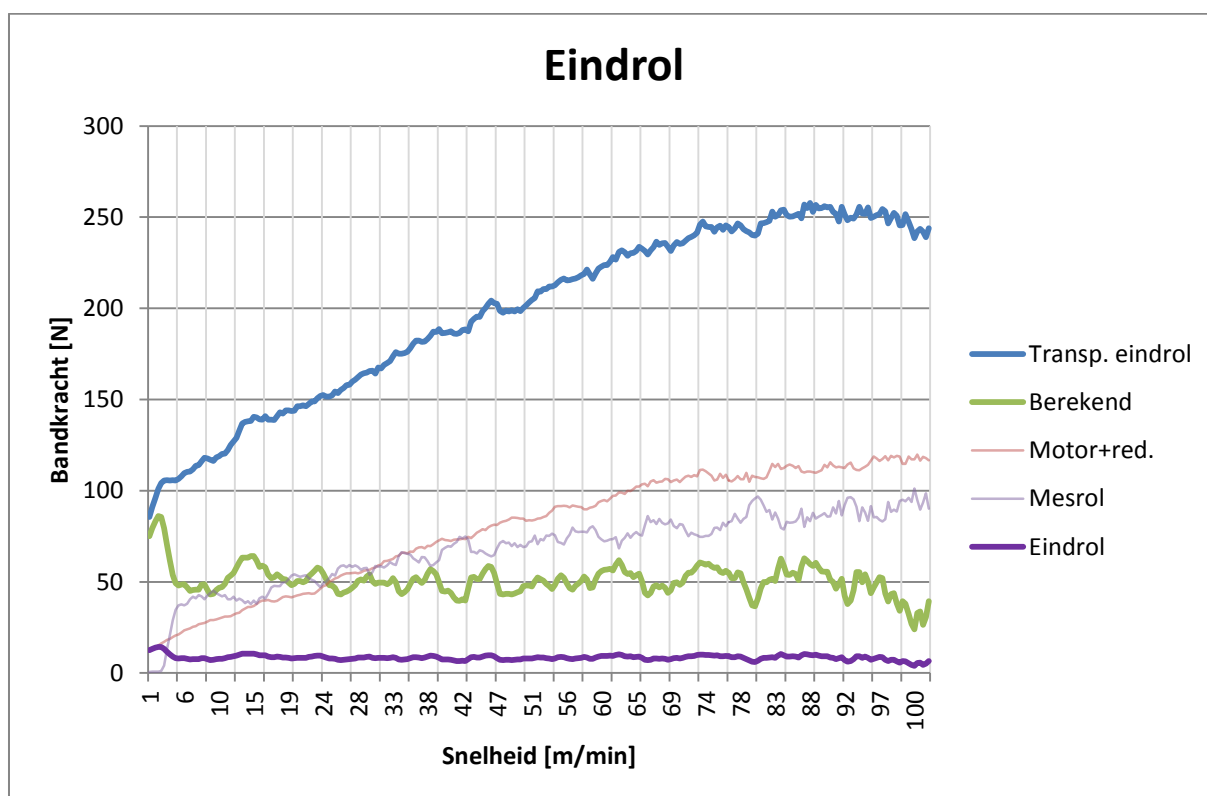
### 10.3.1 Eindrol

Om de invloed van de eindrol te achterhalen, zijn er metingen gedaan met de testtransporteur met daarop een eindrol gemonteerd. Vanwege het bezit van maar één passende eindrol, is als bandeinde op het andere einde van de transporteur een mesrol gebruikt. De meetresultaten van de mesrol worden in paragraaf 10.3.3 weergegeven en worden bij de berekening van de eindrol gebruikt om deze waarde te isoleren.

In Figuur 10.2 worden de meetresultaten van de metingen met de eindrol weergegeven. De bovenste blauwe lijn, in de legenda weergegeven als “Transp. eindrol”, geeft de meetresultaten van de totale transporteur met eindrol weer, op een bandspanning van 0,2% rek. De groene lijn, in de legenda weergegeven als “Berekend” geeft de resultaten weer van de transporteur min de waarden van de mesrol en motor met reductor. Deze lijn vertegenwoordigt dus eigenlijk alle rollen in de transporteur en de invloed van de bandondersteuningsplaten. Het gemiddelde van de lijn ligt min of meer op 50 Newton. Uit paragraaf 10.4 blijkt dat de bandondersteuningsplaten ongeveer 10 Newton bandkracht kosten, wat betekent dat er  $50 - 10 = 40$  Newton overblijft die door de rollen opgenomen wordt.

Aangezien de gebruikte transporteur zeven rollen bevat, kan deze waarde dus door zeven gedeeld worden. Dit betekent dus dat  $\frac{40}{7} \approx 6$  Newton per rol opgenomen wordt.

Deze waarde is dusdanig klein, dat deze verwaarloosbaar is ten opzichte van de meetafwijkingen.



Figuur 10.2 – Meetresultaten eindrol

Aangezien de frictie en de vervorming van de band zeer minimaal zijn bij deze toepassing, klopt het dat de eindrol daadwerkelijk zo weinig koppel vraagt. De verwachting die vooraf gegeven is in paragraaf 9.1.3, blijkt dan ook te kloppen.

### 10.3.2 Mesplaat

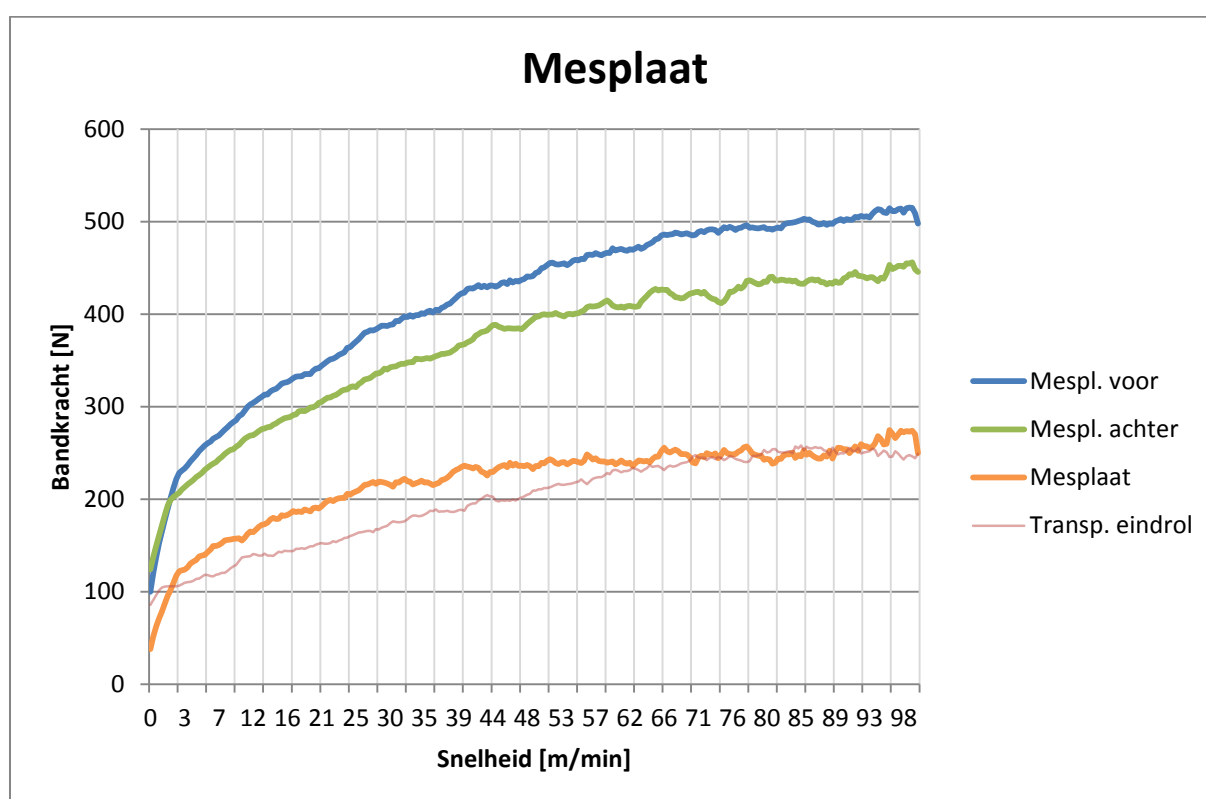
#### Resultaten

In de verwachting die in paragraaf 9.1.1 is weergegeven, wordt aangegeven dat er een constante waarde van ongeveer 200 Newton verwacht wordt.

Uit Figuur 10.3 blijkt echter dat de uit de testresultaten geconcludeerd kan worden dat de waarde niet constant is.

De blauwe lijn die in de legenda als “Mespl. voor” wordt weergegeven, is de lijn die de meetresultaten van de transporteur met de mesplaat aan de voorzijde van de band en een bandspanning van 0,2% rek vertegenwoordigt. Om de gemeten bandkracht van de mesplaat te isoleren, moeten de gemeten waarden van de eindrol hier vanaf getrokken worden. De invloed van de eindrol kan verwaarloosd worden, zoals in paragraaf 10.3.1 is weergegeven. Hierdoor blijft zuiver de invloed van de mesplaat over.

Deze berekende waarden zijn in Figuur 10.3 weergegeven met de oranje lijn, die in de legenda als “Mesplaat” wordt aangegeven.



Figuur 10.3 – Meetresultaten mesplaat

#### Bandvervorming

De grafiek van de meetresultaten van de mesplaat geeft geen constante waarde, maar een oplopende lijn. Deze lijn begint bij lagere snelheden met een ronding, waarna deze bij een snelheid van ongeveer 40 meter per minuut lineair wordt en blijft oplopen.

Het vermoeden is dat deze toename in koppel bij hogere snelheden, door de vervorming van de transportband veroorzaakt wordt. Zoals in paragraaf 4.2.8 wordt vermeld, is de transportband een vezel versterkt kunststof. Voornamelijk de vezels in de band, maar ook de kunststof, hebben een weerstand tegen buiging. Deze weerstand resulteert in een hogere bandkracht.

Als naar één punt op de band gekeken wordt, wordt duidelijk dat dit punt één keer per bandrotatie de mesplaat passeert en de band op dit punt vervormd. Het spreekt uiteraard voor zich dat hoe sneller de band draait, hoe vaker dit punt de mesplaat passeert. De band kan

bekeken worden alsof hij uit oneindig veel van deze punten bestaat, welke er voor zorgen dat er een continue waarde ontstaat die de vervorming vertegenwoordigt.

Doordat de band op elk van deze oneindige hoeveelheid punten vaker en sneller vervormt bij hogere snelheden, neemt de gevraagde energie en dus het aandrieffkoppel toe naarmate de snelheid toeneemt.

#### *Contact leverancier*

Na contact opgenomen te hebben met de transportbandenleverancier Habasit, werd dit vermoeden bevestigd (zie bijlage 11).

