# Ontwerpen van een verticale balanceerbank voor gasturbine rotordisks

# Afstudeerscriptie

| Auteur             | Joey van Kleef<br>12038547@student.hhs.nl<br>joey_kleef@hotmail.com  |
|--------------------|--|
| Opdrachtgever      | Sulzer Turbo Services Venlo B.V.<br>Spikweien 36<br>5943 AD Lomm, The Netherlands<br>Phone +31 (0)77 4738666<br>sulzerscvenlo@sulzer.com<br>www.sulzer.com |
| Bedrijfsbegeleider | Dhr. J. Brouwer<br>Jacques.Brouwer@sulzer.com  |
| Plaats             | Venlo  |
| Stagebegeleider    | Dhr. A. van der Vlugt<br><u>A.vanderVlugt@hhs.nl</u>   |
| Assessor           | Mevr. S. Panahkhahi<br>S.Panahkhahi@hhs.nl   |
| Stagecoördinator   | Dhr. A. van der Vlugt  |
| Datum              | 3-6-2016   |

# Voorwoord

Dit rapport is geschreven in het kader van mijn afstudeerstage bij Sulzer Turbo Services Venlo. De stageopdracht is in het kader van de opleiding Werktuigbouwkunde aan de Haagse Hogeschool.

Sulzer, te Venlo, is onderdeel van Rotating Equipment Service. Wereldwijd heeft deze groep meer dan 4.000 werknemers en in Nederland rond de 150. Sulzer is één van de grootste onafhankelijke dienstverleners in het produceren, repareren en het verlenen van service van roterende onderdelen voor turbines, pompen en generatoren. De groep Rotating Equipment Service is wereldwijd gevestigd op 100 verschillende locaties.

De afstudeeropdracht is voor de Rotorshop die toebehoort aan de afdeling 'Repair & Coating Used Parts'. De rotorshop is o.a. verantwoordelijk voor de volgende werkzaamheden:

- Gasturbine revisies
- Rotor revisies & reparaties voor: gasturbines, stoomturbines, generatoren en compressors
- Reverse engineering en productie van nieuwe onderdelen: rotorassen en lastkoppelingen
- Reparaties van lagers
- Reparaties van brandstofverstuivers
- Rotor/Disk balanceren
- Rotor warmtebehandelingen
- Complete NDT<sup>1</sup> inspectie

Sulzer levert service, productie van nieuwe onderdelen en verzorgt reparaties (ook op locatie).

Dit rapport is bestemd voor Sulzer, de stagecoach vanuit de HHS en eventuele andere geïnteresseerden.

Graag wil ik de volgende personen bedanken:

- Jacques Brouwer voor de begeleiding vanuit Sulzer.
- Bram van der Vlugt voor de begeleiding vanuit de Haagse Hogeschool.
- Wim Deenen voor zijn hulp bij vragen over het balanceren.
- Rien van der Werf en Wiel Pollen voor praktische ondersteuning.
- Bart Vissers voor het contact met leveranciers.

Tenslotte bedank ik iedereen binnen Sulzer voor de leuke samenwerking.

Venlo, 3-6-2016.

Joey van Kleef

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> NDT: Non Destructive Testing: manier van inspecteren van onderdelen waarbij het onderdeel zelf niet beschadigd of vervormd wordt.

# Inhoudsopgave

| Voorwoord   | 2  |
|---|----|
| Samenvatting  | 5  |
| Verklarende woordenlijst  | 6  |
| 1 Inleiding   | 7  |
| 1.1 Aanleiding  | 7  |
| 1.2 Opdrachtomschrijving  | 7  |
| 1.3 Probleem- en doelstelling   | 7  |
| 1.3.1 Probleemstelling  | 7  |
| 1.3.2 Doelstelling  | 7  |
| 1.4 Projectgrenzen en randvoorwaarden                                     | 8  |
| 1.4.1 Projectgrenzen  | 8  |
| 1.4.2 Randvoorwaarden:  | 8  |
| 1.5 Leeswijzer  | 8  |
| 2 Oriëntatiefase  | 9  |
| 3 Onderzoeksfase  | 10 |
| 3.1 Algemene opbouw gasturbinerotor                                       | 10 |
| 3.2 Tekortkomingen huidige methode: mechanisch en elektrisch runout meten | 12 |
| 3.3 Verschillende rotor/turbinedisk typen                                 | 14 |
| 3.4 Onderlinge verschillen  | 14 |
| 3.5 Balanceertheorie  | 16 |
| 3.6 Functieanalyse  | 21 |
| 4 Concepten   | 23 |
| 4.1 Morfologisch overzicht  | 23 |
| 4.2 Concepten   | 25 |
| 4.2.1 Concept 1   | 25 |
| 4.2.2 Concept 2   | 26 |
| 4.2.3 Concept 3   | 27 |
| 4.3 Conceptkeuze  | 28 |
| 4.3.1 Waarderingstabel  | 28 |
| 4.3.2 Keuzematrix   | 28 |
| 4.3.3 Kesselring grafiek  | 29 |
| 4.3.4 Keuze   | 30 |
| 5 Eindontwerp   | 31 |

| 5.1      | Wat is de optredende belasting in de constructie van de balanceerbank? |    |
|----------|--|----|
| 5.2      | Wat is het benodigd motorvermogen?                                     |    |
| 5.3      | Minimale profiel en plaatdikte   |    |
| 5.3.     | 1 Minimale profieldikte  | 35 |
| 5.3.     | 2 Minimale dikte van ophangplaten                                      | 36 |
| 5.4      | Het eindontwerp  |    |
| 5.5      | Wat zijn de kosten? (Machine, constructie en realisatiekosten)         | 41 |
| 6 Cor    | clusie en aanbevelingen  |    |
| 6.1      | Aanbevelingen  |    |
| Literatu | ırlijst  |    |
| Bijlager |  |    |

# Samenvatting

De aanleiding voor het uitvoeren van deze opdracht is de vraag naar een verticale balanceerbank voor gasturbine rotordisks. Deze balanceerbank wordt buiten dit project om ontwikkeld door Sulzer. De huidige verticale balanceerbank heeft een maximale capaciteit tot 2.000 kg. Sulzer wil een nieuwe verticale balanceerbank om zo ook de zwaardere gasturbinerotordisks tot 7.000 kg te kunnen balanceren.

## De doelstelling hierbij is:

"Werk binnen 17 weken een 3D-concept uit van een verticale balanceerbank waarmee de turbinedisks van 7.000 [kg] gebalanceerd kunnen worden. De disks moeten met een nauwkeurigheid van 0,0013 mm in concentriciteit<sup>2</sup> op de balanceertafel gespannen kunnen worden."

Het resultaat is dat er is een balanceerbank ontworpen met een nauwkeurigheid van 0,001 [mm]. De kostprijs van de hele balanceerbank inclusief uren is geschat op € 33.031.

De voornaamste conclusie is dat er een eindontwerp samengesteld is die voldoet aan de vooraf opgestelde eisen in het PVE. Er is nadrukkelijk gelet op het materiaalverbruik en in het bijzonder op de gewenste nauwkeurigheid.

De conclusie uit het theorie onderzoek is dat het voor het balanceren van disks en rotoren van gasturbines is het in de meeste gevallen sprake van dynamische onbalans. Dit betekent dat de disk of rotor rondgedraaid moet worden om te balanceren. In statische stand/stilstand heffen de onbalans krachten zich op en lijkt het dus of er geen onbalans aanwezig is (of de wrijving is te groot om te roteren). Pas als de disks of rotoren rondgedraaid worden is de onbalans zichtbaar en meetbaar. Het uiteindelijke ontwerp van een verticale balanceerbank dient dus aangedreven te kunnen worden.

## Aanbevelingen (de voornaamste)

Hieronder zijn de aanbevelingen weergegeven:

- Het bouwen van de balanceerbank: de ontworpen balanceerbank maakt het mogelijk om binnen een nauwkeurigheid van 0,001 [mm] te balanceren. Het biedt een uitstekende mogelijkheid om voor verschillende disk typen te balanceren. Daarnaast is de balanceerbank zee eenvoudig te gebruiken als runoutbank. De tafel met de disk kan met de hand worden rondgedraaid waardoor het mogelijk wordt gemaakt om de runout door 1 persoon te laten doen.
- 2. Contact opnemen met de field engineer van SEW die aanbood om langs te komen. Tijdens dit moment kunnen extra opties als remmen, fijnere frequentieregelaars en het uitvoeren van het digitale rekenpakket voor o.a. de reductorgrootte m.b.t. de maximaal toegestane radiaalkracht. De nog te kiezen riemtype speelt hierbij ook een rol. Deze keuze hangt af van de maximaal toegestane radiaal belasting op de motoras, afhankelijk van definitieve motorkeuze. Om contact op te nemen met de field engineer van SEW kunnen deze aspecten volledig uitgedacht worden.
- 3. Het balanceren van de balanceerbank zelf nadat deze volledig gebouwd is: door het lassen en assembleren is het uiteraard mogelijk dat de bank enige onbalans bezit. Om de bank eerst te balanceren wordt deze onbalans gecorrigeerd. Voor het beste resultaat dient de bank sowieso per aantal weken gebalanceerd te moeten worden.

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Concentriciteit: samenvallen van de hartlijnen van verschillende axiaal-symmetrische delen van een werkstuk. Bij de verticale balanceerbank gaat het hierbij om het samenvallen van de hartlijn van de as met het geometrisch centerpunt van de disk.

# Verklarende woordenlijst

| Concentriciteit | Samenvallen van de hartlijnen van verschillende<br>axiaal-symmetrische delen van een werkstuk. Bij<br>de verticale balanceerbank gaat het hierbij om<br>het samenvallen van de hartlijn van de as met het<br>geometrisch centerpunt van de disk. |
|-----------------|--|
| Excentriciteit  | Het verplaatsen van het massamiddelpunt t.o.v.<br>het geometrisch centerpunt van de as.  |
| NDT             | Non Destructive Testing: manier van inspecteren<br>van onderdelen waarbij het onderdeel zelf niet<br>beschadigd of vervormd wordt.   |
| PVE             | Pakket van Eisen en Wensen   |

# 1 Inleiding

Dit hoofdstuk vormt de inleiding van de afstudeerscriptie. Hierbij wordt achtereenvolgens ingegaan op: de aanleiding, de opdracht, de probleem- en doelstelling, de hoofd- en deelvragen en de projectgrenzen.

# 1.1 Aanleiding

De aanleiding voor het uitvoeren van deze opdracht is de vraag naar een verticale balanceerbank voor gasturbine rotordisks. Deze balanceerbank wordt buiten dit project om ontwikkeld door Sulzer. De huidige verticale balanceerbank heeft een maximale capaciteit tot 2.000 kg. Sulzer wil een nieuwe verticale balanceerbank om zo ook de zwaardere gasturbinerotordisks tot 7.000 kg te kunnen balanceren.

# 1.2 Opdrachtomschrijving

De opdracht is:

"Ontwerp een mechanische constructie van een verticale balanceer- en runout-bank voor turbinedisks."

De huidige balanceerbank bestaat uit een motor die verticaal (direct in één lijn) is bevestigd met de as en de draaitafel. Nu heeft de motor dus twee functies: aandrijving en het dragen van de as en draaitafel. Deze constructie is niet berekend op de grotere massa van de turbinedisks. De opdracht is dus om een mechanische constructie te ontwerpen van een verticale balanceerbank waarmee de turbinedisks gebalanceerd kunnen worden.

# 1.3 Probleem- en doelstelling

In dit deelhoofdstuk wordt de probleem- en doelstelling weergegeven. Daarbij zijn er een aantal deelvragen geformuleerd die beantwoord dienen te worden om de doelstelling te behalen.

## 1.3.1 Probleemstelling

De probleemstelling voor deze opdracht is:

"Sulzer heeft een verticale balanceerbank voor het balanceren van gasturbine rotor disks. Deze balanceerbank is door Sulzer zelf ontworpen en gebouwd. De capaciteit is echter beperkt tot een disk massa tot 2.000 kg. Hierdoor kunnen turbinedisks van grote en zware rotoren momenteel niet individueel gebalanceerd worden. Turbine disks van dergelijk grote rotoren kunnen een massa hebben van ca. 5.000 tot 7.000 [kg]. Verder is het een wens om de verticale balanceerbank ook te gaan gebruiken voor het meten van de axiale en radiale runout van zowel compressor als turbine disks."

## 1.3.2 Doelstelling

De doelstelling hierbij is:

"Werk binnen 17 weken een 3D-concept uit van een verticale balanceerbank waarmee de turbinedisks van 7.000 [kg] gebalanceerd kunnen worden. De disks moeten met een nauwkeurigheid van 0,0013 mm in concentriciteit<sup>3</sup> op de balanceertafel gespannen kunnen worden."

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Concentriciteit: samenvallen van de hartlijnen van verschillende axiaal-symmetrische delen van een werkstuk. Bij de verticale balanceerbank gaat het hierbij om het samenvallen van de hartlijn van de as met het geometrisch centerpunt van de disk.

# 1.3.2.1 Deelvragen

Om de doelstelling te behalen, moeten de volgende deelvragen beantwoord worden:

- 1. Wat zijn de tekortkomingen van de huidige runoutmethode?
- 2. Welke rotoren/turbinedisks komen voor onderhoud bij Sulzer Venlo?
- 3. Wat zijn de onderlinge verschillen tussen de rotoren/turbinedisks?
- 4. Wat is de optredende belasting in de constructie van de balanceerbank?
- 5. Wat is het benodigd motorvermogen?
- 6. Wat zijn de kosten? (Machine, constructie en realisatiekosten)
- 7. Kunnen er bestaande onderdelen worden ingepast?
- 8. Zijn er nieuwe onderdelen nodig?
- 9. Zijn er bedrijfsaanpassingen nodig voor de ontworpen balanceerbank?

# 1.4 Projectgrenzen en randvoorwaarden

Voor de communicatie en de duidelijkheid tussen de school, de uitvoerder en de opdrachtgever is het belangrijk dat er projectgrenzen worden opgesteld.

## 1.4.1 Projectgrenzen

De onderstaande projectgrenzen vallen buiten de scope, hier dient dus <u>niet</u> aan voldaan te worden:

- De benodigde meetapparatuur voor het balanceren en de runout valt buiten de opdracht. Deze apparatuur is al aanwezig binnen Sulzer.
- Het eindontwerp van de balanceerbank dient specifiek gebruikt te kunnen worden voor de turbinediscs van GE. Turbinediscs van andere fabrikanten worden buiten de scope van de opdracht gehouden.

# 1.4.2 Randvoorwaarden:

De onderstaande randvoorwaarden vallen binnen de scope, hier dient dus wel aan voldaan te worden:

- Er worden meerdere concepten samengesteld.
- Gedurende de oriëntatiefase wordt er onderzoek gedaan naar de verschillende rotoren en turbinedisks die bij Sulzer Venlo in onderhoud komen.
- Als resultaat van de afstudeerstage dient een compleet concept/ontwerp (3D model) gemaakt te worden.
- Sulzer levert informatie m.b.t. het balanceren en meten van runouts.
- Sulzer stelt een testomgeving beschikbaar om een mechanische en elektrische runout meting te doen.
- De belasting op de constructie wordt berekend.

## 1.5 Leeswijzer

Dit project is opgedeeld in de volgende achtereenvolgende fases: oriëntatiefase, onderzoeksfase, conceptfase, detailleringsfase en de uitwerkingsfase. De hoofdstukindeling van dit rapport is ook volgens deze fases ingericht met in hoofdstuk 2 de oriëntatiefase, in hoofdstuk 3 de onderzoeksfase, hoofdstuk 4 de conceptfase, hoofdstuk 5 de detailleringsfase en de uitwerkingsfase.