Uit dit contact bleek ook dat er een andere factor meespeelt waardoor de bandkracht lineair op loopt. Namelijk het oplopen van de temperatuur, ten gevolge van de wrijving van de band over de mesplaat. Door deze opwarming neemt de frictiecoëfficiënt van de band ten opzichte van de mesplaat toe. Dit resulteert in een hogere wrijvingskracht en dus een hogere bandkracht. De mesplaat nam echter slechts enkele graden toe bij langdurig gebruik. Na de transportband een kwartier op 100 meter per minuut te laten draaien, was de mesplaat nog steeds handwarm. Daarom wordt verwacht dat de temperatuur nauwelijks invloed heeft, aangezien de temperatuurstijgingen door wrijving zeer gering zijn.

#### *Richtingscoëfficiënt*

Om deze waarde te gebruiken in de rekentool, is het belangrijk dat er een richtingscoëfficiënt van het lineaire gedeelte lijn bepaald wordt. Hiermee kan dan vervolgens gerekend worden, zodat de waarde vooraf bepaald kan worden. De richtingscoëfficiënt kan automatisch met Excel bepaald worden en is in het geval van de mesplaat 0,5.

Door deze waarde maal de snelheid te doen en een vaste beginwaarde hier bij op te tellen, kan de uiteindelijke waarde berekend worden. Deze beginwaarde is in het geval van een 1,2 meter brede band 210 Newton. Deze beginwaarde is echter afhankelijk van de bandbreedte, daarom moet hier ook rekening mee gehouden worden in de rekentool.

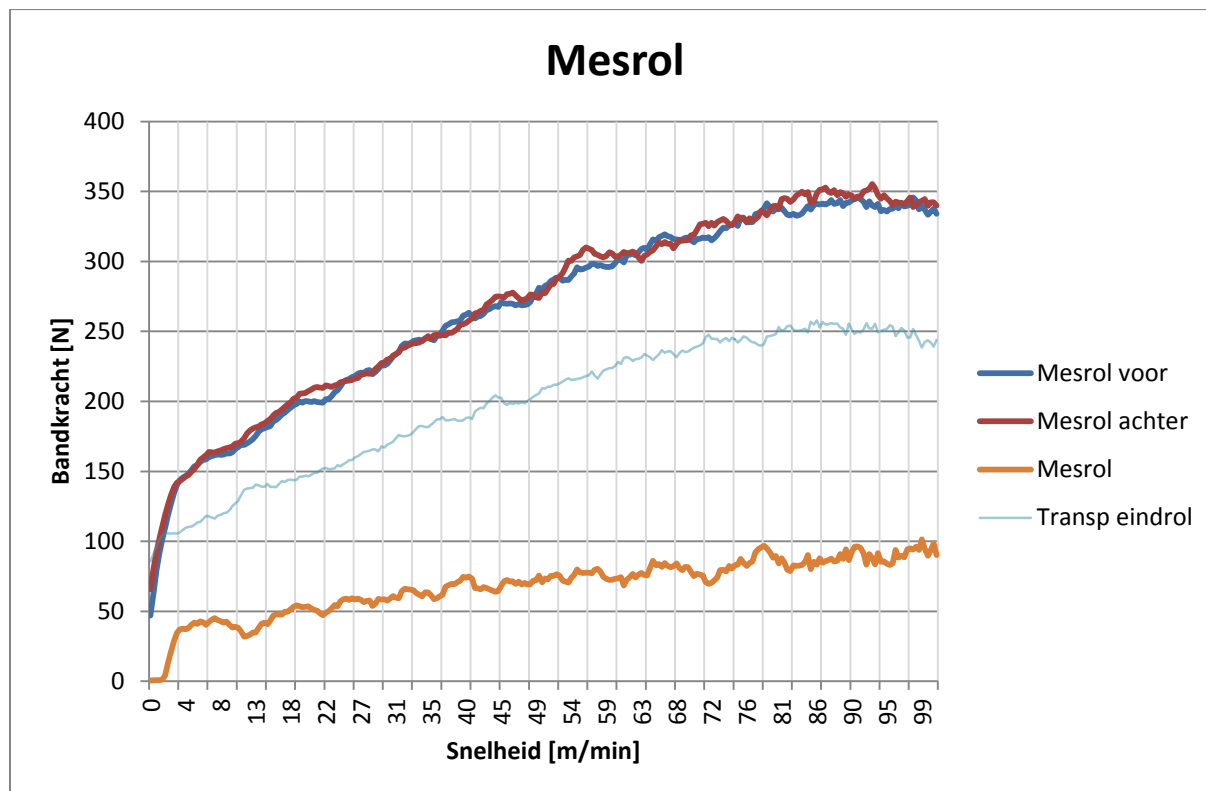
#### *Omspannen boog*

Bij de testen is geen onderzoek gedaan naar de invloed van de grootte van de omspannen boog rond de mesplaat, omdat dit niet in de afbakening stond. Er wordt echter ingeschat dat dit van invloed kan zijn op de bandkracht, omdat de band hierbij meer vervormd en meer contactoppervlak heeft. Het is dus aan te bevelen dat de invloed hiervan nog getest moet worden.

### 10.3.3 Mesrol

#### Inschatting

Na de testen met de mesplaat is duidelijk geworden dat de bandvervorming meer invloed heeft dan vooraf ingeschat is. Gezien de kleine radius van de mesrol en de vervorming die dit oplevert, is de inschatting dat de verwachting in paragraaf 9.1.2 niet klopt met de werkelijkheid.



Figuur 10.4 – Meetresultaten mesrol

#### Resultaten

In Figuur 10.4 zijn de testresultaten weergegeven van de testen die met de mesrol gedaan zijn. De blauwe en rode lijn, in de legenda aangegeven als “Mesrol voor/achter” zijn de resultaten van de testen met de transporteur met daarop een mesrol. Hieruit blijkt dus dat het geen verschil is aan welke zijde de mesrol geplaatst is. De dunne lichtblauwe lijn, in de legenda aangegeven als “Transp. eindrol”, vertegenwoordigt de meetwaarden van de transporteur met eindrol. Beide metingen zijn gedaan bij 0,2% rek.

De oranje lijn, die in de legenda als “mesrol” benoemd is, vertegenwoordigt de waarden van de transporteur met mesrol min de waarden van de transporteur met eindrol. In paragraaf 10.3.1 wordt vermeld dat de eindrol als nulmeting beschouwd kan worden. Daarom is de oranje lijn de geïsoleerde waarde van de mesrol. Deze waarde loopt vanwege de bandvervorming, net als bij de mesplaat, lineair op naarmate de snelheid groter wordt.

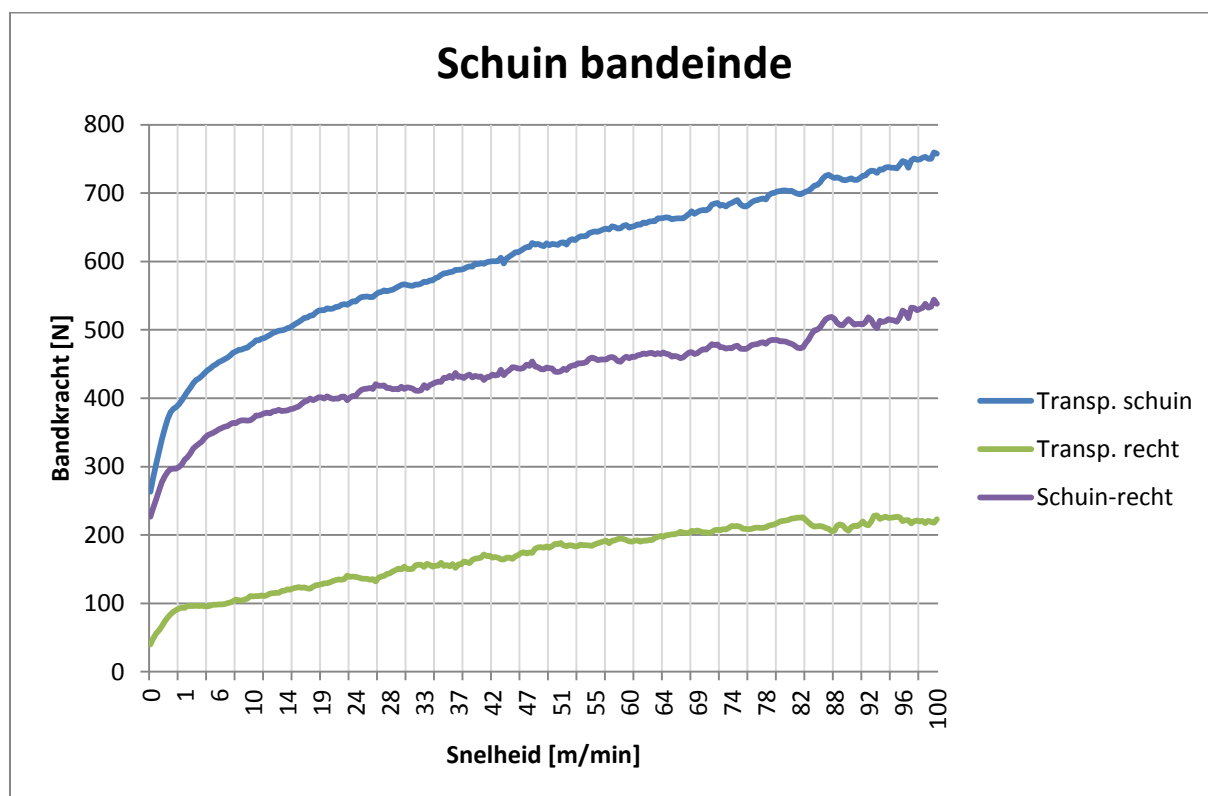
#### Richtingscoëfficiënt

De richtingscoëfficiënt van de mesrol is 0,23 en de beginwaarde is 50 Newton.

### 10.3.4 Schuin bandeinde

#### Inschatting

Gezien de bevindingen met de bandvervorming van vorige paragrafen, is de inschatting dat het schuine bandeinde ook een lineair oplopende meetwaarde geeft. De verwachting is wel dat de waarden afwijkend zijn van de mesplaat, aangezien bij het schuine bandeinde vierkante buizen gebruikt worden in plaats van een plaat.



Figuur 10.5 – Meetresultaten schuin bandeinde

#### Resultaten

In Figuur 10.5 zijn de meetresultaten weergegeven van de metingen die verricht zijn met het de transporteur met schuin bandeinde (Figuur 10.6). De blauwe lijn, in de legenda aangegeven als “Transp. schuin”, geeft de meetresultaten van de schuine transporteur in zijn totaal weer. Anders dan de verwachting uit paragraaf 9.1.4, is de waarde lineair oplopend. Hiermee wordt echter wel de inschatting uit vorige paragraaf bevestigd.