# 2 Oriëntatiefase

Dit hoofdstuk behandelt de oriëntatiefase van de afstudeeropdracht. Deze fase heeft als doel de eisen en wensen voor het eindontwerp van de verticale balanceerbank voor turbinedisks duidelijk geformuleerd te krijgen. De eisen zijn opgedeeld in variabele en vaste eisen. Aan de vaste eisen dienen alle concepten en het eindontwerp te voldoen, aan de variabele eisen ook maar zal er onderling een verschil zijn in de mate waarin er aan de eis voldaan wordt. Daarnaast is elke eis en wens ingedeeld in de categorie functionele of fabricage eisen.

| Functioneel | Fabricage | Nummer | Voorwaarden   | Vast | Variabel | Wens |
|-------------|-----------|--------|---|------|----------|------|
|             | Х         | 1.1    | Balanceerbank moet volgens ISO 1940/1 (G04) <sup>4</sup> een concentrische nauwkeurigheid hebben van 0,0013 mm.   | Х    |          |      |
| Х           |           | 1.2    | De balanceerbank moet door 1 persoon bediend kunnen worden.   | Х    |          |      |
|             | Х         | 1.3    | De balanceerbank moet 140 rpm kunnen draaien.   | X    |          |      |
|             | Х         | 1.4    | Het ontwerp moet zo goedkoop mogelijk zijn. (Geen overbodig<br>materiaalverbruik: ontwerp bestaat voor grootste deel uit materiaal-<br>en assemblagekosten, ontwerpkosten kunnen buiten beschouwing<br>worden gelaten.) |      |          | Х    |
|             | Х         | 1.5    | De constructie moet zo efficiënt mogelijk ontworpen worden. Geen overdimensionering wat leidt tot overbodig materiaalverbruik.  |      |          | Х    |
| Х           |           | 1.6    | De maximale rem- en opstarttijd is 5 minuten.   | Х    |          |      |
| Х           |           | 1.7    | De balanceerbank moet een massa van 7.000 kg kunnen dragen.   |      |          | Х    |
|             | Х         | 1.8    | Er dient gerekend te worden met een veiligheidsfactor van 2,5.  | Х    |          |      |
| Х           |           | 1.9    | De uitstoot van de motor moet zo laag mogelijk zijn.  |      | Х        |      |
|             | Х         | 1.10   | De lagering van de as moet zo nauwkeurig mogelijk zijn. Minimaal 0,0013 mm (ISO 1940/1 (G04)) op concentriciteit.   |      | Х        |      |
| Х           |           | 1.11   | De benodigde tijd om de disk op de tafel te spannen is tussen de 15<br>en 30 minuten.   |      | Х        |      |
| Х           |           | 1.12   | De bewegingsruimte rondom de balanceerbank moet tussen de 180° en 360° zijn.  |      | х        |      |
|             | Х         | 1.13   | Het ontwerp dient zo onderhoudsvriendelijk mogelijk te zijn.<br>(Afwegen lassen of bout-moer verbinding)  |      |          | Х    |
|             | Х         | 1.14   | De turbinedisks moeten gebalanceerd kunnen worden zonder te worden beschadigd.  | Х    |          |      |
|             | Х         | 1.15   | De balanceerbank moet resistent zijn tegen trillingen uit de omgeving.  | Х    |          |      |
| Х           |           | 1.16   | De bank moet handmatig gedraaid kunnen worden voor het meten van een runout.  | Х    |          |      |
| Х           |           | 1.17   | Op de balanceerbank moeten turbinedisks met een diameter van ca.<br>2,20 meter en een hoogte van 0,4 meter gespannen kunnen worden.   | Х    |          |      |

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> ISO 1940/1 (G04): ISO 1940\1 is een internationale geaccepteerde standaard voor het selecteren van balanceer nauwkeurigheid eisen. G04 geeft de nauwkeurigheid categorie aan. G04 is de nauwkeurigste categorie/degene met de kleinste toleranties. Zie bijlage I voor de berekeningen van de vereiste nauwkeurigheid.

# 3 Onderzoeksfase

Dit hoofdstuk behandelt de onderzoeksfase van de afstudeeropdracht. Het doel van deze fase is tweedelig. Enerzijds om duidelijk in kaart te brengen: wat de problemen zijn van de huidige methodes en waaraan een verticale balanceerbank moet voldoen. Anderzijds theoretisch onderzoek doen om het balanceerprincipe van gasturbinedisk te begrijpen. De conclusies en resultaten uit deze fase worden vervolgens meegenomen in de conceptfase.

Hierbij wordt achtereenvolgens ingegaan op de huidige methode van het meten van runouts en balanceren van disks, de verschillende disks per fabrikant, de balanceertheorie en de functieanalyse.

# 3.1 Algemene opbouw gasturbinerotor

Om een indruk te krijgen van de opbouw van een gasturbinerotor wordt eerst de algemene werking van een gasturbine beschreven. De gasturbine is opgebouwd uit drie hoofdonderdelen: compressor, verbrandingskamer en turbine.

De werking van een gasturbine is gebaseerd op het Joule-Brayton proces (Figuur 1). Dit proces bestaat uit de volgende stappen:

- 1-2: compressie. De compressor bestaat uit meerdere trappen en heeft als functie het comprimeren van de inkomende atmosferische lucht.
- 2-3: verhitten van de lucht. De verbrandingskamer verhit de lucht door het verbranden van brandstof bij een constante druk.
- 3-4: expansie. In de turbine vindt expansie plaats van de hete lucht naar atmosferische druk.
- 4-1: afkoeling. Afkoelen van de gassen in de atmosfeer. Dit gebeurt buiten de gasturbine.





Van dit proces kan een druk-volume diagram (p-V) en een temperatuur-entropie (T-e) diagram gemaakt worden. Deze zijn weergegeven in Figuur 2 Hieruit valt te concluderen dat de processen 1-2 en 3-4 in de ideale vorm isentropisch zijn en de processen 2-3 en 4-1 isobar. In werkelijkheid treden er temperatuur en drukverliezen op waardoor de diagrammen er iets anders uit zien. De lijnen 1-2 en 3-4 zijn dan niet evenwijdig aan de y-as maar zullen beiden iets afbuigen zoals is weergegeven in Figuur 2



Figuur 2: p-V en T-s diagram ideale situatie (links en midden) en T-s diagram werkelijkheid (rechts).

Deze hoofdindeling is ook terug te zien in het ontwerp van de rotor. Aan de linkerzijde komt de lucht binnen en is de compressor weergegeven. Vervolgens is in Figuur 3 de verbrandingskamer niet te zien omdat hier alleen de rotor is weergegeven. De verbrandingskamer is bevestigd aan de casing van de gasturbine waardoor deze dus niet te zien is op de rotor. Aan de rechterzijde is de turbine weergegeven. De compressor en de turbine zijn te onderscheiden door respectievelijk hun convergerende en divergerende vorm. Daarbij bestaat de compressor vaak uit een groter aantal trappen dan de turbine.



Figuur 3: rotor gasturbine GE frame 9.

In Figuur 4 is een schematische doorsnede van de gasturbine weergegeven. Hierin is te zien dat zowel de compressor als de turbinerotor uit verschillende schijven is opgebouwd. Deze schijven worden disks genoemd. Deze disks zijn onderling bevestigd door een krimpverbinding van een mannetjes en een vrouwtjes diameter. Zoals in Figuur 4 (in het rode kader) te zien is bezit elke disk aan de voorkant/leading-edge over een buitendiameter (mannetje) en een binnendiameter aan de achterkant/trailing-edge (vrouwtje). Het binnenoppervlak van de vrouwtjesdiameter en het buitenoppervlak van de mannetjesdiameter zijn tevens de radiale runout vlakken van de disks. Deze diameters van de disks vallen bij het assembleren van de rotor in voorliggende en achterliggende disk. De disks liggen met hun axiale runout vlakken tegen elkaar (zie paarse kader in Figuur 4). Vervolgens worden de compressordisks d.m.v. trekstangen (tie bolts) bij elkaar gehouden.



Figuur 4: doorsnede gasturbine GE frame 9 type MS9001E.

De disks moeten na assemblage één gehele rotor vormen. Dit houdt in dat de disks op dezelfde hartlijn moeten liggen en dat er geen te grote onbalans optreedt. Om dit te voorkomen worden de disks individueel uitgelijnd op radiaal en axiaal vlak. Dit uitlijnen gebeurd door de disks te balanceren en een runout meting te doen. Op radiaal vlak worden de mannetjes en de vrouwtjes diameter als referentie gebruikt. Dat betekent dat de disks ge-runout worden op deze diameters om te bepalen of elke individuele disk een radiale afwijking heeft. Op axiaal vlak worden de contactvlakken van de disks als referentie gebruikt zie Figuur 4 (in het blauwe kader).

De compleet geassembleerde rotor wordt als geheel ook nog gebalanceerd. Het nadeel hiervan is echter dat er bijvoorbeeld bij het compressorgedeelte nog maar twee vlakken zijn waar de onbalans gecorrigeerd kan worden door correctiemassa's toe te voegen. Deze twee vlakken bevinden zich aan de voor- en achterzijde van de rotor. Als er bij het balanceren van de gehele compressorrotor dus een onbalans wordt gemeten bij compressortrap 6 dan moet deze onbalans in trap 1 of trap 14 (de laatste trap, aantal compressortrappen afhankelijk van het type gasturbine) gecorrigeerd worden. Dit heeft als resultaat dat er spanningen gevormd worden in de rotor. Een onbalans dient namelijk bij voorkeur altijd gecorrigeerd te worden in het punt waar deze gemeten wordt. De gemeten onbalans van trap 6 kan namelijk wel bij 14 gecorrigeerd zijn als er gekeken wordt naar het geheel maar daarmee verandert niet de individuele onbalans van disk 6. Hierdoor is het dus mogelijk dat trap 6 een andere rotatiecirkel heeft als de andere disks waardoor er dus spanningen in de assemblage optreden.

# 3.2 Tekortkomingen huidige methode: mechanisch en elektrisch runout meten

Vanwege het feit dat er momenteel nog geen machine is die het mogelijk maakt om turbine- en compressordisks te balanceren en runout metingen te doen, is er op een geïmproviseerde manier een runout opstelling samengesteld. Deze geïmproviseerde manier wordt hieronder weergegeven.

Voor het verrichten van runoutmetingen is er een opstelling gemaakt. Deze opstelling bestaat uit een plaat met daarop vijf radiaallagers bevestigd. Twee van deze vijf lagers dienen als geleidinglagers. De disks worden met hun voorkantzijde/leading-edge (vanuit de inlaat van de gasturbine gezien) op de tool gelegd. Dat wil zeggen dat de buitendiameter van de mannetjes krimpverbinding naar beneden ligt. Deze buitendiameter valt om de as en tegen de 2 grote ondersteuningslagers aan (zichtbaar in de linkerafbeelding in Figuur 5). De andere 3 kleinere lagers (weergegeven in de middelste afbeelding in Figuur 5) dienen als ondersteuningslager. Hier wordt de disk met het axiale runout vlak/contactvlak opgelegd.



Figuur 5: huidige runout methode.

Vervolgens worden de disks geroteerd met de hand. Het nadeel hiervan is dat dit maar tot een bepaalde diskmassa mogelijk is. Op een gegeven moment wordt het simpelweg te zwaar om de disk met de hand te roteren. Door mechanische of elektrische uitslagklokjes op de radiale en axiale runout vlakken te bevestigen kan de slag in axiale en radiale richting bepaald worden. Een voorbeeld van zo een mechanische analoge klok is weergegeven in Figuur 6.



Figuur 6:mechanische analoge uitslagklok die gebruikt wordt bij het meten van een runout.

De waarde van de klok wordt per gradenhoek (om de 30° bijvoorbeeld) op een formulier genoteerd<sup>5</sup>. Het radiale vlak van de runout/het oppervlak van de mannetje-vrouwtje diameter, geeft een beeld van de rondheid. Voor het centreren van de disk op een balanceertafel worden de uitslagklokjes ook gebruikt om te bepalen of de disk daadwerkelijk in het midden ligt. Bij een ovale (of niet ronde) disk of een niet volledig gecentreerde disk zal de slag uitslag van de klokjes bij 0° positief zijn bijvoorbeeld 0,02 mm en bij 180° negatief -0,02 mm.



Grafiek 1: Runout waarden bij een ovale of niet volledig in het middelpunt opgespannen disk.

Als de waarden vanaf een runoutformulier uit bijlage II worden verwerkt in een grafiek dan is de afwijking in het opspannen/rondheid van de disk te bepalen. Zie de Grafiek 1 als voorbeeld. Uit deze figuur valt te concluderen dat de disk een runout heeft van 0,04 [mm]. De slag die de disk maakt is echter de helft van de runoutwaarde dus 0,02 [mm]. Dit is essentieel om te begrijpen wanneer er in het PVE gesproken wordt over een vereiste nauwkeurigheid van 0,0013 [mm] in concentriciteit. De lagers of de aandrijfas zelf mogen dus een maximale runout hebben van 0,0026 [mm]. Maar de nauwkeurigheid in opspannen of anders gezegd de toegestane afwijking van het geometrisch centerpunt van de disk t.o.v. de hartlijn van de aandrijfas mag maximaal 0,0013 [mm] zijn.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Zie bijlage II voor een runout formulier.

# 3.3 Verschillende rotor/turbinedisk typen

Deze paragraaf behandelt de verschillende rotor en turbinedisk typen die bij Sulzer Venlo voor onderhoud komen. In Tabel 1: Gasturbine rotor revisies. is een overzicht weergegeven van de verschillende type gasturbines per fabrikant. In de tabel zijn vijf verschillende fabrikanten weergegeven. In werkelijkheid zijn er meer fabrikanten waarvan gasturbines voor onderhoud komen bij Sulzer in Venlo. De fabrikanten die in de tabel zijn weergegeven zijn de meest voorkomende en dan vooral GE, Siemens en Westinghouse. In het volgende deelhoofdstuk worden deze drie fabrikanten verder toegelicht. De overige fabrikanten worden buitenbeschouwing gelaten omdat deze veel minder voorkomen en daardoor minder van belang zijn.

| GE        | Siemens           | Westinghouse/MHI | Fiat | Pratt &<br>Whitney |
|-----------|-------------------|------------------|------|--------------------|
| Frame 3   | V64.3             | 101              | TG16 | GG4                |
| Frame 5   | V64.3A            | 191              | TG20 | FT4                |
| Frame 6B  | V93.0             | 251              |      |                    |
| Frame 7B  | V94.1             | 501              |      |                    |
| Frame 9E  | V94.2             | 701              |      |                    |
| Frame 9FA | SGT-600 (GT10A/B) |                  |      |                    |

Tabel 1: Gasturbine rotor revisies.

## 3.4 Onderlinge verschillen

In dit deelhoofdstuk worden de verschillende turbinedisktypen weergegeven en beschreven. Het gaat hierbij om rotordisks van de fabrikanten: GE, Siemens en Westinghouse. In het Plan van Aanpak van de afstudeeropdracht is besloten en vastgelegd dat de opdracht zich richt op de rotordisks van GE. Door toch een beeld te geven van de onderlinge verschillen wordt het ook duidelijk waar de balanceerbank uiteindelijk aan moet voldoen.

#### GE

De compressor- en turbinedisk van GE hebben als kenmerk de cirkel van gaten, halverwege de straal van de disk. Door deze gaten worden trekstangen geschoven waardoor de op volgorde gestapelde disks (eerst trap 1 dan trap 2, trap 3, trap 4...etc.) één geheel vormen. Deze trekstangen zijn eigenlijk niets meer dan lange bouten waar de verschillende trappendisks op bevestigd worden en uiteindelijk met een moer geklemd worden. Naast deze gaten zijn de GE disks te herkennen aan het gat in het midden. Om dit gat zit een ring met een bepaalde diameter. Dit zijn de betreffende mannetjes en vrouwtjes diameters van de disk waarmee de disks zoals eerder beschreven d.m.v. een krimpverbinding aan elkaar bevestigd zijn. Het derde punt is een contactvlak rondom de trekstang gaten. Dit vlak is het vlak waarop de disks axiaal ge-runout worden. Dat wil zeggen dat deze vlakken (qua omloop en slag) zo nauwkeurig mogelijk moeten zijn ten opzichte van het radiale vlak.



Figuur 7: compressordisk (links) en turbinedisk (rechts) van GE. Siemens

De Siemens disks worden gekenmerkt door de vertanding (haaientanden) langs de buitenrand. Deze vertanding zorgt ervoor dat torsie tussen disks wordt tegengegaan. De vertanding is zowel op de compressor- als de turbinedisks te zien. De discs worden uiteindelijk om de as van de rotor geklemd. Zoals in Figuur 8: compressordisk (links) en turbinedisk (rechts) van Siemens.te zien is bevatten de Siemens gasturbines één centrale as. In tegenstelling tot de gasturbines van GE waarbij de disks tegen elkaar geklemd worden en er geen echte centrale rotoras is.



Figuur 8: compressordisk (links) en turbinedisk (rechts) van Siemens.

#### Westinghouse

De disks van Westhinghouse verschillen in de compressor en de turbine. De turbinedisks hebben net als de Siemensdisk een vertanding, de vorm van de vertanding verschilt wel. De vertanding van de Westinghouse disks hebben een conische vorm waar de Siemensdisks zoals eerder genoemd de vorm van een haaientand (driehoekig) hebben. De compressordisks worden geklemd op de rotoras. De turbinedisks zijn nog voorzien van een vertanding.



Figuur 9: compressordisk (links) en turbinedisk (rechts) van Westinghouse.

# 3.5 Balanceertheorie

Onbalans in een rotor is het resultaat van een ongelijke verdeling van massa, wat leidt tot vibraties. Een ongelijke verdeling van massa betekent een verplaatsing van het massamiddelpunt/zwaartepunt t.o.v. geometrisch centerpunt van de disk/rotor. Dit wordt het Mass Center Displacement genoemd, afgekort in MCD en aangeduid met *e* in [mm].

De vibraties zijn het gevolg van een

centrifugaalkracht die wordt geproduceerd door een combinatie van een onbalans in massa met een radiale versnelling door rotatie. De centrifugaal krachten worden doorgegeven aan de lagers van de rotor. Elk punt op de lagers zal deze centrifugaalkracht eenmaal per omwenteling ondervinden. De centrifugaalkracht als gevolg van de onbalans is met de volgende formule te berekenen:



Figuur 10: schematische weergave van het ontstaan van de onbalans in gasturbinedisk door het verplaatsen van het massamiddelpunt t.o.v. het geometrisch centerpunt.

$$F = m * \omega^2 * e$$

- *F* : Kracht als gevolg van de onbalans [N].
- $\omega^2$  : rotatiesnelheid van de rotor [m/s],  $\omega = 2\pi N/60$ .
- *e* : Excentriciteit, verplaatsing van het massamiddelpunt t.o.v. de centerline van de rotor/disk [mm].

Bij een 100% juiste productie en een gelijke homogeniteit van het materiaal is het zo dat het massamiddelpunt op dezelfde plek ligt als het geometrisch centerpunt van het voorwerp. Er zijn echter enkele factoren die onbalans in de rotor/disks veroorzaken:

- Productiefouten in passingen en toleranties, concentriciteits fouten
- Thermische vervorming.
- Ongelijke homogeniteit van het materiaal; samenstelling van het materiaal niet op elk punt hetzelfde of er zijn tijdens het gietproces vroegtijdige stollingen of holtes ontstaan.
- Restspanningen in materiaal na productie of bewerkingen.

Balanceren is het proces waarbij de ongelijke verdeling van de massa gecorrigeerd wordt. Hierdoor kan de rotor zonder ongecompenseerde centrifugaalkrachten roteren. Het corrigeren van de massaverdeling wordt meestal gedaan door het toevoegen van compensatie gewicht. Ook kan het zijn dat de massaverdeling hersteld wordt door juist materiaal te verwijderen door bijvoorbeeld te boren (of draaien/frezen).

De reden waarom er gebalanceerd wordt is het feit dat de vibraties en de centrifugaalkracht onderdelen van de machine en de ondergrond kan beschadigen. Zelfs de omgeving kan beschadigd worden als de kracht/onbalans hiervoor groot genoeg is. Vibraties kunnen leiden tot hogere belastingen op machineonderdelen en leiden tot vermoeiing en verhoogde slijtage. Voor balanceren wordt er onderscheid gemaakt in statisch, koppel en dynamisch balanceren. Deze verdeling is weergegeven in Figuur 11: onbalans in een rotor. Statische onbalans links, koppel onbalans



Figuur 11: onbalans in een rotor. Statische onbalans links, koppel onbalans midden en dynamische onbalans links.

midden en dynamische onbalans links..

De symbolen in deze figuur staan voor:

- G : Massamiddelpunt/zwaartepunt rotor/disk.
- M : Moment [N\*m].
- $\phi$  : Hoekverdraaiing van de hartlijn van de rotor,  $\phi$ , t.o.v. de hartlijn van de as [°].

De onbalans, U [g\*mm], in een rotor is te definiëren als:

$$U = m * e$$

*m* : Massa van rotor/disk [g].

*e* : excentriciteit, verplaatsing van het massamiddelpunt/zwaartepunt t.o.v. de centerline van de rotor/disk [mm].

De correctiemassa,  $m_c$  [g], op een radius r, wordt berekend met de formule:

$$m_c = \frac{e * m}{r}$$

De correctiemassa moet op 180° geplaatst worden ten opzichte van de onbalans. Een dergelijke correctie noemt men enkelvlaksbalanceren omdat de onbalans in één vlak gecorrigeerd wordt. Naast het eenvlaksbalanceren is er ook het tweevlaksbalanceren. Hierbij wordt de onbalans in twee vlakken gecorrigeerd.



Figuur 12: weergaven van een disk waarop correctiemassa's (in het rood) zijn bevestigd.

Statische onbalans

De situatie van statische onbalans is weergegeven in Figuur 13: VLS (vrijlichaamschema) van de statische onbalans.. Statische onbalans is te herkennen door het vanuit stilstand automatisch roteren van een disk/rotor wanneer deze wordt opgehangen om een as. Het zwaarste punt van de disk zal dan altijd naar beneden willen hangen. Wanneer je de disk dus 90 graden verdraait dan zal die vanzelf terugdraaien zodat het zwaarste punt naar beneden gericht is. Dit is een onbalanskracht die reeds aanwezig is in een niet roterende machine. Deze onbalans kan worden opgeheven door te balanceren en correctiemassa aan te brengen (of te verwijderen) op één vlak.



Figuur 13: VLS (vrijlichaamschema) van de statische onbalans.

De centrifugaalkracht (F), veroorzaakt door de onbalans in het punt in de linker afbeelding, op de afstand e van de centerline van de rotor. De onbalans wordt vervolgens gecorrigeerd door de correctiemassa's in punt I en II aan te brengen. De centrifugaalkracht (F), veroorzaakt door de onbalans van de disk, wordt zo opgeheven/gecorrigeerd door de centrifugaalkrachten van de correctiemassa's ( $F_I en F_{II}$ ). Hierbij geldt:

$$F_I + F_{II} = F \qquad en \qquad F_I * l_1 = F_{II} * l_2$$

 $l_1$  en  $l_2$  zijn weergegeven in Figuur 14: VLS koppelonbalans.. De bovenstaande vergelijkingen kunnen herschreven worden tot de volgende vergelijkingen:

$$F_I = rac{l_2 * F}{l_1 + l_2}$$
 en  $F_{II} = rac{l_1 * F}{l_1 + l_2}$ 

**Koppelonbalans** 

Bij koppelonbalans snijdt de hartlijn van de rotor de hartlijn van de as in het massamiddelpunt (G). Het grote verschil met statisch balanceren is dat het massacenterpunt bij koppelonbalans niet verplaatst. De onbalans wordt in dit geval veroorzaakt door het niet geheel concentrisch assembleren van de disks. Het gevolg hiervan is dat de hartlijn van de gehele rotor een verdraaiing heeft ondergaan t.o.v. de draaias. De koppelonbalans is hierdoor alleen maar detecteerbaar als het onderdeel roteert.



Figuur 14: VLS koppelonbalans.

Hierbij moet de vibratie aan beide kanten van de rotor gemeten worden om een beeld te krijgen van de onbalans. Dit is omdat een onbalans over de gehele rotor wordt gemeten maar dat wil niet zeggen dat de hoek van de onbalans in de gehele rotor gelijk is. Bij koppelonbalans kan dit 180 ° verschillen zoals in figuur 3 te zien is. In de meeste gevallen is de onbalans in een rotor een combinatie van een statische en koppelonbalans.

Het moment  $M = (I_d - I_p)\omega^2 \phi$  dat onstaat door de koppelonbalans in de rotor wordt gecompenseerd door een koppel van krachten. Door correctiemassa's  $(m_1 en m_2)$  toe te voegen, worden centrifugaalkrachten  $P_I = m_1 \omega^2 a_1$  en  $P_{II} = m_2 \omega^2 a_2$  gevormd die het moment corrigeren. Hierbij geldt:

$$P_I l_1 + P_{II} l_2 = M$$
 en  $P_I = P_{II}$ 

De laatste vergelijking is er om te voorkomen dat er een nieuwe statische onbalans gevormd wordt door het toevoegen van  $m_1 en m_2$ . In werkelijkheid zijn het vectoren en dient de vergelijking geschreven te worden als  $\overline{P_I} = -\overline{P_{II}}$ . De vergelijkingen zijn te herschrijven tot:

$$P_I = P_{II} = \frac{M}{l_1 + l_2}$$

#### Dynamische onbalans

In verreweg de meeste gevallen zal de onbalans in een rotor/disk bestaan uit een combinatie van een statische- en koppelonbalans. Deze combinatie wordt dynamische onbalans genoemd. Bij statische onbalans en koppelonbalans is het zo dat de momenten en krachten in hetzelfde vlak liggen. In veel gevallen is dit echter niet zo. Een situatie waarbij de krachten en momenten niet in hetzelfde vlak liggen wordt dynamische onbalans genoemd. De situatie van dynamische onbalans is weergegeven in Figuur 15: dynamische onbalans.



Figuur 15: dynamische onbalans.

Door correctiemassa's toe te voegen worden centrifugaalkrachten gevormd die de onbalans corrigeren. De moeilijkheid bij dynamisch balanceren is alleen dat de grootte van de correctiemassa berekend moet worden door de verschillende vectoren (krachten en momenten) in richtingen te ontbinden. Hierdoor is het balanceren van een dynamische onbalans (ook wel tweevlaksbalanceren genoemd) een stuk moeilijker. Eerder hebben we gezien bij statische- en koppelonbalans dat de onbalans gecorrigeerd wordt door het toevoegen van een correctiemassa in één vlak. Deze balanceermethode wordt eenvlaksbalanceren genoemd. Bij het balanceren van individuele disks is er altijd sprake van eenvlaksbalanceren. Er is namelijk maar één vlak beschikbaar waar correctiemassa toegevoegd kan worden. Voor het balanceren van een totale rotor is er altijd sprake van tweevlaksbalanceren. Correctiemassa's kunnen namelijk worden aangebracht in de eerste en laatste trapdisk van de rotor.

Het balanceren van de disks en de rotor wordt gedaan door gebruik te maken van een computer en een vibratiemeter. Afhankelijk van waar men voor kiest kunnen er verschillende parameters gemeten worden:

- 1. Versnelling:  $a [m/s^2]$ .
- 2. Snelheid:  $v = \frac{a}{2\pi f} \left[\frac{m}{s}\right]$ .
- 3. Verplaatsing:  $d = \frac{a}{4\pi^2 f^2}$ .



*Figuur 16: relatie tussen de drie verschillende vibratie parameters en de frequentie.* 

De verschillende paramaters hebben ook invloed op de uitvoering van de balanceerbank. Er wordt onderscheidt gemaakt tussen "softbearing" en "hardbearing" balanceerbanken. Het verschil tussen deze 2 is dat erbij softbearing banken een verplaatsing gemeten wordt, deze banken kunnen dus in één richting bewegen. De onbalans wordt dan bepaald met een verplaatsingsopnemer. De hardbearing banken kunnen niet bewegen. Deze banken bestaan uit een starre constructie waarbij de centrifugaal effecten (versnelling, verplaatsing en of kracht) gemeten worden. Voor deze opdracht is het doel om een softbearing balanceerbank te ontwerpen.

Figuur 16: relatie tussen de drie verschillende vibratie parameters en de frequentie.geeft de relatie tussen de drie parameters en de frequentie. De drie functies hebben een ander verloop, maar de pieken van de verschillende functies zijn allen bij dezelfde frequentie. De informatie over de vibratie uit de drie functies is gelijk, alleen de manier waarop de informatie gepresenteerd wordt verschilt. Naast een vibratiemeter die één van de drie parameters meet wordt er gebruikt gemaakt van een foto elektrische sensor (of een vergelijkbare sensor die één van de drie parameters meet) en een computer. De foto elektrische sensor houdt bij onder welke hoek de onbalans zich bevindt. Dit gebeurt door een elektrische herkenningssensor op de rotor/disk te plakken en vervolgens de rotor/disk te laten roteren. De foto elektrische sensor registreert wanneer de herkenningssensor langskomt en weet zo dat de rotor/disk op dat punt 360 graden gedraaid is. Zodoende is het mogelijk om de hoek te bepalen waaronder de onbalans zich bevindt en tevens de hoek waaronder de correctiemassa's aangebracht moeten worden. De computer wordt gebruikt om te bepalen onder welke hoek de onbalans zich bevindt en tevens de platst dient te worden.

Voor het balanceren van disks en rotoren van gasturbines is het in de meeste gevallen sprake van dynamische onbalans. Dit betekent dat de disk of rotor rondgedraaid moet worden om te balanceren. In statische stand/stilstand heffen de onbalans krachten zich op en lijkt het dus of er geen onbalans aanwezig is (of de wrijving is te groot om te roteren). Pas als de disks of rotoren rondgedraaid worden is

de onbalans zichtbaar en meetbaar. Het uiteindelijke ontwerp van een verticale balanceerbank dient dus aangedreven te kunnen worden.

# 3.6 Functieanalyse

In deze paragraaf wordt een functieanalayse weergegeven van het runout- en balanceerproces.

Een van de eerste stappen is het inspannen van de disk. Het belangrijkste hierbij is dat het geometrisch centerpunt van de disk op de hartlijn van de aandrijfas ligt. Als dit niet zo is dan komen er met het meten van de axiale en radiale runout foutieve gegevens uit of wordt bij het balanceren niet de disk gebalanceerd maar de opspanning zelf. Het essentiële aandachtspunt uit deze functieanalyse is dat het mogelijk moet zijn om de disks binnen een nauwkeurigheid van 0,0013 mm op te spannen. De eis uit het PVE kan wel zijn dat de lagers moeten kunnen roteren met een excentriciteit van 0,0013mm maar als het met opspannen niet mogelijk is om aan deze nauwkeurigheid te voldoen dan heeft de eis ook geen nut.

Gedurende het inspannen wordt de disk uitgeklokt. Dit houdt in dat er analoge of digitale probes/uitslagklokken opgespannen worden tegen de disk zelf. Door de disk te roteren en de gemeten uitslag van de probes te noteren en te analyseren kan bepaald worden of de disk wel of niet met zijn geometrisch centerpunt op de hartlijn van de aandrijfas ligt (met andere woorden of de disk in het midden van de tafel ligt).

Uit deze functieanalyse volgen de volgende functies die vervuld moeten worden:

- 1. Inklemmen
- 2. Centreren
- 3. Aandrijven
- 4. Overbrengen motor-as
- 5. Remmen
- 6. Lageren/ondersteunen
- 7. Constructie moet kunnen uitwijken/trillen (in 1 richting)
- 8. Constructie moet kunnen veren
- 9. Blokkeren voor uitwijken runout
- 10. Reduceren in toerental

Deze functies zijn in het volgende hoofdstuk verwerkt in het morfologisch overzicht.