Figuur 10.6 – Transporteur met schuin bandeinde

De groene lijn, in de legenda als “Transp. recht” weergegeven, is de transporteur omgebouwd naar een recht bandeinde. Deze ombouw is in hoofdstuk 8 beschreven en is in Figuur 10.7 te zien.



*Figuur 10.7 – Transporteur met schuin bandeinde omgebouwd naar recht*

Door deze twee waarden van elkaar af te trekken, wordt puur de invloed van het schuine bandeinde berekend. De paarse lijn, in de legenda weergegeven als “Schuin-recht”, geeft deze berekende waarden weer.

Zoals hier uit duidelijk wordt, loopt deze waarde lineair op vanwege de vervorming van de band. Wel is te zien dat het schuine bandeinde aanmerkelijk steiler oploopt dan de mesplaat, bijna twee keer zo snel. Dit is verklaarbaar vanwege de dubbele kering die in de band zit. De band maakt twee keer een kering, dus loopt de waarde ook ongeveer twee keer zo snel op.

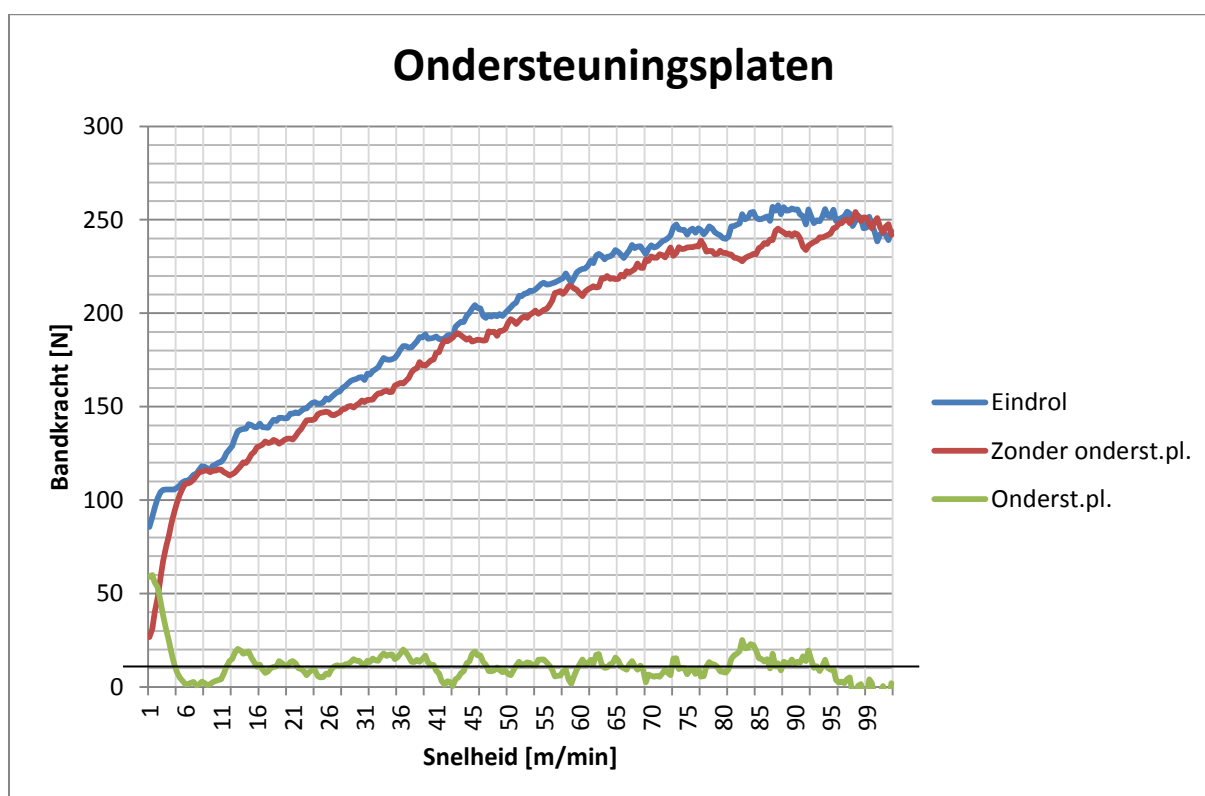
#### *Richtingscoëfficiënt*

De richtingscoëfficiënt van het schuine bandeinde is 0,62 en de beginwaarde bij een bandbreedte van 1,2 meter is 380 Newton

## 10.4 Ondersteuningsplaten

De verwachting die in paragraaf 9.2 weergegeven is, is dat het resultaat van deze meting een constante waarde van ongeveer 7 Newton zou zijn. Deze waarde is volgens de inschatting te klein om nauwkeurig te meten.

In Figuur 10.8 zijn de resultaten van de metingen weergegeven. De blauwe lijn geeft de het gemeten koppel weer van de transporteur met ondersteuningsplaten, en de rode lijn van de transporteur zonder ondersteuningsplaten. De groene lijn geeft de resultaten weer van deze twee lijnen van elkaar afgetrokken. Dit is dus alleen de invloed van de ondersteuningsplaten. Zoals te zien is, is de gemiddelde waarde hiervan ongeveer 10 Newton, wat redelijk in de buurt zit van de verwachting. De resultaten kunnen dan ook als correct beschouwd worden.



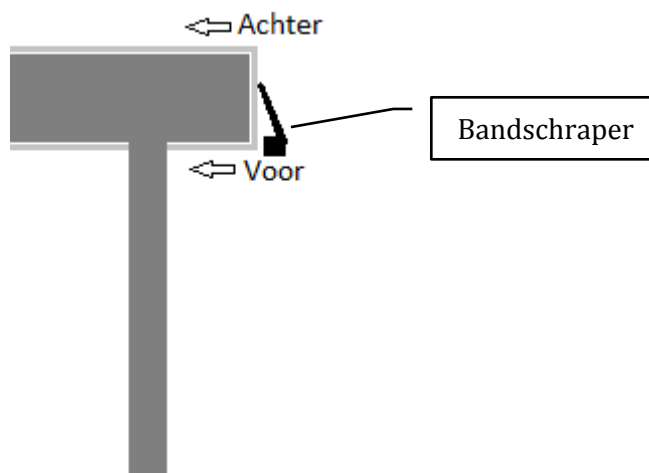
*Figuur 10.8 – Meetresultaten ondersteuningsplaten*

### Transporteurlengte

Aangezien bewezen is dat de meetresultaten min of meer overeenkomen met de vooraf berekende waarde, kan in het vervolg de invloed van de ondersteuningsplaten berekend worden. Aangezien deze waarde in combinatie met de belading, beschreven in de volgende paragraaf, de enige twee invloeden zijn die de bandkracht doen veranderen bij verschillende lengtes, kan de invloed van de lengte van de transporteur aan de hand van deze waarden berekend worden.

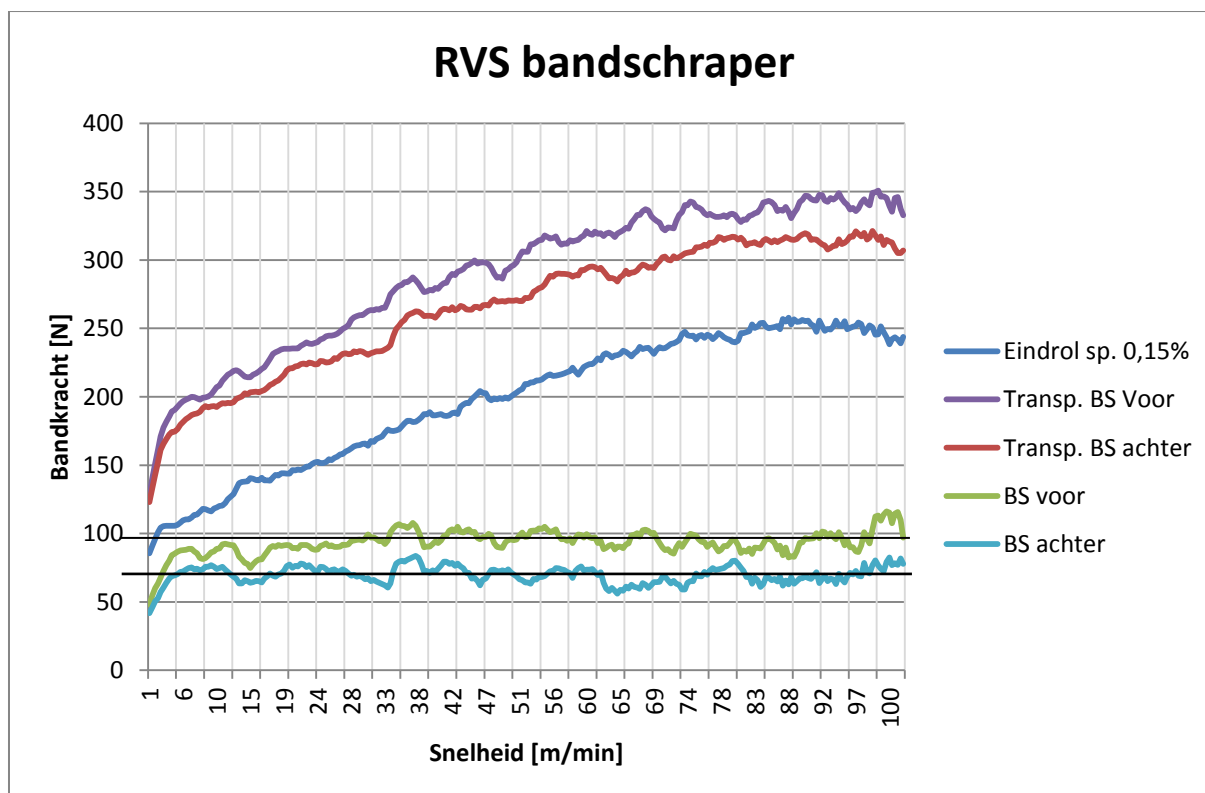
## 10.5 Bandschrappers

In Figuur 10.10 en Figuur 10.11 zijn de resultaten weergegeven van de metingen die verricht zijn met RVS en kunststof bandschrappers. Zoals uit de legenda blijkt, geven de groene en de lichtblauwe lijnen de bandschrappers voor en achter weer. “Voor” betekend dat de bandschraper tegen de draairichting van de band in staat, oftewel werkend is. “Achter” betekend dat de bandschraper met de draairichting van de band mee staat, en daarom slepend werkt. Dit is in Figuur 10.9 toegelicht.



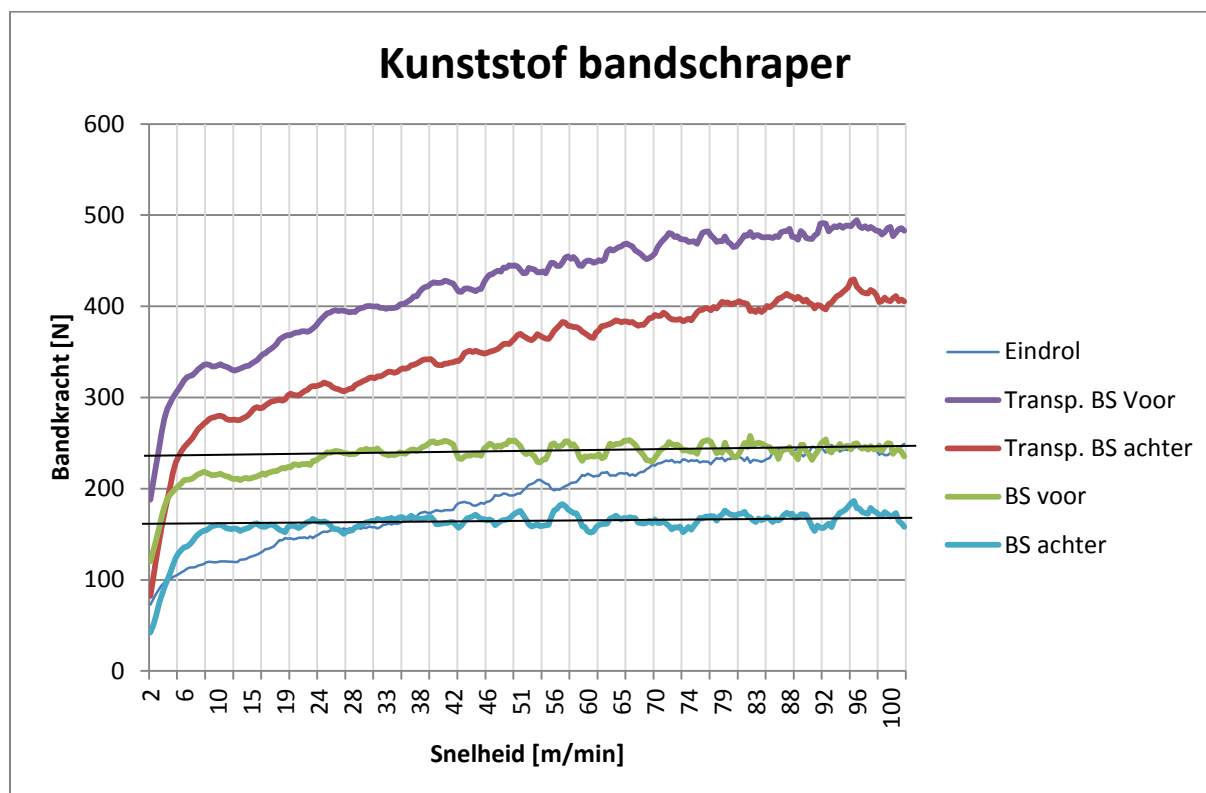
*Figuur 10.9 - Toelichting bandschraper richting*

Uit de meetresultaten komt naar voren dat de verwachting dat de RVS bandschraper van 100 Newton bandkracht juist blijkt te zijn. De gemeten waarde is constant bij elke snelheid, en is ongeveer 100 Newton. De waarde van de bandschraper achter is iets lager. Dit is logisch, omdat de bandschraper hier slepend en niet stekend werkt, waardoor de schraper zichzelf niet in de band drukt en de normaalkracht kleiner is.



*Figuur 10.10 - Meetresultaten RVS bandschraper*

De verwachte resultaten van de kunststof bandschraper blijken niet goed ingeschat te zijn. Vooraf werd verwacht dat de resultaten enigszins lager zouden zijn dan bij een RVS bandschraper, maar de gemeten waarden zijn ruim twee keer zo hoog. Een verklaring voor het feit dat deze waarden beduidend hoger zijn, kan zijn dat het contactoppervlak van de kunststof bandschraper groter is dan de RVS schraper. Daarnaast is de het mogelijk dat de frictiecoëfficiënt hoger is van het polyurethaan van de bandschraper, op het polyurethaan de band dan van het RVS op de band.



**Figuur 10.11 – Meetresultaten kunststof bandschraper**

Bij een bandbreedte van 1,2 meter, moet voor een RVS bandschraper dus een waarde van 100 Newton en voor een kunststof bandschraper een waarde van 250 Newton gebruikt worden om mee te rekenen.

## 10.6 Belading

In paragraaf 9.4 is berekend wat verwachte invloed van de belading op de bandracht ongeveer is. Aan de hand van deze berekening bleek dat dit ongeveer 37 Newton zou moeten zijn.

Figuur 10.13 geeft de resultaten weer van de verrichte metingen. Zoals aan de zes pieken in de figuur te zien is, is bij een constante snelheid zes keer een massa op de transporteur geplaatst. Aangezien de transporteur met een snelheid van 10 meter per minuut draait en 1,5 meter lang is, moeten de gemeten pieken volgens de berekening hieronder ongeveer 9 seconden duren.

$$v = 10 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,17 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$$t = \frac{1,5}{0,17}$$

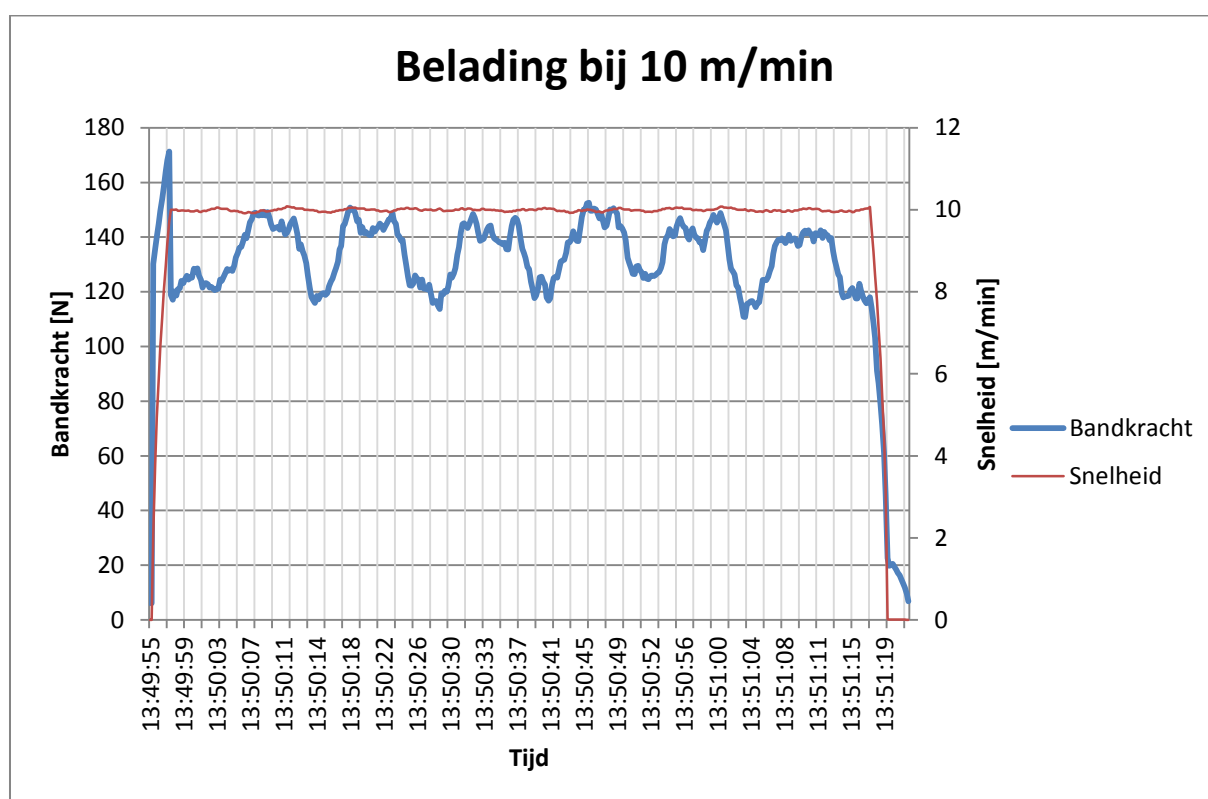
$$t = 9 \text{ sec}$$

De pieken die in Figuur 10.13 weergegeven zijn, zijn ongeveer 9 seconden, wat betekend dat dit de pieken zijn die de belading vertegenwoordigen.

De hoogte van de pieken is ongeveer 30 Newton, wat betekend dat de verwachting enigszins aan de hoge kant berekend is. Dit kan te maken hebben met de frictiecoëfficiënt die enigszins afwijkt van de door de leverancier gestelde waarde. De afwijking is echter dusdanig klein dat deze te verwaarlozen is. Deze test is bij meerdere snelheden uitgevoerd, deze resultaten zijn weergegeven in bijlage 10.



**Figuur 10.12 - Test belading**

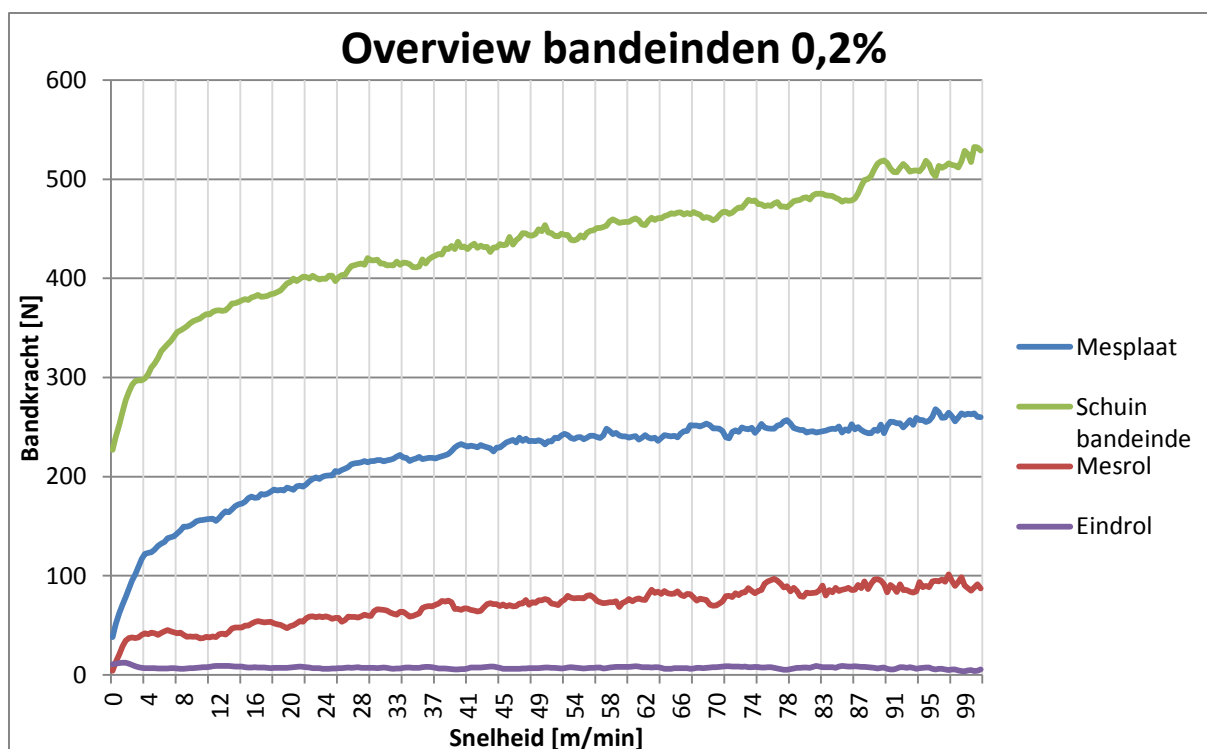


**Figuur 10.13 - Meetresultaten belading**

## 10.7 Bandspanning

In Figuur 10.14 en Figuur 10.15 zijn diverse meetresultaten te zien van metingen met een bandspanning van 0,2% en 0,3% rek. Vanwege een hoge bandkracht en daardoor een te hoog koppel voor de motor, is in Figuur 10.15 geen meetresultaat van het schuine bandeinde te zien.