- 1. Disk direct zoveel mogelijk centreren.
- Volledig centreren: geometrisch centerpunt van de disk op de hartlijn (rotatielijn) van de aandrijfas.
- Vierklauw of inspangereedschap dient volledig gerunout te zijn dus exact dezelfde gewichtsverdeling te hebben.
  De tafel zelf absoluut geen onbalans hebben.
- Disk m.b.v. een analoge of digital e klok positioneren op een 0,0013 mm nauwkeurig.
- Voor het balanceren en runouten er zeker van zijn dat de disk gecentreerd is t.o.v. de tafel (disk moet t.o.v. de tafel gerunout zijn).
- 5. Disk enkele keer volledig ronddraaien om te testen.
- Meetpunten met een marker uittekenen op de disk (bijvoorbeeld om de 45 of 20 graden).
- 7. Digitale of analoge klok opstellen op de runout vlakken/diameters.
- Disk enkele keer volledig ronddraaien om te controleren of je klok niet precies een beschadigd gebied meet.
- 9. Disk draaien (met de hand).
- Data vanaf de klok noteren op een runoutformulier.
- 10. Vibratiemeter en elektrische sensoren opstellen.
- Roteer de rotor disk om de beginonbalans voor alle vlakken te bepalen en meet de trillingsgrootte en de fasehoek.
- Proefgewichtje is berekend m.b.v. de rotorgegevens. In de computer dient de exacte massa, de straal en de hoek waarin het proefgewichtje wordt aangebracht ingevoerd te worden.
- Roteer de rotor/disk om de beginonbalans voor alle vlakken te bepalen en meet de trillingsgrootte en de fasehoek.
- 14. De computer berekent de benodig de correcti emassa en fasehoek per vlak. Zoals eerder vermeld zit er op de computer een optie om de onbalans te corrigeren in een ander vlak (dynamisch balanceren). De computer berekend aan de hand van de waargenomen trilling en als gevolg van het aanbrengen van het proefgewichtje de correctiemassa die aangebracht dient te worden onder het gewenste vlak en welke fasehoek.
- Doe een controlerun. Wanneer het trillingsniveau binnen de gestelde toleranties ligt is de disk gebalanceerd. Indien trillingsniveau buiten de toleranties ligt dan moet er terug worden gegaan naar stap 10.
- Meeta ppara tuur verwijderen. Behalve de trillingsmeter die zit permanent op de constructie.
- Met het erop en erafhijsen van de disk is voorzichtigheid nodig. De stoot of val krachten van de disk kunnen schade aanbrengen.

# 4 Concepten

Dit hoofdstuk behandelt de ontwerpfase van de afstudeeropdracht. Allereerst is er voor elke functie gezocht naar functievervullers die vervolgens zijn verwerkt in een morfologisch overzicht. In paragraaf 2 worden de verschillende concepten weergegeven en beschreven. Als resultaat uit de ontwerpfase is er aan de hand van methodisch ontwerpen een conceptkeuze gemaakt.

# 4.1 Morfologisch overzicht

Hieronder is het morfologisch overzicht weergegeven.

| Functies                | Opl. 1                 | Opl. 2        | Opl. 3      | Opl. 4     |
|-------------------------|------------------------|---------------|-------------|------------|
| Inklemmen               | Onafhankelijke vierkl  | auw Cor       | nus         |            |
| Centreren               | Cilindrische Passing   | Conus         | Vierklau    | w          |
| Aandrijven              | Elektromotor AC<br>SEW | Benzine motor | Diesel moto | r.         |
| Overbrengen<br>motor-as | Vlakke riem            | Vertande riem | Ketting     | Tandwielen |

| Remmen   | Hydraulische<br>schijfrem           | Regeneratief<br>remmen | Pneumatische<br>schijfrem | Mechanische<br>schijfrem |
|--|-------------------------------------|------------------------|---------------------------|--------------------------|
| Lageren/ondersteu<br>nen   | Kogelbus                            | Geleidi                | ngsrail Lag               | ers                      |
| Constructie moet<br>kunnen<br>uitwijken/trillen<br>(in 1 richting) | Binnenconstructie o<br>hangt        | die vrij Kogellous     | Geleid                    | ingsrail                 |
| Constructie moet<br>kunnen veren                                   | Verticale plaatveer-<br>constructie | Veer                   | Horizonta<br>plaatveer    | ale<br>constructie       |
| Blokkeren van<br>uitwijken voor<br><mark>runout</mark>             | Draadstang                          |                        | Pneumatische klem         | 3                        |
| Reduceren in<br>toerental  | Pulley verhouding                   | Tandwielkast m         | notor Tandwie             | Ikast en pulley          |

Legenda: rood concept 1, geel concept 2 en blauw concept 3

# 4.2 Concepten

Gedurende de ontwerpfase zijn er drie concepten samengesteld. De concepten worden in deze paragraaf weergegeven en beschreven.

## 4.2.1 Concept 1

Dit concept is opgebouwd uit een binnenconstructie die leunt op 4 kogelbussen. Deze kogelbussen bestaan uit een as die kan transleren in een messing kogelhuis. De binnenconstructie is met veren bevestigd aan de buitenconstructie. Voor het centreren van de disks is er gekozen voor een conus op een draaitafel. Door de disk hier met de binnendiameter op te leggen centreert de disk vanzelf. Hiermee wordt veel tijd bespaard. Het nadeel hiervan is dat de disks per type een verschillende binnendiameter hebben. Er dient dus voor verschillende disktypen een conus gemaakt te worden. Het materiaalverbruik neemt hierdoor dus sterk toe.

De as is met lagers volledig ingebust. Het voordeel hiervan is dat de bus uit één stuk materiaal is te maken. Bij het draaien van de bus kunnen zo alle contactvlakken van de lagers met dezelfde precisie en instelling gemaakt worden. Hierdoor is het mogelijk om de lagers in exact dezelfde hartlijn te monteren. Het nadeel hiervan is dat het materiaalverbruik hoger is.

Voor het blokkeren van de vrije beweging is een pneumatische cilinder toegepast. De cilinder drukt de kogelbussen tegen de inklemming van de bussen aan waardoor de constructie vast staat.

Voordelen:

1. Makkelijk en snel centreren: door de conus vindt de binnendiameter van de disk zelf zijn middelpunt. Na het ophijsen van de disk op de conus zal de disk dus snel gecentreerd zijn.

Nadeel:

- 1. Verschillende conussen nodig: de disks hebben verschillende binnendiameters. Voor elk type disk dus een andere conus nodig.
- 2. Lage statische draagkracht: de kogelbussen kunnen maar een beperkte dwarskracht ondervinden. Een kogelbus met een diameter van 80 [mm] kan maximaal 15 [kN] dragen.
- 3. Veel materiaalverbruik: de verschillende conussen en de vereiste binnenconstructie voor de kogelbussen zorgen voor relatief veel materiaalverbruik.









#### 4.2.2 Concept 2

Dit concept maakt i.p.v. kogelbussen en veren gebruik van een plaatveerconstructie. Het concept bestaat uit een binnenconstructie die aan dunne platen (weergegeven in het blauw in Figuur 18: Concept 2.) hangt aan het buitenframe. De binnenconstructie hangt met de bovenzijde aan de buitenconstructie waardoor de onderzijde van de constructie als het ware vrij kan bewegen. Deze beweging zorgt ervoor dat de trillingen als gevolg van de onbalans van de disk gemeten kunnen worden.

Voor het inspannen/klemmen van de disk is bij dit concept gebruik gemaakt van een onafhankelijke vierklauw. Hierdoor is het mogelijk om de disk zeer nauwkeurig met 4 onafhankelijke spindels te centreren. Deze manier van inspannen zal meer tijd kosten t.o.v. een conus maar deze is wel in staat om de disk nauwkeuriger te centreren.

Bij dit concept is de motor buiten de constructie geplaats. Dit is omdat door de pulleyverhouding de binnenconstructie groter werd en er dus weinig ruimte was. De overbrenging van de motor naar de as gebeurt met een vlakke riem. Het toerental wordt gereduceerd met een pulleyverhouding van 1:4. Er zal dus een motor gekozen moeten worden met een laag toerental, rond de 600 rpm. De pulley van de aangedreven as bevindt zich buiten de lagers. De as is met lagers, net als bij concept 1, volledig ingebust.

Voor het blokkeren van de vrije beweging is een draadstang gebruikt. Dit is omdat een pneumatische cilinder bij deze constructie de hartlijn van de as ook iets zou verdraaien. Dit komt doordat de onderkant van de binnenconstructie hierbij tegen de buitenconstructie wordt geduwd. Het gaat hierbij maar om een afstand van 1 [cm] dus de verdraaiing van de hartlijn is gering. Toch is dit voldoende om bij dit concept te kiezen voor een draadstang waardoor je eenvoudig met de hand op de vereiste nauwkeurigheid de binnenconstructie kan blokkeren.

#### Voordelen:

- Nauwkeurig te centreren: de disk is door een onafhankelijke vierklauw zeer nauwkeurig te centreren.
- 2. Draagkracht: de platen hebben een relatief groot doorsnedeoppervlak waardoor er een grote kracht kan worden gedragen.

#### Nadelen:

 Hoog materiaalverbruik: door het reduceren van het toerental met een pulleyverhouding valt de pulley om de aangedreven as relatief groot uit. De binnenconstructie dient hierdoor ook groter te zijn waardoor het



Figuur 18: Concept 2.

materiaalverbruik dus ook relatief hoog is.

- 2. Hoog eigengewicht; het eigengewicht van de constructie is in vergelijking met concept 3 relatief hoog.
- 3. Onveilig: motor bevindt zich buiten de constructie dus alertheid met het rondom lopen is vereist.

#### 4.2.3 Concept 3

Dit concept is qua bewegingsvrijheid sterk gebaseerd op concept 2. Ook bij dit concept hangt de binnenconstructie via dunnen platen op aan de buitenconstructie.

Wat dit concept uniek maakt t.o.v. de andere concepten is de ontwerpvisie. Bij dit concept is sterk gekeken naar de optredende krachten en hierop aansluitend is vervolgens een constructie gemaakt. Dit resulteert in een veel lager materiaalverbruik in vergelijking met de andere concepten. Hierdoor is de eigen massa van het concept ook een stuk lager waardoor het mogelijk is om ook vrij lichte disks te balanceren.

Het reduceren van het toerental gebeurt door een elektromotor geleverd met een tandwielkast. Deze tandwielkast is bevestigd op de motor. Het voordeel hiervan is dat de pulley verhouding veel kleiner is namelijk 1:2. Hierdoor is er meer ruimte vrij t.o.v. concept 2. Dit maakt het mogelijk dat de motor binnen de constructie geplaatst kan worden wat qua veiligheid voordeliger is.

De lagers zijn bevestigd op de bodemplaat van de binnenconstructie en de anderen op een ondersteuningsplaat. Deze ondersteuningplaat leunt op de 4 ronde kokers (zie blauw in Figuur 19: Concept 3.). Het is dus van belang dat deze plaat volledig vlak is/wordt gemonteerd op de kokers.

Voordelen:

- 1. Laag materiaalverbruik: ten opzichte van de andere concepten een laag materiaalverbruik.
- 2. Nauwkeurig te centreren: de disk is door een onafhankelijke vierklauw zeer nauwkeurig te centreren.
- 3. De riemaandrijving valt binnen de lagers.
- 4. Draagkracht: de platen hebben een relatief groot doorsnedeoppervlak waardoor er een grote kracht kan worden gedragen.

## Nadelen:

1. De constructie is wat ingewikkeld te maken: de ronde kokers moeten onder een hoek gezaagd en gelast worden. De hoek dient bij alle 4 de kokers hetzelfde te zijn zodat de uiteinden van de kokers gelijk en vlak zijn.



Figuur 19: Concept 3.

# 4.3 Conceptkeuze

In deze paragraaf wordt het keuzeproces behandeld. Het keuzeproces wordt opgedeeld in de volgende fases: waarderingstabel opstellen, keuzematrix invullen en een Kesselringtabel maken. Uiteindelijk wordt de definitieve conceptkeuze gemaakt uit de Kesselringtabel.

# 4.3.1 Waarderingstabel

Hieronder zijn waarderingstabellen voor zowel de functionele- als fabricage-eisen opgesteld. Het doel van deze tabellen is om de weegfactoren te bepalen door elke eis t.o.v. elkaar te beoordelen. De eis die belangrijker wordt ervaren krijgt een score 1 en de andere een 0. Door de scores van elke eis op te tellen zijn de onderlinge weegfactoren van de eisen en wensen bepaald. De minimale weegfactor is uiteraard 1. De eisen of wensen die eigenlijk op 0 uit zouden komen hebben om die reden toch een weegfactor 1. Hierbij wordt er alleen gekeken naar de variabele eisen en naar de wensen. De vaste eisen worden erbuiten gelaten, deze functioneren namelijk als filter voor de concepten, of ter wel, elk concept voldoet aan de vaste eisen.

Tabel 2; waarderingstabel fabricage-eisen.



Tabel 3; waarderingstabel functionele-eisen

| X               | 1.9 | 1.11 | 1.12 |
|-----------------|-----|------|------|
| 1.9             | Х   | 1    | 1    |
| 1.11            | 0   | Х    | 0    |
| 1.12            | 0   | 1    | Х    |
| Totaal<br>score | 1   | 2    | 1    |

## 4.3.2 Keuzematrix

Aan de hand van de bovenstaande waarderingstabellen stellen we de keuzematrixen op. Ook deze delen we op in zowel een keuzematrix voor de functionele- als fabricage-eisen.

#### 4.3.2.1 Fabricage eisen

| Fabricage-eisen |  |                 | Waarderi     | ng           |              |                     |
|-----------------|--|-----------------|--------------|--------------|--------------|---------------------|
|                 |  | Weeg-<br>factor | Concept<br>1 | Concept<br>2 | Concept<br>3 | Ideale<br>oplossing |
| 1.9             | De uitstoot van de motor moet zo<br>laag mogelijk zijn.                                  | 1               | 4            | 4            | 4            | 4                   |
| 1.11            | De benodigde tijd om de disk op<br>de tafel te spannen is tussen de<br>15 en 30 minuten. | 2               | 8            | 6            | 6            | 8                   |
| 1.12            | De bewegingsruimte rondom de<br>balanceerbank moet tussen de<br>360° en 180° zijn.       | 1               | 2            | 1            | 4            | 4                   |
|                 | Totaal   |                 | 14           | 11           | 14           | 16                  |
|                 | % Variabele eisen  |                 | 88 %         | 69 %         | 88 %         | 100%                |

## 4.3.2.2 Functionele eisen

| Functi | onele-eisen  |                 | Waarderi     | ng           |              |                     |
|--------|--|-----------------|--------------|--------------|--------------|---------------------|
|        |  | Weeg-<br>factor | Concept<br>1 | Concept<br>2 | Concept<br>3 | Ideale<br>oplossing |
| 1.4    | Het ontwerp moet zo goedkoop<br>mogelijk zijn. (Geen overbodig<br>materiaalverbruik: ontwerp<br>bestaat voor grootste deel uit<br>materiaal- en assemblagekosten,<br>ontwerpkosten kunnen buiten<br>beschouwing worden gelaten.) | 1               | 1            | 2            | 4            | 4                   |
| 1.5    | De constructie moet zo efficiënt<br>mogelijk ontworpen worden.<br>Geen overdimensionering wat<br>leidt tot overbodig<br>materiaalverbruik.   | 2               | 4            | 6            | 8            | 8                   |
| 1.10   | De lagering van de as moet zo<br>nauwkeurig mogelijk zijn.<br>Minimaal 0,0013 mm (ISO 1940/1<br>(G04)) op concentriciteit.   | 3               | 8            | 4            | 10           | 12                  |
| 1.13   | Het ontwerp dient zo<br>onderhoudsvriendelijk mogelijk<br>te zijn. (Afwegen lassen of bout-<br>moer verbinding)  | 1               | 4            | 2            | 3            | 4                   |
|        | Totaal   |                 | 17           | 14           | 25           | 28                  |
|        | % Variabele eisen  |                 | 61 %         | 50 %         | 89 %         | 100%                |

# 4.3.3 Kesselring grafiek

Om een beter beeld te krijgen van de bovenstaande resultaten, is er een Kesselring grafiek gemaakt. Het concept dat het best voldoet aan de opgestelde functionele en fabricage eisen zal het dichtst bij de ideale lijn liggen.



#### 4.3.4 Keuze

Naar aanleiding van de uitslag van de keuzematrixen en het overzicht uit de Kesselring grafiek is de conceptkeuze gevallen op concept 3. Dit concept vormt een uitstekende basis om straks aan de eisen en wensen te voldoen. De ontwerpfilosofie van dit concept heeft een bepalende rol gespeeld. Door eerst in kaart te brengen wat de krachten in de constructie zijn en hiermee met ontwerpen rekening te houden, is er op het gebied van overdimensionering en efficiënt ontwerpen zeer hoog gescoord.