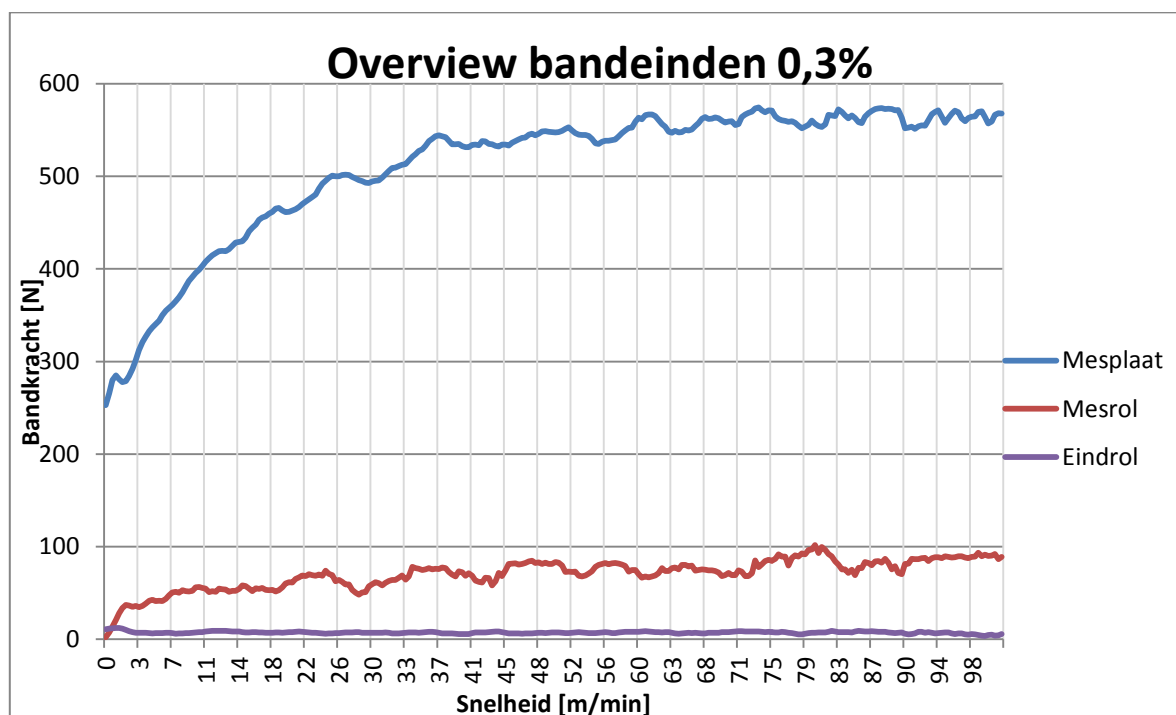
Door Figuur 10.14 en Figuur 10.15 met elkaar te vergelijken, wordt duidelijk dat de bandspanning een zeer grote invloed heeft op de wrijving. De beginwaarde in de grafiek van 0,2% rek, is bij een mesplaat rond de 200 Newton (uitgaande van het lineaire gedeelte). Bij de grafiek van 0,3% rek, is dit ongeveer 500 Newton. De richtingscoëfficiënt blijft ongeveer gelijk, dus er kan van uitgegaan worden dat de spanning alleen invloed heeft op de beginwaarde van de grafiek.



*Figuur 10.14 - Overview bandeinden 0,2% rek*

Bij het vergelijken van de mesrol en eindrol bij verschillende spanningen, blijkt echter dat de waarden niet of nauwelijks verschillen. Dit komt doordat de spanning alleen invloed heeft op de banduiteinden waar zich de meeste frictie voordoet, dus de mesplaat en het schuine bandeinde.

Er kan dus geconcludeerd worden dat het, met name bij het schuine bandeinde en de mesplaat, zeer belangrijk is dat er door de montage met een spanning van maximaal 0,2% rek gewerkt wordt.

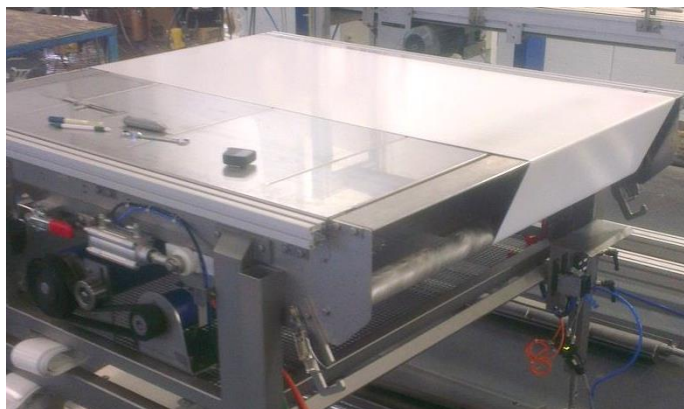


*Figuur 10.15 - Overview bandeinden 0,3% rek*

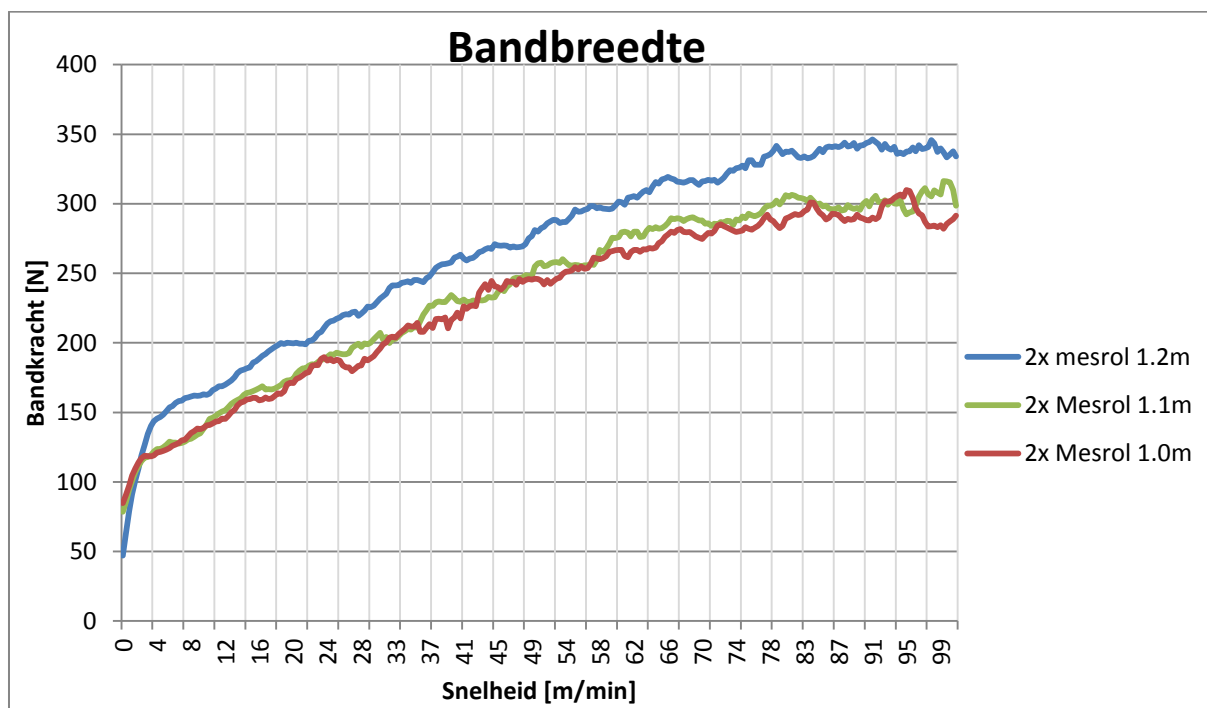
## 10.8 Bandbreedte

Om de invloed van de bandbreedte te meten, is de band zoals in het testplan staat in breedte verkleind. In het testplan is echter gesteld dat er stroken van 0,2 meter van de band afgesneden moeten worden, maar om de meetdata dichter bij elkaar te krijgen is er tijdens het testen voor stroken van 0,1 meter gekozen.

De eerste metingen zijn gedaan met de testtransporteur met een mesrol aan weerszijden van de band. In Figuur 10.17 zijn de meetresultaten weergegeven van deze testen. Aangezien de meting met twee mesrollen op 1,2 meter bandbreedte al gedaan waren in vorige testen, is direct een strook van 0,1 meter van de band afgesneden. De meetresultaten kwamen beduidend lager uit, daarom is direct een tweede strook van de band gesneden. Deze waarde bleek echter nagenoeg het zelfde als de waarde op 1,1 meter. Hieruit kan de conclusie getrokken worden dat de bandspanning een fractie hoger stond bij de oude test op 1,2 meter bandbreedte, maar dat de bandbreedte niet van grote invloed is bij het gebruik van mesrollen. Vanwege de destructieve aard van de testen, is gekozen om niet verder te testen in deze opstelling, maar een wijziging aan te brengen in de testopstelling.

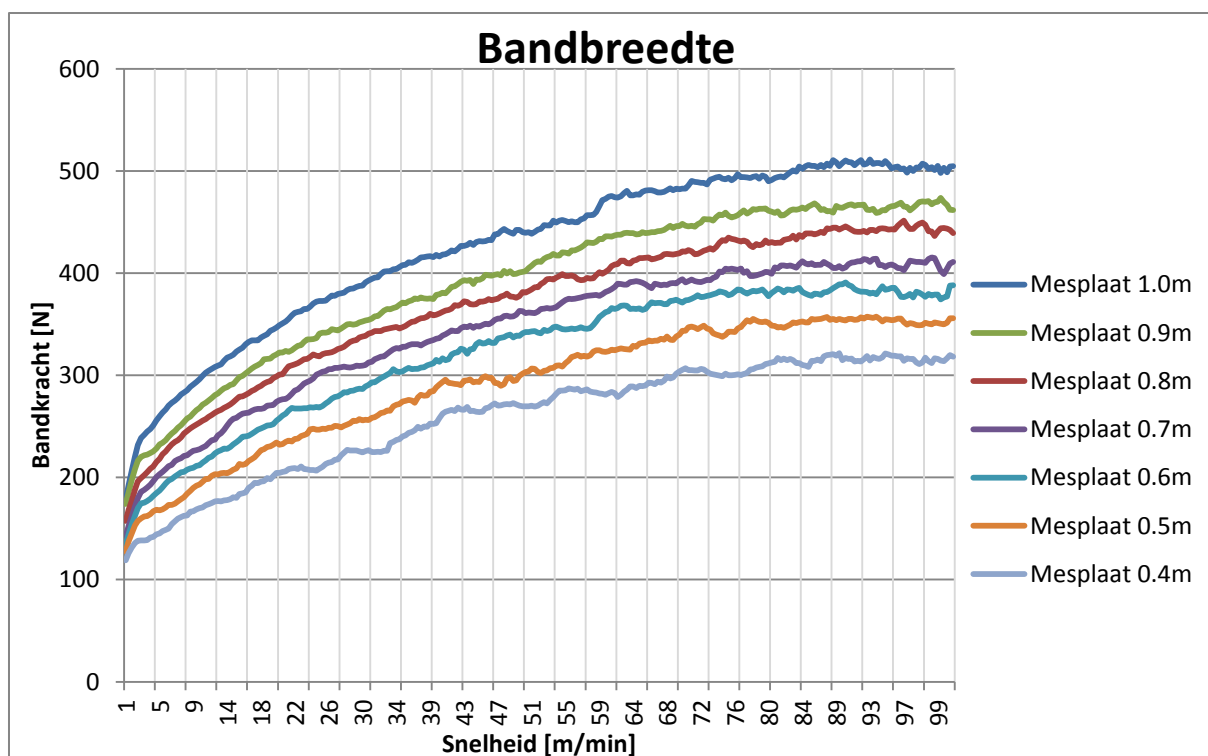


*Figuur 10.16 - Verminderde bandbreedte*



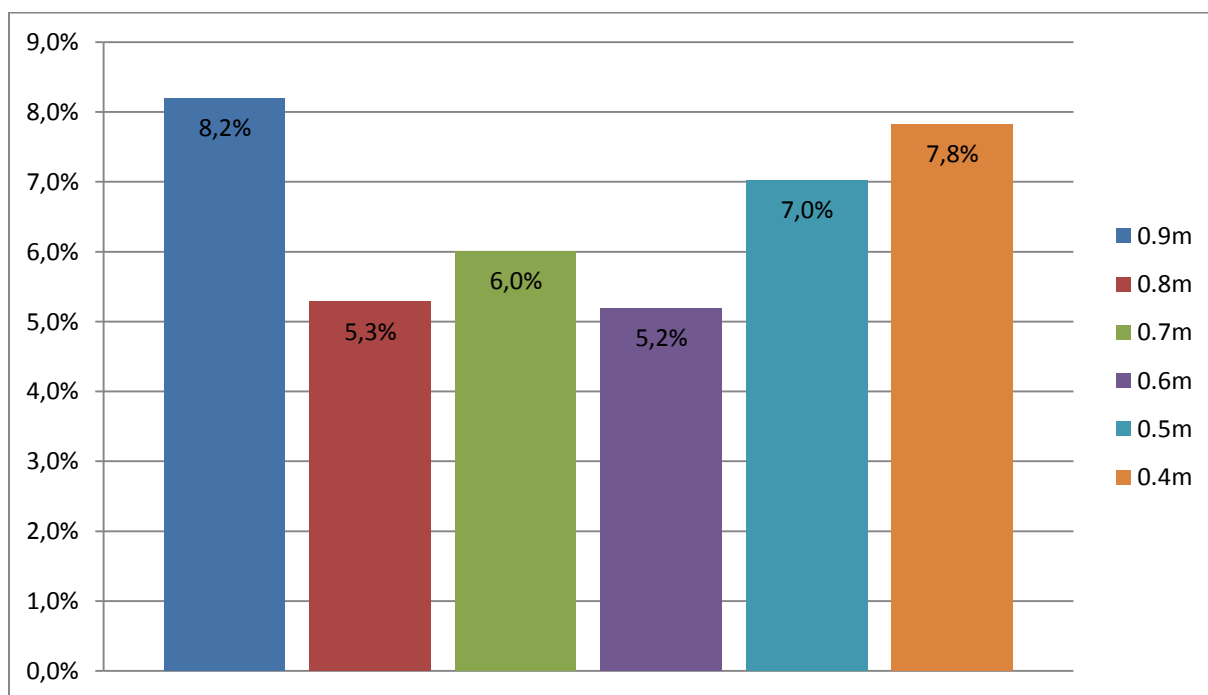
*Figuur 10.17 - Bandbreedte transporteur met mesrollen*

Uit paragraaf 10.7 is gebleken dat de frictie een grote rol speelt bij een mesplaat. De frictie is afhankelijk van de normaalkracht, welke weer afhankelijk is van de bandbreedte. Daarom is er voor gekozen om één mesrol uit te wisselen voor een mesplaat. Aangezien de bandspanning van grote invloed lijkt te zijn, is er voor gekozen om de test verder in zijn geheel uit te voeren met een mesplaat, zodat de bandspanning één keer ingesteld kan worden en niet meer hoeft te wijzigen.



*Figuur 10.18 – Bandbreedte transporteur met mesplaat en mesrol*

In Figuur 10.18 zijn de meetresultaten weergegeven van de testen die gedaan zijn bij het versmallen van de band. Hieruit blijkt dat de meetwaarden een nagenoeg constant percentage afnemen, zoals ook in de verwachting in paragraaf 9.6 beschreven staat. Zoals in Figuur 10.19 te zien is, is de hoeveelheid afname in percentage niet precies lineair. De waarden zitten wel dicht bij elkaar, de maximale uitwijking is slechts drie procent.



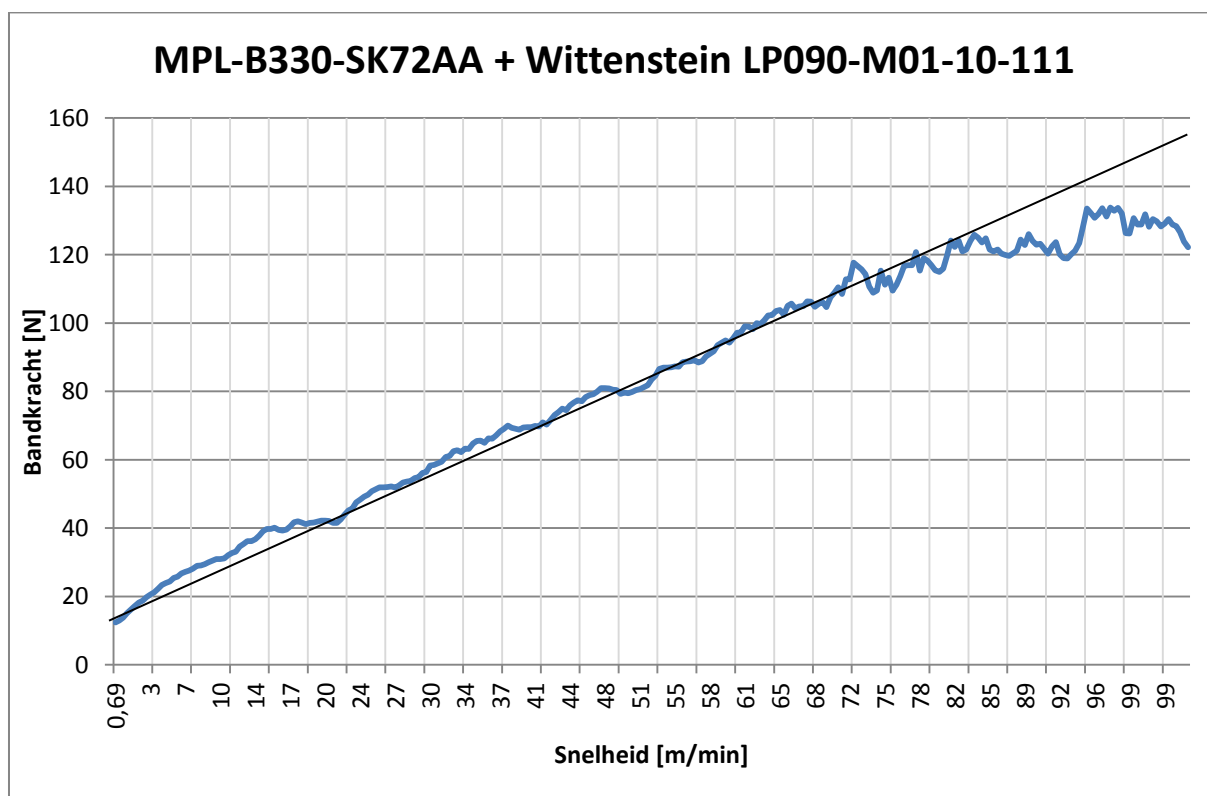
*Figuur 10.19 – Afname bandkracht in percentages*

De gemiddelde waarde van deze meetpunten is ongeveer 6,5%. Dit betekent dus dat het verschil in aandrieffkoppel per 0,1 meter ongeveer 6,5% is. Met deze waarde wordt ook gerekend in de rekentool.

## 10.9 Verliezen overbrenging

Zoals paragraaf 9.7 weergeeft, wordt verwacht dat er geringe verliezen op zullen treden in de overbrenging. De verwachting is dat deze verliezen maximaal rond de 50 Newton bandkracht zitten.

In Figuur 10.20 zijn de meetresultaten van de motor met reductor weergegeven. Deze resultaten zijn, anders dan de verwachting, oplopend en de maximale waarde ligt stukken hoger dan de verwachte waarde van 50 Newton. De waarde loopt echter voor het grootste gedeelte wel lineair op.



*Figuur 10.20 – Meetresultaten verliezen overbrenging*

Een verklaring voor deze oplopende waarden zou kunnen liggen in het wegdrukken van de olie tussen de tanden vandaan. Daarnaast wordt ook een deel van het koppel door de motor zelf opgenomen.

Na contact opgenomen te hebben met Rockwell Automation, de leverancier van de servomotor en reductor, verklaarden zij deze toename in koppel met het feit dat de interne wrijving toeneemt bij hogere snelheden. Als de waarden in Figuur 10.20 omgerekend worden naar een koppel per toerental, blijkt dat deze waarden exact overeen komen met het in de catalogus gestelde “no load running torque”. Deze waarde is in de catalogus 0,4 Newtonmeter bij 3000 toeren per minuut voor de gebruikte vertragskast.