De plaatveer-constructie ofwel de binnenconstructie is op dusdanige effectieve en realistische manier ontworpen dat het in de detaillerings- en uitwerkingsfase mogelijk wordt om een concept te maken die volledig aansluit op het PVE.

Het concept wordt hieronder verder toegelicht:

- Voor het inklemmen is er gebruik gemaakt van een onafhankelijke vierklauw. Hiermee is het mogelijk om zeer nauwkeurig in te spannen en is het mogelijk om elk disktype zonder aanpassingen in te spannen.
- De vierklauw wordt daarbij ook gebruikt voor het centreren van de disk. Hiermee kost het t.o.v. een conus wellicht meer tijd om te centreren. De precisie waarmee ingeklemd kan worden is wel groter. Door vooraf de binnendiameter op te meten kunnen de klemklauwen van de vierklauw alvast afgesteld worden op deze maat. Hierdoor is de disk in grove zin alvast gecentreerd.
- Voor de aandrijving is er gekozen voor een elektromotor met een tandwielkast. Met deze combinatie is het mogelijk om op een laag aantal toeren te balanceren zonder dat er veel ruimte verspild wordt door een pulley verhouding.
- De overbrenging vindt plaats door een voorgespannen vlakke riem. Door de onbalans in een disk kan het mogelijk zijn dat de tafel een roterende versnelling/vertraging ondervindt. Om te voorkomen dat alles bij een vertande riem of ketting op dat moment wordt stuk getrokken, is er gekozen voor een vlakke riem.
- Het remmen gebeurt door de motor te gebruiken als generator. Hierdoor remt de constructie langzaam (maar binnen de vereiste tijd) af. Het voordeel hiervan is dat er alleen een remweerstand nodig is in de schakelkast en geen extra remmateriaal (bijv. remschijf, remklauw of een mechanische rem hendel) die de bewegingsvrijheid kan beïnvloeden.
- Bij dit concept is gekozen voor een radiaallager onderin en een axiaal-radiaal lager bovenin waar de vierklauw op steunt. De onderste lager zit op de bodemplaat bevestigd om te voorkomen dat er een moment op de binnenconstructie komt. De bovenste lager is op een steunplaat bevestigd en ingebust.
- De binnenconstructie hangt aan de bovenzijde via dunne platen op aan de buitenconstructie waardoor de onderzijde van de constructie als het ware vrij kan bewegen. Deze beweging zorgt ervoor dat de trillingen als gevolg van de onbalans van de disk gemeten kunnen worden. Hierdoor heeft de constructie in 1 richting beperkte bewegingsvrijheid.
- De platen waaraan de binnenconstructie ophangt zorgen er tevens voor dat de constructie veert. Doordat de platen uit de natuurlijke stand gedrukt worden door de trillingen als gevolg van de onbalans zal de steilheid van de platen ervoor zorgen dat de natuurlijke stand wordt teruggenomen.
- Voor het blokkeren van de uitwijking is er gekozen voor een draadstang aan beide kanten. Een draadstang is niets meer dan een bout/stuk as in een met schroefdraad getapt gat zodat deze gesteld kan worden door te draaien. Door aan beide zijden aan de onderkant een draadstang te bevestigen is het mogelijk om de constructie te blokkeren zonder dat de constructie een hoekverdraaiing ondergaat.

# 5 Eindontwerp

In dit hoofdstuk wordt de detailleringsfase en uitwerkingsfase behandelt. Hiervoor wordt eerst gekeken naar wat de optredende belasting is op de constructie. Vervolgens wordt er bepaald wat de benodigde minimale dikte is voor de profielen en platen. In paragraaf 5.2 wordt het benodigd motorvermogen berekend om vervolgens een motorkeuze te kunnen maken. In paragraaf 5.3 wordt er een kostenindicatie weergegeven.

## 5.1 Wat is de optredende belasting in de constructie van de balanceerbank?

In deze paragraaf is de optredende belasting in de constructie berekend. De belasting is uiteraard opgedeeld in statische en dynamische belasting.

De statische kracht bestaat uit de massa van de disk en de tafel. De statische kracht is als volgt te berekenen:

$$F_{statisch} = (m_{tafel+as} + m_{disk}) * 9,81 = (7.000 + 250) * 9,81 = 71122,5 [N]$$

g : Valversnelling, 9,81 [m/s2].

*F* : Statische kracht in constructie [N]

De dynamische kracht wordt veroorzaakt door middelpuntvliedende kracht,  $F_{mpz}$ . Niet de middelpuntvliedende kracht van een disk die volledig in balans is maar de middelpuntvliedende kracht als gevolg van excentriciteit van de disk t.o.v. de hartlijn van de as.

Als de disk volledig in balans is, treedt er wel een  $F_{mpz}$  op. Echter treedt deze aan de overkant ook op maar dan 180° gedraaid (zie Figuur 21: Fmpz in een disk zonder onbalans.). De  $F_{mpz}$  die in deze situatie optreedt wordt dus opgeheven. De dynamische kracht wordt dus veroorzaakt door een excentriciteit/verplaatsing van massamiddelpunt van de disk (zoals beschreven in 3.5). De  $F_{mpz}$  wordt dan met de volgende formule berekend:

$$F = m * \omega^2 * e$$



Figuur 21: Fmpz in een disk zonder onbalans.

De excentriciteit wordt veroorzaakt door een onbalans in de disk en door het niet geheel gecentreerd liggen van de disk op de tafel t.o.v. de hartlijn van de as. De invloed van de onbalans van de disk speelt echter maar een relatief kleine rol in vergelijking met het centrisch inspannen. Voor de berekening van de dynamische belasting is er in overleg met Wim Deenen besloten om uit te gaan van een maximale inspanafwijking van 0,03 [mm]. De onbalans van de disk wordt vanwege de geringe bijdrage hierbij buiten beschouwing gelaten. De optredende dynamische kracht in de constructie is dan:

$$F_{dynamisch} = m * \omega^2 * e = 7.000 * \left(\frac{2\pi * 140}{60}\right)^2 * 0.03 = 3068,76 [N] = 3.07 [kN]$$

#### 5.2 Wat is het benodigd motorvermogen?

In deze paragraaf is het benodigd motorvermogen berekend. Dit is gedaan aan de hand van documentatie van SEW<sup>6</sup>.

Voor de berekeningen wordt uitgegaan van de volgende gegevens:

Tafeldiameter = 710 [mm] Disk diameter = 2.200 [mm] Massa tafel + as = 250 [kg] Massa disk = 7.000 [kg] n = 140 [rpm]

#### Massatraagheid

De massatraagheid, *J*, van ronde schijven loodrecht op de rotatie-as wordt berekend met de onderstaande formule:

$$J = \frac{1}{2} * m * r^2$$
[...]

J : Massatraagheid [kgm<sup>2</sup>]

*m* : Massa [kg]

*r* : Straal [m]

Voor de berekeningen van de massatraagheid van de tafel is er uitgegaan van het feit dat de vierklauw volledig massief is. In werkelijkheid is dit niet zo. Voor de massatraagheid maakt dit echter zeer weinig verschil waardoor de invloed van de niet geheel massieve vierklauw verwaarloosd is door aan te nemen dat deze massief is.

De massatraagheid van de tafel,  $J_T$ , is:

$$J_T = \frac{1}{2} * m_{tafel} * r^2 = \frac{1}{2} * 250 * \left(\frac{0,710}{2}\right)^2 = 15,7 \ [kgm^2]$$

De massatraagheid, *J*, van een holle ronde schijf loodrecht op de rotatie-as wordt berekend met de onderstaande formule:

$$J = \frac{1}{2} * m * (r_2^2 + r_1^2)$$

De massatraagheid van de disk,  $J_W$ , is:

$$J_W = \frac{1}{2} * m_{disk} * (r_2^2 + r_1^2) = \frac{1}{2} * 7.000 * \left(\left(\frac{2,2}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,32}{2}\right)^2\right) = 4.324,6 \ [kgm^2]$$

De totale massatraagheid,  $J_X$ , is:  $J_X = J_T + J_W = 15,7 + 4324,6 = 4340,3 \ [kgm^2]$ 

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> SEW-EURODRIVE, (2001). Aandrijftechniek in praktijk; Het selecteren van aandrijvingen. Verkregen op 5 mei, 2016, van <u>http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/10522972.pdf</u>.

Het aanloopvermogen kan berekend worden met behulp van de massatraagheid. De oorspronkelijke formule voor het bereken van het vermogen bij een roterende en lineaire beweging is:

 $P_{roterende\ beweging} = \frac{M*n}{9550}$  en  $P_{lineaire\ beweging} = \frac{F*v}{1000}$ 

*P* : Aanloopvermogen [kW].

M : Koppel [Nm].

*n* : Toerental.

F : Kracht [N].

v : Snelheid [m/s].

Waarbij M bij een roterende en lineaire beweging te berekenen is met de formule:

 $M_{roterende\ beweging} = J * a = J * \frac{n\ [min]}{9,55 * t_A}$  en  $M_{lineaire\ beweging} = F * r = \frac{F * D}{2}$ 

*a* : Hoekversnelling [m/s<sup>2</sup>].

Het dynamisch vermogen wordt bepaald door de massatraagheid, het toerental, de aanlooptijd en het rendement van de motor. Hierbij is dus sprake van een roterende beweging.

$$P_{DL} = \frac{J_X * n_T^2}{91200 * t_A * \eta} = \frac{4340.3 * 140^2}{91200 * 300 * 0.9} = 3.45 \ [kW]$$

*P*<sub>DL</sub> : Dynamisch vermogen [kW].

 $J_X$  : Totale massatraagheid [kgm<sup>2</sup>].

*t<sub>A</sub>* : Aanlooptijd (bepaald op 300 seconden) [s].

 $\eta$  : Rendement motor.

Het statisch vermogen wordt in deze situatie bepaald door de lagerwrijving die overwonnen moet worden. De lagerwrijving wordt veroorzaakt door de statische kracht op de lagers, of ter wel de zwaartekracht die uitgeoefend wordt op de massa van de tafel en de disk. De wrijvingskracht is te bereken met de formule:

$$F = m * g * \mu_L * \frac{d}{D}$$

g : Valversnelling, 9,81 [m/s2].

 $\mu_L$  : Lager wrijvingscoëfficiënt (voor wentellager 0,005).

*D* : Diameter loopwiel [mm].

Deze zwaartekracht is een lineaire kracht. Hierdoor wordt het statisch vermogen berekend met de formule voor lineaire beweging:

$$P_S = \frac{M * n}{9550}$$
 waarbij M te berekenen is met  $M = \frac{F * D}{2}$ 

De Formule voor de lagerwrijving en de bovenstaande formules samen leveren de volgende formule voor het statische vermogen,  $P_S$ , op:

$$P_{S} = \frac{(\sum m) * g * \mu_{L} * d * n_{T}}{2 * 1000 * 9550 * \eta} = \frac{7250 * 9,81 * 0,005 * 80 * 125}{2 * 1000 * 9950 * 0,9} = 0,20 \ [kW]$$

- *P<sub>S</sub>* : Statisch vermogen [kW].
- *m* : Totale massa (massa tafel + massa disk) [kg].
- g : Valversnelling, 9,81 [m/s2].
- $\mu_L$  : Lager wrijvingscoëfficiënt (voor wentellager 0,005).
- *d* : Diameter lagering [mm].
- $n_T$  : Toerental [min<sup>-1</sup>].

Het totaal vermogen,  $P_T$ , is bestaat uit de som van het dynamisch vermogen,  $P_{DL}$ , en het statisch vermogen,  $P_S$ .

$$P_T = 3,45 + 0,20 = 3,65 \ [kW]$$

Motorkeuze:

DRN 112M4  $P_N = 4 [kW]$   $n_M = 1464 [rpm]$   $J_M = 258 * 10^{-4} [kgm^2]$   $M_B = 55 [Nm]$  $M_H = 26 [Nm]$ 

Externe massatraagheidsmoment:

$$J_X = J_X * \left(\frac{n}{n_M}\right)^2 = 4340.3 * \left(\frac{140}{1464}\right)^2 = 39.7 \ [kgm^2]$$

Statisch koppel:

$$M_s = \frac{P_s * 9550 * \eta}{n_M} = \frac{0.20 * 9550 * 0.9}{1464} = 1.17 [Nm]$$

Aanloopkoppel:

$$M_{H} = \frac{(J_{M} + \frac{J_{X}}{\eta}) * n_{M}}{9,55 * t_{A}} + M_{S} = \frac{\left(0,0258 + \left(\frac{39,7}{0,9}\right)\right) * 1464}{9,55 * 300} + 1,17 = 23,7 [Nm]$$

Nominaal koppel:

$$M_N = \frac{P_N * 9550}{n_M} = \frac{4 * 9550}{1464} = 26,1 \ [Nm]$$

Hiermee is een veilige aanloop verzekerd.

Naast de motor moet ook de reductor gekozen worden. De berekeningen voor de gewenste overbrengingsverhouding, *i*, is:

$$i = t_B = \frac{n_M}{n_a * i_V} = \frac{1465}{140 * 2} = 5,23$$

 $i_V$  : Pulley verhouding [-]

De gekozen aandrijving is: R57 DRN112M4/TF i = 6,41 $M_a = 167 [Nm]$ 

# 5.3 Minimale profiel en plaatdikte

Nu de conceptkeuze gemaakt is en de belastingen in de constructie berekend zijn is het tijd om de minimale dikte van de profielen en de platen te berekenen. Het doel hiervan is om overdimensionering te voorkomen en er zo voor te zorgen dat het eindmodel zo goed mogelijk aansluit bij de eisen uit het PVE.

#### 5.3.1 Minimale profieldikte

De minimale dikte van de profielen wordt berekend met de formule voor de spanning. De voorkomende spanning in de vier holle ronde kokers die de lagerplaat en de tafel en disk dragen is drukspanning. De formule hiervoor luidt:

$$\sigma = \frac{F}{A_W}$$

De situatie:



De vraag hierbij is wat is de minimale plaatdikte of terwijl hoe groot moet  $r_2$  minimaal zijn.

Voor de berekeningen wordt uitgegaan van staalsoort S235JR. Dit is omdat het een gebruikelijke staal in de machine- en staalbouw is. Daarnaast is het goed te bewerken en heeft het een goede lasbaarheid. De diameter van de vier kokers is 60 [mm] dit is gekozen om nog wel voldoende draagvlak voor de lagerplaat te hebben. De minimale wanddikte van de holle ronde kokers is:

$$235 = \frac{F}{A}$$
  
=> 235 =  $\frac{(((m_{tafel+as} + m_{disk}) * 9,81)/\cos(27))/4}{\pi * (r_1^2 - r_2^2)}$ 

 $=> 235 = \frac{19955,7}{\pi * (30^2 - r_2^2)}$  $=> 235 * \pi * (30^2 - r_2^2) = 19955,7$  $=> 738 * (30^2 - r_2^2) = 19955,7$  $=> 900 - r_2^2 = 27,03$  $=> r_2 = \sqrt{900 - 27,03} = 29,5 \ [mm]$ 

De minimale wanddikte is dus 0,5 mm. Er dient een veiligheidsfactor van 2,5 gebruikt te worden. Dit levert een minimale wanddikte van 1,25 mm op. Om niet helemaal op de grens te zitten is er gekozen voor een holle koker van 60x2.

#### 5.3.2 Minimale dikte van ophangplaten

De minimale wanddikte van de plaat is afhankelijk van de optredende spanning in de lasnaad. De lasverbinding zal onder normale condities als eerst bezwijken. De minimale wanddikte voor de plaat is zodoende ook met de formule voor de spanning in de lasnaad berekend. De plaat wordt uiteindelijk bevestigd met een hoeklas. De toelaatbare spanning voor lasnaden in de staalbouw,  $\sigma_W$ , in [N/mm] volgens DIN 18800-1 (ook: NEN 6770 t/m 6774) voor S235JR is 207 N/mm.