## Deel 3

---

### *Afronding*

# 11 Rekentool

## 11.1 Toelichting

Aan de hand van de in hoofdstuk 10 beschreven testresultaten, is de rekentool geschreven. Deze tool bestaat uit een Excelbestand waarin de berekeningen verwerkt zijn waarmee het aandrijfkoppel per component berekend kan worden. Door al deze berekeningen te combineren kan de uiteindelijke bandkracht berekend worden. In Figuur 11.1 is de niet ingevulde rekentool weergegeven.

|                             |      |                     |  |
|-----------------------------|------|---------------------|--|
| <b>Band</b>                 |      |                     |  |
| Lengte                      |      | m                   |  |
| Breedte                     |      | m                   |  |
| Max. snelheid               |      | m/min               |  |
| Massa band                  | 1,2  | kg/m <sup>2</sup>   |  |
| Frictiecoëfficiënt          | 0,33 |                     |  |
| Spanning                    | 0,1% |                     |  |
| <b>Bandeinden</b>           |      |                     |  |
| Voor                        |      | 0 N                 |  |
| Achter                      |      | 0 N                 |  |
| <b>Bandschrapers</b>        |      |                     |  |
| Voor                        | -    | 0 N                 |  |
| Achter                      | -    | 0 N                 |  |
| <b>Totaal aantal rollen</b> |      |                     |  |
|                             |      |                     |  |
| <b>Massa belading</b>       |      |                     |  |
|                             |      | 0 kg/m <sup>2</sup> |  |
| <b>Bandkracht</b>           |      |                     |  |
| Berekend:                   |      | N                   |  |
| Aanbevolen:                 |      | N                   |  |

*Figuur 11.1 – Rekentool (niet ingevuld)*

Onder het kopje “band” kunnen alle eigenschappen met betrekking tot de band ingevuld worden. De afmetingen en omloopsnelheid zijn twee punten die vaak gewijzigd moeten worden. De massa per vierkante meter, frictiecoëfficiënt en spanning zijn drie punten die eigenlijk bijna altijd gelijk zijn. Daarom staan deze standaard ingevuld.

De kopjes “bandeinden” en “bandschrapers” spreken eigenlijk voor zich, hieronder wordt door middel van een pull-down menu de keuze gegeven om de gebruikte bandeinden en bandschrapers te kiezen. Als er niets ingevuld staat in de vakjes achter “voor” en “achter”, geven deze een foutmelding door rood te kleuren.

Verder kan nog het totaal aantal rollen in de transporteur ingevoerd worden en de massa van de belading.

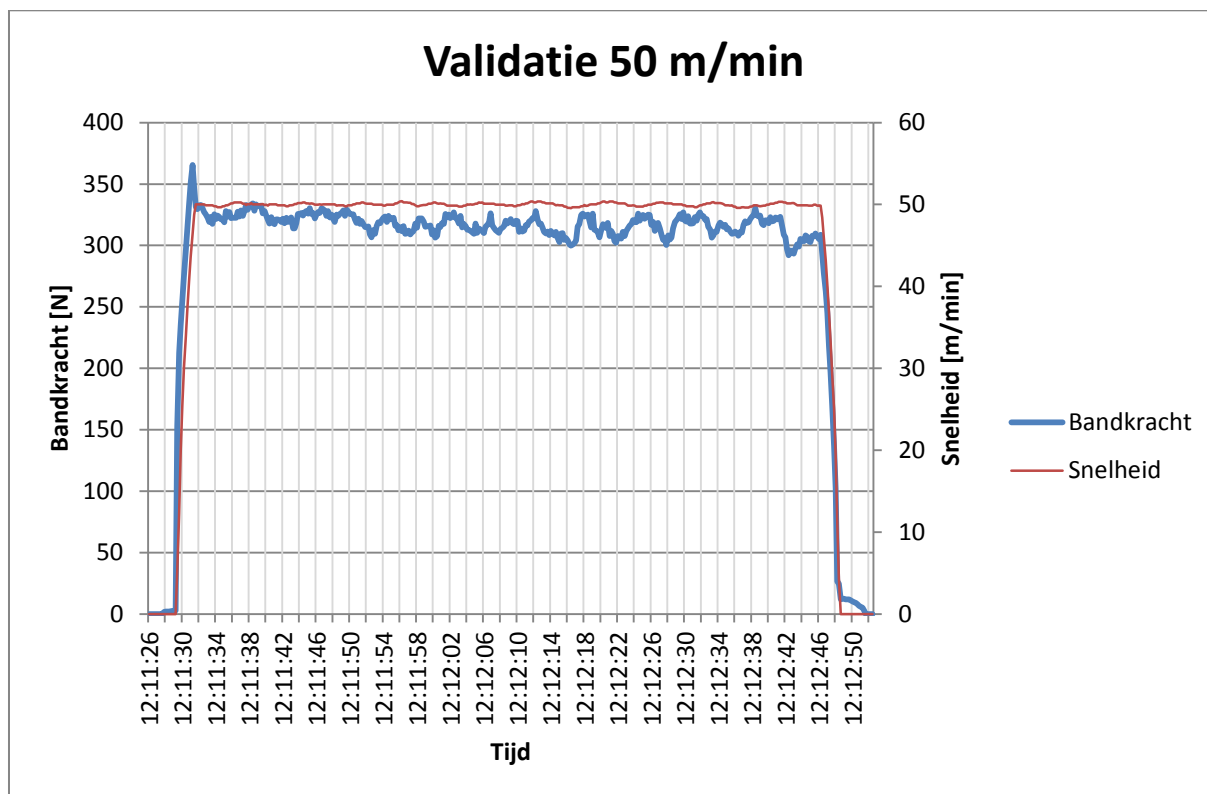
Met al deze gegevens wordt vervolgens berekend wat de uiteindelijke waarde is. Deze wordt in het vakje achter “berekend” weergegeven. Vervolgens wordt deze waarde maal 1,25 gedaan, als aanbevolen waarde om verder mee te rekenen. Deze waarde van 1,25 is gekozen zodat de uiteindelijke motorstroom rond de 80% zit, wat het streven van Houdijk is.

## 11.2 Validatie

Om de rekentool te valideren zijn een aantal testen gedaan met verschillende componenten bij verschillende snelheden.

### 11.2.1 Validatie één

De eerste validatietest is voltooid met een mesrol, eindrol en een RVS bandschraper bij een bandbreedte van 1,2 meter met een snelheid van 50 meter per minuut. Vooraf werd de waarde op 318 Newton berekend. Uit de test kwamen de in Figuur 11.2 weergegeven meetwaarden.

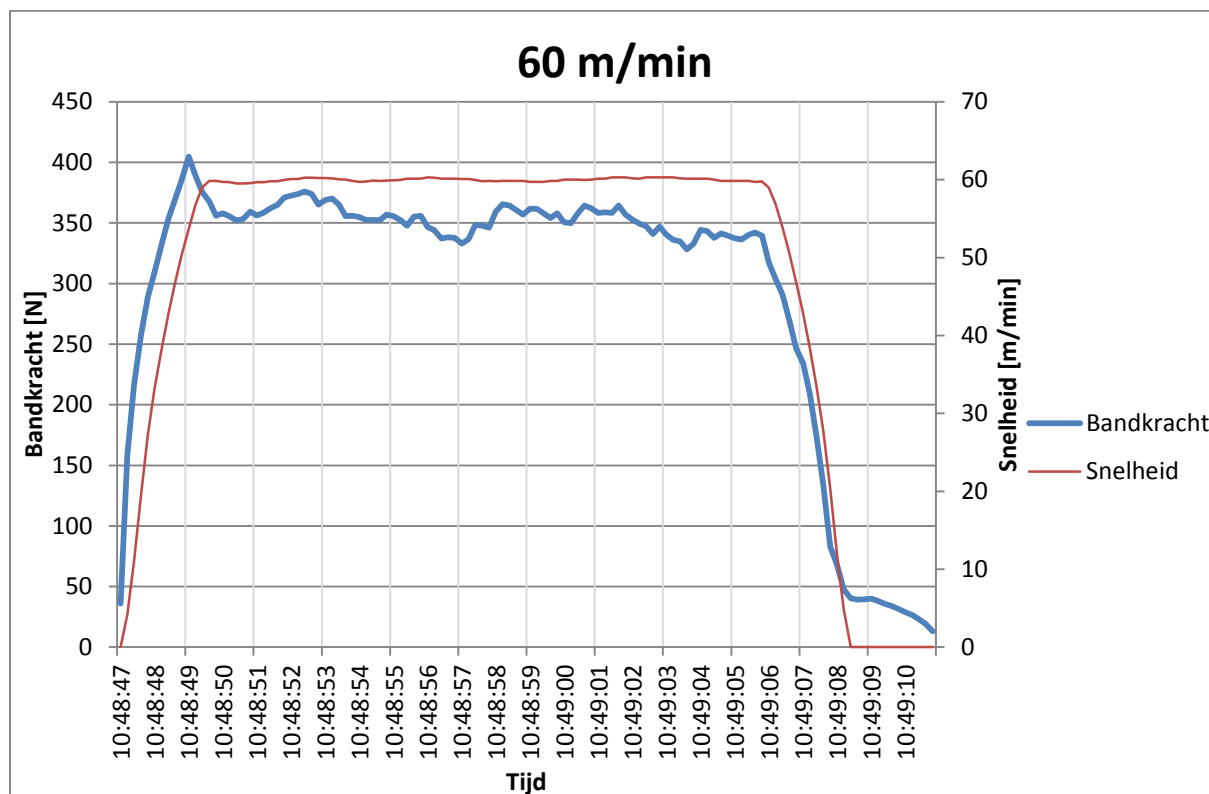


Figuur 11.2 – Eerste validatietest

Deze waarde klopt dus nagenoeg precies, wat betekent dat de rekentool in deze validatietest een zeer goede indicatie geeft van het benodigd motorkoppel.

### 11.2.2 Validatie twee

Voor een tweede validatietest is de band in breedte gereduceerd naar 0,5 meter. Daarnaast is er een RVS bandschraper voor op de band gemonteerd en is de bandspanning verlaagd naar 0,1%. De transporteur is uitgerust met een mesplaat voor op de band en een mesrol achterop de band. Vooraf is berekend met behulp van de rekentool, dat de waarde rond de 367 Newton bandkracht zou liggen. In Figuur 11.3 zijn de resultaten weergegeven van deze tool weergegeven.