De formule voor de spanning in de lasnaad is:

$$\sigma = \frac{F}{A_W} = \frac{F}{\sum (a * l)} = \frac{(m_{tafel+as} + m_{disk}) * 9,81}{2 * (a * 750)}$$

Hieruit volgt:

$$207 = \frac{7250 * 9,81}{A_W} = \frac{71122,5}{2 * (a * 750)}$$
  
=> 207 \* 1500a = 71122,5  
=> 1500a = 343,57  
=> a = 0,23

De situatie:

*a* is de dikte van de lasnaad. In het geval van een hoeklas dan is de schuine zeide  $\sqrt{x^2 + x^2}$ . Omdat *a* op de helft van de schuine lijn ligt is de lengte van de schuine lijn in de driehoek a-x:  $\frac{1}{2} * \sqrt{x^2 + x^2}$ . Hieruit kan gesteld worden dat:

$$a = \sqrt{x^2 - (\frac{1}{2} * \sqrt{x^2 + x^2})}$$



Figuur 23: Situatie schets.

De volgende stap is dat er met de bovenstaande berekende waarde voor *a* de minimale plaatdikte x berekend kan worden:

$$0,23 = \sqrt{x^2 - (\frac{1}{2} * \sqrt{x^2 + x^2})}$$
  
=> 0,23<sup>2</sup> = x<sup>2</sup> -  $(\frac{1}{2} * \sqrt{2x^2})$   
=> 0,0529 = x<sup>2</sup> -  $(\frac{1}{2} * \sqrt{2} * x)$
$=> 0.0529 = x^2 - 0.707x$  $=> x^2 - 0.707x - 0.0529 = 0$ 

Deze vergelijking is op te lossen met de ABC-formule:

$$=> x = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \text{ of } = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$
$$=> x = \frac{-(-0,707) - \sqrt{0,707^2 - 4 + 1 + (-0,0529)}}{2} = -0,068 \text{ of }$$
$$=> x = \frac{-(-0,707) + \sqrt{0,707^2 - 4 + 1 + (-0,0529)}}{2} = 0,775$$

De dikte van de plaat kan natuurlijk niet negatief zijn, hierdoor is de minimale plaatdikte 0,775 [mm]. Een veiligheidsmarge van 2,5 brengt een uiteindelijke plaat dikte van 1,93 [mm].

#### 5.4 Het eindontwerp

Aan de hand van de bovenstaande berekeningen en de uitgevoerde berekeningen in de bijlage is er een definitief eindontwerp gevormd. Het definitieve eindontwerp wordt in deze paragraaf behandeld en toegelicht.



Figuur 24: Eindontwerp.

#### Inklemmen en centreren

Inklemmen gebeurd met een onafhankelijk vierklauw. Elk disktype heeft een verschillende binnendiameter. Een onafhankelijke vierklauw, waarvan elke klemklauw apart te bedienen is, maakt het mogelijk om zo toch verschillende typen disks te balanceren/runouten. De diameter van de vierklauw is minimaal 710 mm. In een draaibank wordt een vierklauw in een andere richting belast dan dat het nu het geval is. Voor extra versteviging is hierdoor een 40 mm dikke plaat bevestigd als ondersteuning. De as zit met een passing (h7) vast in deze plaat. Om te voorkomen dat de as doordraait in deze passing is er ook een spie toegepast. De as wordt vervolgens met een inbusbout geklemd in de passing.



Figuur 25: Onafhankelijke vierklauw.

Verder is de vierklauw voorzien van vier strips (Figuur 25: Onafhankelijke vierklauw.) met daarin een gat met getapt schroefdraad. Deze strips dienen ervoor om bij het runouten mogelijk te maken om de disk ook in het verticale vlak nog iets te kunnen kantelen. Dit kan door een bout waarvan de kop rond geveild en geschuurd is van onderuit door het gat naar boven te draaien. Door de vier bouten dan onafhankelijk van elkaar te stellen kan de disk zeer nauwkeurig worden uitgeklokt. Deze gaten zijn voorzien van M18x075 schroefdraad. Hierbij is expres gekozen voor een fijne spoed om nog nauwkeuriger te kunnen zijn.

#### Aandrijven, overbrengen en remmen

Voor het aandrijven is er gekozen voor een elektromotor van SEW met tandwielkast. Deze elektromotor draait op een toerental van 1464 [rpm] wat te regelen is met een frequentieregelaar. De tandwielkast heeft een overbrengingsverhouding van 6. Hierdoor roteert de aandrijfas van de motor ca 250 [rpm] de overige reductie van het toerental vindt plaats door een pulley verhouding van 1:2.

Er is gekozen om zowel een tandwielkast als een pulleyverhouding te gebruiken om zo de spankracht als gevolg van het op voorspanning brengen van de riem te verlagen. Door de pulley groter te maken is er minder spankracht nodig.



*Figuur 26: Elektromoter met tandwielkast.* 

De frequentieregelaar is d.m.v. een regelkasje gekoppeld aan de Elektromotor. Het voordeel van een tandwielkast is dat de frequentie in een sowieso hoger bereik te

regelen is. Indien de frequentieregelaar dan en instelonnauwkeurigheid heeft van 2 [rpm] (als voorbeeld) dan is dat op een toerental van 100 [rpm], 2 %. Bij een frequentie hoogte van 1000 is dat dan nog maar 0,2 %. Dit betekent dat het toerental heel fijn te regelen is.

Door gebruikt te maken van een elektromotor is het ook mogelijk om hiermee te remmen. De motor wordt in dit geval dan als generator gebruikt. De energie die de motor dan opwekt wordt via een weerstand opgenomen in de besturingkast. Deze weerstand is eigenlijk niet meer dan een warmteweerstand. Het voordeel voor het remmen in combinatie met een tandwielkast is dat de motor altijd 6 keer hoger aantal toeren zal draaien dan de disk. Met een tandwielkast is de disk dus eerder afgeremd door het lagere rendement bij hoge toerentallen van de motor dan wanneer er gekozen wordt voor een motor met een standaard laag toerental.

#### Lageren/ondersteunen

Voor de lager is er gekozen voor een axiaal-radiaal cilindrisch lager en een hoekcontactlager. De keuze hiervoor is dat deze vallen in het assortiment hoge-precisie lagers van SKF. De lagerkeuze werd voor 90% bepaald door de concentrische nauwkeurigheid van elk lagersoort. De beide lagers hebben een maximale radiale runout van de binnenring van 0,002 [mm]. Dit betekent dat de concentrische nauwkeurigheid van de lagers 0,001 [mm] is.

De keuze voor het axiaal-radiaal combinatie lager heeft ook deels te maken met het feit dat er verder geen axiale precisie lagers zijn. Wel had ook hier een hoekcontaclager mogelijk geweest. Echter is een combinatie lager in dit geval ideaal omdat dit lager het mogelijk maakt om de tafel (vierklauw met ondersteuningsplaat) hierop te laten steunen. Bij hoekcontactlagers dient de binnenring uiteraard altijd los de kunnen bewegen van de buitenring waardoor dit niet mogelijk had geweest.

Voor het monteren van de lagers dient de montagehandleiding gebruikt te worden. Echter is het in grote lijnen zo dat de lagers eerst verwarmd worden en vervolgens om de as geschoven worden. Voor het klemmen van de lager of het inbussen worden vaak lockbussen gebruikt. Deze zijn ook verkrijgbaar bijs SKF.

#### Constructie kunnen uitwijken/trillen (in 1 richting)

De binnenconstructie hangt op aan twee platen aan de buitenconstructie. Het voordeel hiervan is dat de platen belast worden met een trekkracht. Juist in deze richting kunnen de platen ongelofelijk veel kracht hebben. Zodoende is het mogelijk om een dunnen wanddikte te nemen.

De tafel en disk steunen op de 4 ronde schuine staanders. Dit zijn buizen met een diameter van 60 [mm] en een wanddikte van 2 [mm]. Door de buizen schuin weg te laten lopen worden de krachten doorgespeeld op de platen waaraan de binnenconstructie hangt. Het voordeel hiervan is dat er qua massa van de binnenconstructie bespaard word. Hierdoor is namelijk geen grove bodemplaat nodig of een starre constructie voor de lagerondersteuning. Daarnaast is er veel meer ruimt waardoor het mogelijk is om de elektromotor met riemaandrijving binnen de balanceerbank te plaatsen. Qua veiligheid is dit een absolute pre.



Figuur 27: Binnenconstructie.

De groene kokers in de figuur functioneren als bodem voor de buizen van 60x2. Daarbij is de lasverbinding tussen de ophangplaat en de bodemplaat zo veel makkelijker. Bij het lassen van een 2 [mm] plaat aan een 6 [mm] plaat bestaat er een grote kan dat er vervorming optreedt die invloed heeft op de nauwkeurigheid van de bank. Voor het produceren van de binnenconstructie dient er bij het lassen dus rekening gehouden te worden met de nauwkeurig (eventuele warmtebehandeling geven na het lassen) en met de vervorming.

#### Buitenconstructie

De buitenconstructie bestaat uit 4 staanders 80x80x2, waarboven een vierkant frame van liggers is gelast. De liggers zijn hierbij in verstek gezaagd waardoor deze alle met beide uiteinden op de staanders leunen. Het voordeel hiervan is dat de krachten beter verwerkt worden.

Voor het maken van het buitenframe dient er zeer nauwkeurig gewerkt te worden. Elke tiende, zeg duizendste, millimeter afwijking zorgt voor een concentrische onnauwkeurigheid van de bank. Na het lassen wordt daarom geadviseerd om de bodemplaat en het vierkante frame van liggers volledig vlak te frezen. Het is hierbij van belang dat de constructie spanningsvrij opgesteld wordt op de freesbank. Anders zal er gemerkt worden dat na het frezen de constructie als het ware terugschiet.



Figuur 28: Buitenconstructie.

Nadat de constructie volledig is vlak gefreesd is het mogelijk om de binnenconstructie aan het buitenframe te lassen.

Voor het doen van een runout meting is het noodzakelijk dat de constructie vastgezet kan worden. Dit is zeer eenvoudig opgelost door aan de buitenconstructie een blokje aan de dwarsligger aan de onderzijde te bevestigen met een gat met getapt schroefdraad. Hierdoor is het mogelijk om een bout erin te draaien of een draadstang en deze te draaien tot dat de binnenconstructie geraakt wordt. Door dit aan beide zijde te doen van de constructie is de veerconstructie/bewegingsvrijheid geblokkeerd.



Figuur 29: Blokje voor draadstang.

## 5.5 Wat zijn de kosten? (Machine, constructie en realisatiekosten)

Hieronder is een grove kostenindicatie weergegeven.

| Kosten profielen   | 80x80x2 staande, 80x80x3<br>liggers, kokers 60x2, platen, as. | € 3.000                |
|--|---|------------------------|
| Kosten SEW motor,<br>frequentieregelaar en<br>tandwielkast |   | € 1.672                |
| Kosten lagers  | Axiaal-radiaal lager<br>Hoekcontactlager                      | € 1.188,50<br>€ 171,34 |
| Productiekosten  | 200 uur (200*85)  | € 17.000               |
| Overige materiaalkosten                                    | Pulley, spanningsvrij laten<br>frezen.                        | € 10.000               |
|  |   |                        |
| Totaal   |   | € 33.031,84            |

# 6 Conclusie en aanbevelingen

De voornaamste conclusie is dat er een eindontwerp samengesteld is die voldoet aan de vooraf opgestelde eisen in het PVE. Er is nadrukkelijk gelet op het materiaalverbruik en in het bijzonder op de gewenste nauwkeurigheid.

De conclusie uit het theorie onderzoek is dat het voor het balanceren van disks en rotoren van gasturbines is het in de meeste gevallen sprake van dynamische onbalans. Dit betekent dat de disk of rotor rondgedraaid moet worden om te balanceren. In statische stand/stilstand heffen de onbalans krachten zich op en lijkt het dus of er geen onbalans aanwezig is (of de wrijving is te groot om te roteren). Pas als de disks of rotoren rondgedraaid worden is de onbalans zichtbaar en meetbaar. Het uiteindelijke ontwerp van een verticale balanceerbank dient dus aangedreven te kunnen worden.

De levensduur van het radiale gedeelte van het axiale-radiale cilindrische lager is  $6,07 \times 10^8$  omwentelingen. En de levensduur van het axiale deel is  $31,3 \times 10^6$  omwentelingen.

De kostprijs van de hele balanceerbank inclusief uren is geschat op € 33.031.

#### 6.1 Aanbevelingen

Hieronder zijn de aanbevelingen weergegeven:

- Het bouwen van de balanceerbank: de ontworpen balanceerbank maakt het mogelijk om binnen een nauwkeurigheid van 0,001 [mm] te balanceren. Het biedt een uitstekende mogelijkheid om voor verschillende disk typen te balanceren. Daarnaast is de balanceerbank zee eenvoudig te gebruiken als runoutbank. De tafel met de disk kan met de hand worden rondgedraaid waardoor het mogelijk wordt gemaakt om de runout door 1 persoon te laten doen.
- 2. Contact opnemen met de field engineer van SEW die aanbood om langs te komen. Tijdens dit moment kunnen extra opties als remmen, fijnere frequentieregelaars en het uitvoeren van het digitale rekenpakket voor o.a. de reductorgrootte m.b.t. de maximaal toegestane radiaalkracht. De nog te kiezen riemtype speelt hierbij ook een rol. Deze keuze hangt af van de maximaal toegestane radiaal belasting op de motoras, afhankelijk van definitieve motorkeuze. Om contact op te nemen met de field engineer van SEW kunnen deze aspecten volledig uitgedacht worden.
- 3. Het balanceren van de balanceerbank zelf nadat deze volledig gebouwd is: door het lassen en assembleren is het uiteraard mogelijk dat de bank enige onbalans bezit. Om de bank eerst te balanceren wordt deze onbalans gecorrigeerd. Voor het beste resultaat dient de bank sowieso per aantal weken gebalanceerd te moeten worden.

# Literatuurlijst

Rapportage:

SEW-EURODRIVE, (2001). Aandrijftechniek in praktijk; Het selecteren van aandrijvingen. Verkregen op 5 mei, 2016, van <u>http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/10522972.pdf</u>.

Boek:

Muhs, D., Wittel, H., Becker, M., Jannasch, D., Vossiek, J. (2012). Roloff/Matek Machineonderdelen theorieboek. Den Haag: Sdu Uitgevers bv.

Muhs, D., Wittel, H., Becker, M., Jannasch, D., Vossiek, J. (2012). Roloff/Matek Machineonderdelen tabellenboek. Den Haag: Sdu Uitgevers bv.

# Bijlagen

- I Berekenen van de vereiste nauwkeurigheid
- II Runoutformulier
- III Berekeningen
- IV Motorspecificaties
- V Offerte SEW
- VI Exploded view

#### Bijlage I Berekenen van de vereiste nauwkeurigheid

Om de nauwkeurigheidseisen voor concentriciteit van de constructie en de lagers van de bank te bepalen dient eerst de maximale toegestane onbalans berekend te worden. Vervolgens kan bij stap 2 de vereiste nauwkeurigheid berekend worden.

#### <u>Stap 1:</u>

De eerste stap is het berekenen van  $U_{per}$  [g\*mm].  $U_{per}$  is de maximale toegestane onbalans gedefinieerd in gram-millimeter en is een functie van G nummer, rotor massa en de rotatiesnelheid van de turbine.  $U_{per}$  is te berekenen met de onderstane formule:

$$U_{per} = 9549 * G * m/N$$

 $U_{per}$  : De maximale toegestane onbalans [g\*mm].

*G* : Balanceer nauwkeurigheidswaarde [mm\s].

*m* : Massa van de rotor/disk [kg].

*N* : Rotatiesnelheid van de turbine in bedrijf [RPM<sup>7</sup>]

Met de bovenstaande formule is het mogelijk de maximale toegestane onbalans voor een disk van 7.000 [kg] te berekenen. De gasturbine disks worden volgens de nauwkeurigste categorie, G04, gebalanceerd. Het bedrijfstoerental is 3000 [rpm]. Hieruit volgt:

$$\begin{split} U_{per} &= 9549 * 0.4 * \frac{7000}{3000} \\ U_{per} &= 8912.4 \; [g * mm] \end{split}$$

#### <u>Stap 2:</u>

De tweede stap is het berekenen van de maximaal toegestane verplaatsing van het massacenterpunt,  $e_{per}$ . Dit gebeurt door  $U_{per}$  te delen door de massa van de disk.  $e_{per}$  is te berekenen met de onderstane formule:

 $U_{per} = e_{per} * m$ 

 $U_{per}$ : De maximale toegestane onbalans [g\*mm]. $e_{per}$ : De maximaal toegestane verplaatsing van het massacenterpunt [mm].m: Massa van de rotor/disk [g].

De massa van disk is 7.000 [kg] en  $U_{per}$  is, zoals boven berekend, 8912,4 [g\*mm] dat is. Hieruit volgt:

$$U_{per} = e_{per} * m$$
$$e_{per} = \frac{U_{per}}{m} = \frac{8912.4}{7000000} = 0.0013 \ [mm] = 1.3 \ [um]$$

De conclusie is dat de constructie en de lagers van de bank moeten voldoen aan een concentrische nauwkeurigheid van 1,3 um. Deze waarde kan gecontroleerd worden in de figuur op de volgende pagina.

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> RPM staat voor het aantal rotaties per minuut.



NOTE The white area is the generally used area, based on common experience.

Figure 2 — Permissible residual specific unbalance based on balance quality grade G and service speed n (see 6.2)

### Bijlage II Runoutformulier

|                          |          | INSPECTI                                     | ON PROTOCOL         |                         |                    |  |                        |
|--------------------------|----------|--|---------------------|-------------------------|--------------------|--|------------------------|
| Equipment<br>Serial No.: | : GE 9FA | г  | urbine Disc Stage 1 | runout inspection       |                    | Page   | 1 of 1                 |
|                          |          | 22<br>21<br>20<br>19<br>18<br>18<br>17<br>16 |                     |                         | Ind<br>in s<br>Bol | icate Zero p<br>sketch and i<br>thole:<br>ew on Turbin<br>low directio<br>ont side (LE | ne disc<br>n.<br>side) |
|                          | Location | side   | side                | Axial runout LE<br>side | Axiai ri           | ide  |                        |
|                          | 1        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 2        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 3        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 5        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 6        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 7        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 8        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 9        |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 10       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 11       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 12       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 13       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 14       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 15       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 16       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 17       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 18       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 19       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 20       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 21       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 22       |  |                     |                         |                    |  |                        |
|                          | 23       |  |                     |                         |                    |  |                        |
| l                        | 24       |  |                     |                         |                    |  |                        |
| Measure                  | ed by:   | Date:  | S                   | ignature:               |                    |  |                        |

#### **Bijlage III Berekeningen**

In deze bijlage zijn alle berekeningen weergeven. Deze bestaan uit: riemberekeningen, lager berekeningen, minimale asdiameter berekeningen en het berekenen van de doorbuiging van de as.

### Riemberekeningen

Voor de bepaling van de minimale pulley diameter wordt Tabel 16-7 gebruikt van het Roloff/Matek Machineonderdelen Tabellenboek<sup>8</sup>.

 $\frac{P}{n} = \frac{4}{1464} = 0,0027$ 

Situatie:



Een kleinste schijfdiameter d=112 mm gekozen kunnen worden. Ter vermijding van hoge omtrekskrachten en daarmee grote askrachten wordt voor de schijfdiameter  $d_1 = 125 \ [mm]$  gekozen. Voor  $d_2$  is een diameter van  $d_2 = 250 \ [mm]$  gekozen.

De voorlopige asafstand is  $e = 285 \ [mm]$ . Deze waarde moet tussen het gegeven gebied liggen van:  $0,7 * (d_1 + d_2) \le e \le 2 * (d_1 + d_2)$ 

Hieruit volgt:

 $0,7 * (d_1 + d_2) = 0,7 * (125 + 250) = 262,5$  en 2 \* (125 + 250) = 750, hieraan wordt dus voldaan (285>262,5 en 285<750).

Nu kunnen de krachten in de riem berekend worden.  $F_W = \mu * F_N \ge F_t$ 

 $F_N$ : benodigde aandrukkracht (normaalkracht), die veroorzaakt wordt door een gepaste voorspankracht  $F_V$  van de riem; deze beïnvloedt de optredende askracht  $F_a$  afhankelijk van de bouwwijze van de overbrenging.

Als de aandrijvende schijf  $d_1$  door een draaimoment T wordt aangedreven, dan is de omtrekskracht die door de schijf op de riem moet worden overgebracht, gelijk aan (figuur 16-15)



Figuur 30: Krachten op een open riemoverbrenging.



<sup>8</sup> Zie literatuur lijst.

Omdat de aangedreven schijf  $d_2$  door de aanwezige wrijvingskracht bewogen wordt, geldt voor het grensgeval  $F_W = F_t$ , bij gelijkvormige langzame beweging, de evenwichtsvergelijking voor het punt  $M_1$ :

$$F_t * \frac{d_1}{2} + F_2 * \frac{d_1}{2} - F_1 * \frac{d_1}{2} = 0$$

Waaruit de omtrekskracht volgt:  $F_t = F_1 - F_2$ 

Hieruit blijkt dat de riemaandrijving slechts vermogens kan overbrengen als de spankracht in het trekkende riemdeel  $F_1$  (> $F_t$ ) groter is dan die in het getrokken riemdeel  $F_2$  (<  $F_t$ ). Deze ontlasting van het getrokken riemdeel resulteert in de doorhang (stippellijn in figuur 16-15). Aangenomen dat de riem over de gehele boogomtrek volledig aan de krachtoverdracht meewerkt, kan de verhouding van de krachten of spanningen in het belaste en meelopende deel met de formule van Eytelwein worden bepaald:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = e^{\mu\beta_1} = m$$

e = 2,718: grondgetal van de natuurlijke logaritme $\mu$ : wrijvingscoëfficiënt russen riem en schijf= 0,7; richtwaarden volgens tabel 16-1. $\beta_1 = \pi * \frac{\beta_1^{\circ}}{180}$ : omspannen boog van de kleine schijfm: riemkrachtverhouding

De omspanboog,  $\beta_1^{\circ}$ , kan berekend worden met:

$$\beta_1^{\circ} = 2 * \frac{\arccos(d_2 - d_1)}{2 * e} \approx 154^{\circ}$$

Hiermee kan  $\beta_1$  berekend worden:  $\beta_1 = \pi * \frac{154}{180} = 2,687 \ [rad]$ 

Nu  $\beta_1$  bekend is kan met de formule van Eytelwein de verhouding van de krachten en spanningen in het belaste en meelopende deel berekend worden:  $m = e^{\mu\beta_1} = 2,718^{0,7*2,687} = 4,33$  [-]

Stelt men in vergelijking:  $F_t = F_1 - F_2$ , dat  $F_2 = F_1/m$ , dan volgt voor de over te brengen omtrekkracht:  $F_t = F_1 - \frac{F_1}{m} = F_1 \frac{m-1}{m} = F_1 * k$ 

$$k = \frac{m-1}{m}$$
 : benuttingswaarde, afhankelijk van  $\mu$  en  $\beta$ ; zie voor waarde tabel 16-4

Hieruit volgt:

 $k = \frac{4,33-1}{4,33} = 0,769$  en  $F_t = F_1 * k \implies F_1 = \frac{2672}{0,769} = 3474,6$ 

Om er zeker van te zijn dat aan de voorwaarde  $F_W \ge F_t$  wordt voldaan, moet voor iedere bedrijfstoestand een voldoende hoge aandrukkracht aanwezig zijn. Deze wordt bereikt door een gepaste rek (voorspanning) van de riem. De voorspankrachten moeten als radiaal werkende krachten ook door de aandrijfsas en de lagers opgenomen worden en mogen dus niet onnodig groot zijn. Deze asbelasting  $F_a$  kan met behulp van figuur berekend worden:

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 * F_1 * F_2 * \cos\beta_1}$$

Stelt men  $F_2 = F_1/m$  en  $F_1 = F_t * m/(m-1)$  dan wordt na omwerking de aandrijfasbelasting in bedrijfstoestand:

$$F_a = F_t \frac{\sqrt{m^2 + 1 - 2 * m * \cos\beta_1}}{m - 1} = k * F_t$$
  
Hieruit volgt:

Hieruit volgt:  $F_a = k * F_t = 0,769 * 2672 = 2054,77 [N]$ 

Als laatst nog  $F_2$  berekenen om te bepalen of  $F_1 > F_2$ :  $F_t = F_1 - F_2 \implies F_2 = F_t - F_1 = 2672 - 3474, 6 = 802, 6 [N], \text{ dus } F_1 > F_2.$ 

De radiaalkracht,  $F_a$ , als gevolg van de riemaandrijving is minimaal: 2054,77 [N]. Deze waarde is echt minimaal. De werkelijke waarde van de spankracht wordt nog beïnvloedt door de voorspanning die op de riem komt te staan. Deze is echter afhankelijk van de riem die gekocht wordt. Deze keuze is voor dit project nog niet gemaakt. Voor een riemkeuze zou er wel opgelet moeten worden dat de wrijvingskracht,  $F_W$ , groter is dan de benodigde gepaste voorspanningskracht van het type riem.

Met de radiaalkracht,  $F_a$ , kunnen de levensduurberekeningen van de lagers en de sterkte berekeningen van de as gemaakt worden.

De as wordt op 2 punten ondersteund door een lager zoals is te zien in Figuur... Om de krachten die in de lagers optreden te berekenen worden de volgende formules gebruikt:

| Overhang rotor:                     | Tusssen rotor:                      |
|-------------------------------------|-------------------------------------|
| $F_A = F_W * \frac{c_1 - c_2}{c_2}$ | $F_A = F_W * \frac{c_2 - c_1}{c_2}$ |
| $F_B = F_W * \frac{c_1}{c_2}$       | $F_B = F_W * \frac{c_1}{c_2}$       |

 $F_A$  : Kracht in lager A [N].

 $F_B$  : Kracht in lager B [N].



*Figuur 32: overzicht van de lagers en optredende krachten op de constructie.* 





Figuur 31: verschillende type rotors: overhang rotor (boven) en een tussen rotor (onderste afbeelding).

Totale radiale krachten in radiaal lager (zie Figuur:  $F_{Atotaal} = F_{Atussenrotor} + F_{Aoverhangrotor}$ 

$$F_{Atussenrotor} = F_W * \frac{c_2 - c_1}{c_2} = 2060 * \frac{0,817 - 0,048}{0,817} = 1939,0 [N]$$
  
$$F_{Aoverhangrotor} = F_W * \frac{c_1 - c_2}{c_2} = 3070 * \frac{1,039 - 0,817}{0,817} = 834,2 [N]$$

Hieruit volgt de totale radiale krachten in het hoekcontactkogellager,  $F_{Atotaal}$ , is:  $F_{Atotaal} = F_{Atussenrotor} + F_{Aoverhangrotor} = 1939,0 + 834,2 = 2773,2 [N]$ 

Totale radiale krachten in axiaal-radiaal lager:  $F_{Btotaal} = F_{Btussenrotor} + F_{Boverhangrotor}$   $F_{Btussenrotor} = F_W * \frac{c_1}{c_2} = 2060 * \frac{0,048}{0,817} = 121,0 [N]$  $F_{Boverhangrotor} = F_W * \frac{c_1}{c_2} = 3070 * \frac{1,039}{0,817} = 3904,2 [N]$ 

Hieruit volgt de totale radiale krachten in axiaal-radiaal cilindrische lager,  $F_{Btotaal}$ :  $F_{Btotaal} = F_{Btussenrotor} + F_{Boverhangrotor} = 121,0 + 3904,2 = 4025,2 [N]$ 

Controle berekeningen:

Als de  $F_{Atussenrotor}$ , bij  $F_{Btussenrotor}$  worden opgeteld moet daar  $F_W$  uitkomen.  $F_{Atussenrotor} + F_{Btussenrotor} = 1939,0 + 121,0 = 2060 [N] = F_W$  dus het klopt

Als de  $F_{Aoverhangrotor}$ , minus  $F_{Boverhangrotor}$  (want krachten zijn tegen elkaars richting in) worden getrokken moet

daar  $F_W$  uitkomen.

 $F_{Boverhangrotor} - F_{Aoverhangrotor} = 3904, 2 - 834, 2 = 3070 [N] = F_w$  dus het klopt.

#### Lager Levensduur berekeningen:

Nu de radiaal krachten in de lagers bekend zijn kunnen de levensduur van beide lagers berekend worden. Levensduur voor <u>hoekcontactlager</u>: (hoofdstuk 2 uit de super-precisie lager catalogus van SKF)

De verhouding  $\frac{F_a}{F_r} \le e$  of  $\frac{F_a}{F_r} > e$  bepaald de formule voor de equivalente dynamische lager belasting.

 $F_a$  bestaat uit de voorspanning op het lager. In de juiste conditie vangt het axiaal-radiaal cylindrische lager namelijk de axiale belasting op. Echter kan het voorkomen bij het op de tafel hijsen van de disk dat er door de impact van de masse van de disk de hoekcontactlager ook axiale krachten ondervindt. De vereiste voorspanning verschilt per lagertype. Het gekozen hoekcontactlager is S71916 CD/P4A. De benodigde voorspanning,  $G_m$ , is te berekenen met:

$$G_m = f * f_1 * f_2 * G_C^9$$

 $G_m$  : benodigde voorspanning in lager [N].

 $G_c$  : voorspanning voor voorspanningsklasse C.

*f* : lagerfactor, afhankelijk van het serietype.

 $f_1$  : correctiefactor afhankelijk van de contacthoek.

 $f_2$  : correctiefactor afhanklijk van de voorspanning.

Hieruit volgt 
$$G_m$$
 is:  
 $G_m = 1,24 * 1 * 1,09 * 560 = 756,9$ 

Voor het hoekcontactlager geldt dat de factoren  $Y_1$ ,  $e en Y_2$  afhankelijk zijn de verhouding  $f_0F_a/C_0$  (pag 192). De verhouding is met het lagertype S71916 CD/P4A:

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = 16.5 * \frac{0.7569}{39} = 0.32$$

Uit tabel 38 (pag. 191) blijkt dan dat: e = 0,4,  $X_2 = 0,44$ ,  $Y_2 = 1,4 en Y_0 = 0,46$ .

Hieruit volgt de verhouding  $\frac{F_a}{F_r}$ :  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{756.9}{2773.2} = 0.27$  hieruit volgt dat  $\frac{F_a}{F_r} < e$ 

Bij de situatie  $\frac{F_a}{F_r} < e$  hoort de formule  $P = F_r$ . Nu kan de levensduur van het hoekcontactlager berekend worden. De levensduur,  $L_{10}$ , is:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

 $L_{10}$  : De nominale levensduur  $L_{10}$  in 10<sup>6</sup> omwentelingen.

C : Dynamisch draaggetal uit lagergegevens van SKF

P : Kracht op lager [N].

Levensduur is:

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> Al de benodigde gegevens zijn terug te vinden in de lager specificaties zie bijlage....

$$L_{10} = \left(\frac{36,4}{2,7732}\right)^3 = 22,6 * 10^8 \text{ onwentelingen}$$

Conclusie:

De levensduur is  $22,6 * 10^8$  wentelingen en de maximale toelaatbare kracht is 15,4 [kN], 5,5 maal groter dan de werkelijke kracht.

De levensduur voor het axiaal-radiaal cilindrische lager wordt als volgt berekend:

De massa van de tafel en de disk worden opgevangen door het axiaal-radiaal cilindrische lager. Dit lager zal dus een hoog statisch draagvermogen moeten hebben.