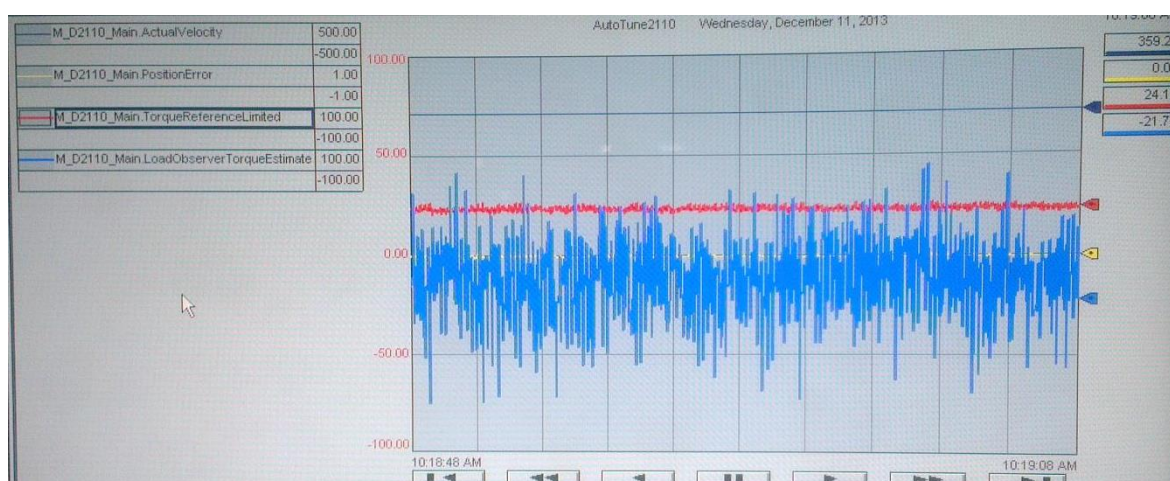
Figuur 11.3 – Tweede validatietest

Zoals de figuur weergeeft, liggen de waarden rond de 350 Newton. De rekentool geeft dus een iets te hoge waarde in verhouding tot de daadwerkelijk gemeten waarden. De afwijking is echter dusdanig klein ( $\pm 5\%$ ) dat de tool wel een hele goede indicatie geeft. In dit geval is de daadwerkelijk gemeten waarde lager dan de berekende waarde. Mocht de afwijking echter de andere kant op zijn zal dit in combinatie met de veiligheidsfactor geen problemen opleveren.

### 11.2.3 Validatie drie

De derde en laatste validatietest is op een andere transporteur gedaan dan de testtransporteur. Deze transporteur is onderdeel van een project wat in de zelfde tijdsperiode opgebouwd werd als de periode waarin deze validatietesten gedaan werden. De afmetingen van deze transporteur zijn 1,5 meter breed en 8,3 meter lang en de transporteur is uitgerust met een mesrol en een eindrol. Verder is er een RVS bandschraper en een bandwasser toegepast. Deze bandwasser bestaat onder andere uit twee RVS bandschrapers. De bandwasser wordt in de berekening dan ook meegenomen als twee RVS bandschrapers. Uit Figuur 11.4 blijkt dat de transporteur een constante snelheid van 359,24 millimeter per seconde draait, omgerekend is dit dus ongeveer 22 meter per minuut.

Als al deze gegevens ingevuld worden in de rekentool, word een bandkracht van 615 Newton weergegeven.



**Figuur 11.4 – Derde validatietest**

De gemeten waarde voor het aandrijfkoppel is in Figuur 11.4 weergegeven met de rode lijn. Van deze grafiek is alleen een screenshot van het programma waarmee de waarden gemeten worden beschikbaar, maar de waarde waarmee gerekend kan worden staan rechts boven in de afbeelding. Deze waarde is 24,12 en vertegenwoordigt het percentage van het nominaalkoppel van de servomotor. Als deze waarde omgerekend worden naar een bandkracht, blijkt dat deze transporteur een bandkracht van 640 Newton heeft. Dit is dus 25 Newton hoger dan de vooraf berekende waarde.

Deze afwijking zou kunnen komen door het dikkere type band wat gebruikt wordt op de transporteur. Dit is echter mogelijke verklaring, maar dit moet onderzocht worden.

## 12 Conclusies

Na het voltooide onderzoek, kan in het algemeen de conclusie getrokken worden dat er een goed inzicht verkregen is in de benodigde bandkracht en daarmee het benodigde aandrieffkoppel. Er zijn nieuwe ontdekkingen gedaan, waar Houdijk in het vervolg zijn voordeel mee kan doen.

In de voorbereidende fase van het onderzoek zijn de volgende conclusies getrokken:

- De belangrijkste factoren om te meten zijn: Mesplaat, mesrol, schuin bandeinde, eindrol, bandschrapers, bandbreedte, ondersteuningsplaten, belading, bandspanning, overbrengingsverliezen en snelheid.
- De meest betrouwbare en realistische manier van het meten van het aandrieffkoppel is door middel van een testtransporteur met een servomotor.

Een aantal van de vooraf verwachte resultaten zijn bevestigd met de testen. Bijvoorbeeld de invloed van de eindrollen, de belading en de RVS bandschrapers. Echter niet alle testresultaten komen overeen met deze verwachting.

Eén van de belangrijkste bevindingen dit rapport naar voren komt, is dat bij componenten waar de band sterke vervorming ondervindt, de bandkracht lineair toeneemt naarmate de snelheid hoger wordt. Deze toename wordt veroorzaakt door de weerstand tegen vervorming die de band heeft, welke groter wordt naarmate de band sneller en vaker moet vervormen. Vanwege de sterke vervorming die optreedt bij de mesrol, mesplaat en het schuine bandeinde, is dit effect bij deze componenten het grootst.

Een andere invloed die met name bij de mesplaat en het schuine bandeinde erg belangrijk is gebleken, is de bandspanning. Kleine variaties in bandspanning, zorgen al voor grote verschillen in spanning. Mede vanwege de behoorlijk onnauwkeurige meetmethode (het meten van de rek in de band) die gebruikt wordt, kan dit onnodig hoge bandkrachten opleveren.

Verder hebben de motor en reductor een andere en grotere invloed op het aandrieffkoppel dan vooraf verwacht. In de verwachting is geschreven dat deze invloed een constante waarde is. De gemeten waarden zijn echter oplopend naar mate de snelheid toe neemt. Dit betekend dat bij de lagere snelheden de gemeten waarden onder de verwachte waarde van 50 Newton zit, maar bij de hogere snelheden loopt deze waarde op tot ruim twee maal de verwachtte waarde.

Een andere onvoorziene uitkomst is dat de kunststof bandschrapers een hogere waarde vertonen dan ingeschat. Deze waarde is ruim twee keer hoger dan vooraf ingeschat.

Als laatste conclusie die getrokken kan worden uit dit onderzoek, is dat de validatietesten uitwijzen dat de gemaakte rekentool is een goede indicatie geeft van de benodigde bandkracht. Met deze bandkracht kan het benodigde aandrieffkoppel berekend worden aan de hand van de overbrengverhoudingen en diameter van de aandrieffrol. Hiermee zijn aan de in het plan van aanpak gestelde opdracht en afbakening voldaan, wat betekent dat de opdracht succesvol afgerond is.

## 13 Aanbevelingen

Behalve de conclusies die uit het onderzoek naar voren gekomen zijn, kunnen er ook een aantal aanbevelingen gedaan worden. Deze aanbevelingen bestaan onder andere uit onderdelen van de opdracht die de buiten de afbakening vielen, maar later wel relevant gebleken zijn. Verder worden overige inzichten in de aanbeveling weergegeven die gedurende de periode verkregen zijn, maar waar geen tijd voor was om te testen. Dit hoofdstuk beschrijft deze aanbevelingen.

Voorafgaand aan het testen, is in de testdekking geschreven dat de bandvervorming waarschijnlijk geen grote invloed zou hebben. Uit de testen blijkt echter dat de bandvervorming een belangrijke invloed heeft op de bandkracht, die niet over het hoofd gezien mag worden. Daarom is het raadzaam om verder onderzoek te doen naar de verschillende factoren die invloed hebben op de bandvervorming, zoals:

- De omspannen boog van de mesplaat
- Verschillende typen transportbanden, zoals dikkere banden met vezels en volledig rubberen banden (dus zonder vezels).

Het is mogelijk de variaties in bandspanning naar aanleiding van de onnauwkeurige meetmethode, op te heffen door middel van automatische pneumatische bandspanners. Deze bandspanners bestaan uit een spanrol die aan weerszijden bevestigd is aan pneumatische cilinders. Door middel van het bewaren van een constante druk wordt de bandkracht constant gehouden. Dit heeft ook als voordeel dat de druk veel nauwkeuriger uitgelezen kan worden dan de rek in de band, waardoor bij verschillende transporteurs een gelijke bandspanning aangehouden kan worden.

In het huidige onderzoek wordt uitgegaan van het gebruik van een servomotor en een speciaal hiervoor bestemde reductor, vanwege het koppel wat eenvoudig en nauwkeurig gemeten kan worden met een servomotor. In de praktijk worden echter veel vaker draaistroommotoren gebruikt. Het is niet bekend wat de verschillen in verlies zijn tussen deze twee typen motoren en dus ook niet wat dit voor invloed heeft op de bandkracht. Daarom is het raadzaam om te proberen hier inzicht in te krijgen door hier onderzoek naar te doen.

De uiteindelijk opgeleverde rekentool geeft een goede indicatie voor de benodigde bandkracht van de transporteurs. Echter, ondanks de validatietesten, is het raadzaam er niet direct blind op te vertrouwen. De eerste periode moet door een ervaren constructeur gecontroleerd worden of de waarden reëel zijn, voordat de daadwerkelijke motorkeuze gemaakt wordt. Het is dus raadzaam eerst een bepaalde periode de tool te valideren, totdat het vertrouwen is gewonnen en eventuele afwijkingen naar voren zijn gekomen en bijgesteld.

# Literatuurlijst

**Tabel 18 – Literatuurlijst – boeken en rapporten**

H. P. M. Clerx, (1998). Spoorsystemen voor transportbanden (2<sup>e</sup> druk). Panningen: DTP Graphic Products.

R. C. Hibbeler, (2007). Mechanica voor technici statica (3<sup>e</sup> druk). Amsterdam: Pearson Education Benelux BV.

R. Grid, (2005). Projectmanagement (4<sup>e</sup> druk). Groningen: Wolters-Noordhoff.

W. Hoogland, I. Brand, R. Dik, (2010). Rapport over rapporteren (6<sup>e</sup> druk). Groningen/Houten: Noordhoff Uitgevers.

F. J. Siers, (2004). Methodisch ontwerpen (3<sup>e</sup> druk). Groningen/Houten: Wolters-Noordhoff.

**Tabel 19 – Literatuurlijst – websites**

| Website:                                                                   | Geraadpleegd voor:                                            |
|----------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| <a href="http://www.schakelschemaboekje.nl">www.schakelschemaboekje.nl</a> | Informatie over elektromotoren.                               |
| <a href="http://www.houdijk.com">www.houdijk.com</a>                       | Bedrijfsinformatie.                                           |
| <a href="http://www.ibtbulk.nl">www.ibtbulk.nl</a>                         | Algemene informatie over werkingsprincipes van transporteurs. |
| <a href="http://www.forbo-siegling.com">www.forbo-siegling.com</a>         | Informatie over transportbanden.                              |