Levensduur van het axiaal-radiaal cilindrische lager: (gebruik gemaakt van hoofdstuk 5 van de superprecisie lager catalogus van SKF) De as-diameter: 80 [mm]. Statisch draagvermogen ( $C_0$ ) radiale richting: 102 [kN] Dynamisch draagvermogen (C) radiale richting: 55 [kN] Statisch draagvermogen ( $C_0$ ) axiale richting: 200 [kN] Dynamisch draagvermogen (C) axiale richting: 37,5 [kN]

Axiale belasting = 7250\*9,81=71,12 kN Dynamische radiaal belasting = 4025,2 kN

De equivalente lager belasting in radiale en axiale richting moeten apart berekend worden. De equivalente dynamische lager belasting kan berekend worden met de volgende formules: Voor radiale belasting

 $P = F_r$ Voor axiale belasting  $P = F_a + 4.4M/d_1$ 

De equivalente statische lager belasting kan berekend worden met de volgende formules: Voor radiaal roller gebruik

 $P_0 = F_r$ . Voor axiaal roller gebruik  $P_0 = F_a + 4.4M/d_1$ 

- *P* : dynamisch equivalente belasting [kN].
- $P_0$  : statisch equivalente belasting [kN].
- $d_1$  : buitendiameter binnenring [mm].
- $F_a$  : axiale belasting [kN].
- $F_r$  : radiale belasting [kN].
- *M* : moment belasting [kNmm].

De moment belasting ontstaat doordat de axiale belasting niet geheel centrisch aangrijpt. In het geval van de balanceerbank met een nauwkeurigheid van 0,0013 op concentriciteit is de momentbelasting enigszins beperkt (alhoewel de massa van de disks vrij hoog is waardoor de momentbelasting toch nog

een behoorlijk aandeel heeft). Desalniettemin wordt deze belasting meegenomen en berekend. De nauwkeurigheid van de bank is 0,0013 mm. De nauwkeurigheid van de opspanning van de disk in eerste instantie bij het op de tafel hijsen niet. De maximale afwijking t.o.v. het middelpunt hierbij is, zoals eerder aangenomen bij het berekenen van de dynamische kracht in paragraaf 5.1, 0,03 [mm].

#### $M = F_a * r$

*r* : de afstand tussen het centerpunt van de lager en het aangrijpingspunt van de axiale kracht.

$$M = F_a * r = 71,12 * 0,03 = 2,13 \left[\frac{kN}{mm}\right]$$

De equivalente dynamische belasting kan nu berekend worden. Hier wordt zoals boven al vermeld onderscheid gemaakt in radiale en axiale equivalente belasting. De levensduur van de lager wordt ook per axiaal en radiaal deel van het lager berekend. Allereerst de equivalente dynamische lager belasting in radiaal richting:

 $P = F_r = 4,03 [kN]$ 

Hieruit volgt de levensduur voor het radiale gedeelte is:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{55}{4,03}\right)^{\frac{10}{3}} = 60,7 * 10^8 \text{ onwentelingen}$$

Ten tweede de equivalente dynamische lager belasting in axiaal richting:

$$P = F_a + \frac{4,4M}{d_1} = 71,12 + 4,4 * \frac{2,1336}{130} = 71,19 \ [kN]$$

Hieruit volgt de levensduur voor het axiale gedeelte is:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{200}{71,19}\right)^{\frac{10}{3}} = 31,3 * 10^6 \text{ onwentelingen}$$

Conclusie:

De levensduur van het radiale gedeelte van het axiale-radiale cilindrische lager is  $6,07 \times 10^8$  omwentelingen. En de levensduur van het axiale deel is  $31,3 \times 10^6$  omwentelingen.

#### Bepaling as diameter en doorbuiging

De as is onderhevig aan verschillende krachten. Om er zeker van te zijn dat de as niet zal bezwijken onder de krachten wordt de minimale as-diameter berekend.

Voor het berekenen van de minimale as-diameter en de buiging dient eerst een krachtenlijn en een momentenlijn opgesteld te worden.

#### Gegevens:

De as-diameter wordt aan de hand van de volgende formule berekend.

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_b}}$$

 $\sigma_b$  = Toelaatbare buigspanning = 215 [N/mm<sup>2</sup>] voor S275JR

$$M = \sqrt{M_b^2 + (\frac{\sigma_b}{2 \cdot \tau t} \cdot T)^2}$$

 $\tau t$  : Torsiespanning = 125 [Nm] M<sub>b</sub> : Buigend moment [Nm] T : Torsiemoment

 $M_b = P \cdot L$ P : Belasting = 3070 [N] L : 0,817 [m]

 $T = K_A \cdot \frac{P_m * \eta}{2 \cdot \pi \cdot n}$ 

 $\begin{array}{lll} \mathsf{K}_{\mathsf{A}} & : \mbox{Veiligheidsfactor 2,5} \\ \mathsf{P}_{\mathsf{m}} & : \mbox{Motorvermogen 4 [kW].} \\ \mathsf{n} & : \mbox{Omwentelingen per seconden.} \\ \eta & : \mbox{rendement motor.} \end{array}$ 

#### Berekeningen:

$$T = 9550 * 2.5 \cdot \frac{4 * 0.9}{140} = 613.9 [Nm]$$

$$M_b = 3070 * 2.5 \cdot 0.817 = 6270.5 [Nm]$$

$$M_{\nu} = \sqrt{6270,5^2 + \left(\frac{215}{2 \cdot 125} \cdot 613,9\right)^2} = 6292,7 \left[\frac{N}{m}\right]$$



$$d \ge \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6292,7 * 10^3}{\pi \cdot 215}} = 66,8 \ [mm]$$

De minimale dikte van de as is 66,8 [mm]. Omdat 66,8 een lastig handteerbare maat wordt is een as van 80 mm gebruikt. Dit heeft tevens te maken met het feit om iets extra zekerheid in te bouwen voor het geval dat een disk een keer een flinke onbalans heeft.

Bepaling buiging voor de aandrijfas.

De aandrijfas is onderhevig aan buiging. Om er zeker van te zijn dat de as niet zal bezwijken onder de buigende kracht wordt hier berekend hoever de as zal buigen.

#### Gegevens:

De buiging wordt aan de hand van de volgende formule berekend.

$$B = \frac{P_b \cdot L^3}{8 \cdot E \cdot I}$$

- P<sub>b</sub> : Belasting = 3070 [N].
- L : Lengte = 0.817 [m]
- E : Elasticiteitsmodulus = 210 [Gpa].
- I : Massatraagheidsmoment in [Kg·m<sup>2</sup>].

$$I = 0.5 \cdot m \cdot r^2$$

r : Straal as = 0,080/2 = 0,04 [m].

m : Massa in [kg]

$$m = \pi \cdot r^2 \cdot L \cdot \rho$$

ρ : Dichtheid = 7800Kg

#### Berekeningen:

$$m = \pi \cdot \left(\frac{0,08}{2}\right)^2 \cdot 0,817 \cdot 7800 = 32 [Kg]$$
  

$$I = 0.5 \cdot 32 \cdot \left(\frac{0,08}{2}\right)^2 = 0,0256 [kg * m^2]$$
  

$$B = \frac{3070 \cdot 0,817^3}{8 \cdot 210 * 10^9 \cdot 0,0256} = 3,9 \cdot 10^{-8} [mm]$$

De buiging op de as is minimaal en kan verwaarloosd worden.

01 031 00 14











|     | DR63 | DR71S | DR71M | DRN80M | DRN90S | DRN90L | DRN100LS | DRN100L | DRN112M | DRN132S | DRN132M |
|-----|------|-------|-------|--------|--------|--------|----------|---------|---------|---------|---------|
| AC  | 132  | 139   | 139   | 156    | 179    | 179    | 197      | 197     | 221     | 221     | 261     |
| AD  | 105  | 119   | 119   | 128    | 140    | 140    | 157      | 157     | 170     | 170     | 228     |
| ADS | 105  | 129   | 129   | 139    | 150    | 150    | 158      | 158     | 172     | 172     | 228     |
| L   | 442  | 453   | 478   | 532    | 534    | 566    | 562      | 612     | 643     | 697     | 715     |
| LS  | 497  | 521   | 546   | 613    | 627    | 659    | 656      | 706     | 755     | 809     | 853     |
| LB  | 185  | 196   | 221   | 275    | 277    | 309    | 305      | 355     | 386     | 440     | 458     |
| LBS | 240  | 264   | 289   | 356    | 370    | 402    | 399      | 449     | 498     | 552     | 596     |

V

SEW-EURODRIVE---Driving the world

#### Offerte

Offertenummer: van: Klantnummer: Tel. 9000 **411874160** 27.05.2016 90195047 077 4738522

SEW-EURODRIVE B.V., Postbus 10085, 3004 AB Rotterdam Sulzer Rotating Equipment Service de heer J. van Kleef Spikweien 36 5943 AD LOMM Uw contactpersoon de heer L.A.C. Dekker Sales engineer Motion Control BIDI Tel. 010 4483604 Fax 010 4155552 leo.dekker@sew-eurodrive.nl

Uw aanvraag: aandrijving balanceerbank rotoren Datum aanvraag: 27.05.2016

Geachte heer J. van Kleef,

Hartelijk dank voor uw belangstelling in onze producten. Graag sturen wij u onze offerte die is gebaseerd op uw aanvraag.

In deze aanbieding vindt u twee mogelijke oplossingen voor het aandrijven van een balanceerinstallatie. De eerste oplossing (posities 1-3) omvat een aandrijving met extern in een besturingspaneel onder te brengen frequentieregelaar, de tweede geeft u een aandrijving met ingebouwde frequentieregelaar en bedieningspaneel. Die laatste is tevens voorzien van een stuurstroomtrafo en bedieningspaneel, en biedt u een totaaloplossing binnen één unit.

U bent nog in de ontwerpfase, er zijn daarom nog geen details in te vullen. Beschouwt u deze aanbieding daarom als leidraad, niet als uitgewerkt geheel. Er zijn nog heel wat bespreekpunten, van radiale asbelasting tot klemmenkastpositie en al of geen afgeschermde motorkabel etc etc, om tot een definitieve selectie te komen. Ik wil voorstellen om na deze oriëntatie een keer de installatie bij u aan tafel te bespreken met mijn buitendienstcollega Ralph Houben. Ralph werkt vanuit het filiaal in Grubbenvorst, slechts 8 km bij u vandaan, en kan daarom snel voor u beschikbaar zijn (zijn nummer: 06 2279 8522). Aarzelt u niet om gebruik van deze ondersteuning te maken.

| Pos. | Aantal   | Omschrijving<br>Artikelnummer<br>Uw productnummer:                                       | Prijs/Stuk<br>Netto EUR | Totaalprijs<br>Netto EUR |
|------|----------|--|-------------------------|--------------------------|
| Func | tiegroep | Met externe regelaar   |                         |                          |
| 01   | 1 ST     | SEW rechte motorreductor<br>R57 DRN112M4/TF  | 1,012.28                | 1,012.28                 |
| 02   | 1 ST     | MOVITRAC MC07B0040-5A3-4-00<br>8285233   | 565.50                  | 565.50                   |
| 03   | 1 ST     | Bedieningspaneel FBG11B<br>18206352  | 36.00                   | 36.00                    |
| Func | tiegroep | Met interne regelaar   |                         |                          |
| [11] | 1 ST     | SEW rechte MOVIMOT-motorreductor<br>R57 DRN112M4/MM40/MO<br>Alternatief voor positie. 01 | [2,076.77]              | [2,078.77]               |
|      |          | Totaal posities exclusief BTW<br>Vrachtkosten totaal                                     |                         | 1,613.78<br>59.00        |



# V Lagerspecificaties

Dimensions





| d              |      | 80    | mm |
|----------------|------|-------|----|
| D              |      | 146   | mm |
| н              |      | 35    | mm |
| d 1            |      | 130   | mm |
| С              |      | 12    | mm |
| Η 1            |      | 23.35 | mm |
| J              |      | 92    | mm |
| J <sub>1</sub> |      | 138   | mm |
| Ν              |      | 5.6   | mm |
| Ν 1            |      | 10    | mm |
| N 2            |      | 4.6   | mm |
| а              |      | 4     | mm |
| r 1            | min. | 0.3   | mm |
| r <sub>2</sub> | min. | 0.3   | mm |

#### Calculation data

| Basic dynamic load rating - radial direction | С               | 55   | kN        |
|--|-----------------|------|-----------|
| Basic static load rating - radial direction  | C <sub>0</sub>  | 102  | kN        |
| Basic dynamic load rating - axial direction  | С               | 37.5 | kN        |
| Basic static load rating - axial direction   | C <sub>0</sub>  | 200  | kN        |
| Attainable speed for grease lubrication      |                 | 350  | r/min     |
| Attainable speed for oil-air lubrication     |                 | 700  | r/min     |
| Axial preload                                |                 | 1.3  | kN        |
| Axial unloading force                        |                 | 2.8  | kN        |
| Frictional moment                            | C <sub>RL</sub> | 3    | N∙m       |
| Axial stiffness                              |                 | 5    | kN/µm     |
| Radial stiffness                             |                 | 3.1  | kN/µm     |
| Moment stiffness                             |                 | 7    | kN∙m/mrad |

#### Mass

| Mass bearing                        |   | 2.3 | kg  |
|-------------------------------------|---|-----|-----|
| Rotary table                        |   |     |     |
| Guideline diameter                  |   | 200 | mm  |
| Mounting information                |   |     |     |
| Retaining bolts                     |   |     |     |
| Size                                |   | M5  |     |
| Number of bolts                     |   | 2   |     |
| Angle between bolts                 |   | 180 | 0   |
| Angle between bolts                 |   | 180 | ٥   |
| Removal threads                     |   |     |     |
| Size                                | G | M5  |     |
| Number of threads                   |   | 3   |     |
| Angle between threads               |   | 120 | 0   |
| Required attachment bolts, shaft    |   |     |     |
| Bolt size                           |   | M5  |     |
| Pitch                               | a | 30  | 0   |
| Number of bolts                     |   | 10  |     |
| Tightening torque (Bolt grade 10.9) |   | 8.5 | N∙m |
| Required attachment bolts, housing  |   |     |     |
| Bolt size                           |   | M4  |     |
| Pitch                               | a | 30  | ٥   |
| Number of bolts                     |   | 9   |     |
| Tightening torque (Bolt grade 10.9) |   | 4.5 | N∙m |

Tolerances: P4A, P4, PA9A, P2, Chamfer dimensions Recommended shaft and housing fits: shafts, housings Values for ISO tolerance classes: shafts, housings Speed dependent initial grease fill Initial grease fill Clamping and fitting forces: D design, E design, B design

## S71916 CD/P4A

#### Dimensions



| d                |      | 80     | mm |
|------------------|------|--------|----|
| D                |      | 110    | mm |
| в                |      | 16     | mm |
| d 1              |      | 89.2   | mm |
| d 2              |      | 89.2   | mm |
| D <sub>2</sub>   |      | 103.74 | mm |
| r <sub>1,2</sub> | min. | 1      | mm |
| r <sub>3,4</sub> | min. | 0.3    | mm |
| а                |      | 20.8   | mm |
|                  |      |        |    |

#### Abutment dimensions



| d <sub>a</sub> | min. | 84.6 | mm |
|----------------|------|------|----|
| d a            | max. | 88.6 | mm |
| d <sub>b</sub> | min. | 84.6 | mm |
| d <sub>b</sub> | max. | 88.6 | mm |
| D a            | max. | 105  | mm |
| D b            | max. | 108  | mm |
| ra             | max. | 1    | mm |
| r <sub>b</sub> | max. | 0.3  | mm |

#### Calculation data

| Basic dynamic load rating               | С              | 36.4  | kN    |
|---|----------------|-------|-------|
| Basic static load rating                | C <sub>0</sub> | 39    | kN    |
| Fatigue load limit                      | P <sub>u</sub> | 1.7   | kN    |
| Attainable speed for grease lubrication |                | 11000 | r/min |
| Ball diameter                           | Dw             | 9.525 | mm    |

Designation suffixes H, H1, L and L1 identify variants for direct oil-air lubrication ( Variants).

| Number of balls                                  | z               | 27   |      |
|--|-----------------|------|------|
| Preload (back-to-back, face-to-face)             |                 |      |      |
| Preload class A                                  | G <sub>A</sub>  | 140  | Ν    |
| Preload class B                                  | G <sub>B</sub>  | 280  | Ν    |
| Preload class C                                  | G <sub>C</sub>  | 560  | Ν    |
| Preload class C                                  | G <sub>C</sub>  | 560  | Ν    |
| Preload class D                                  | G <sub>D</sub>  | 1120 | Ν    |
| Calculation factor                               | f               | 1.24 |      |
| Calculation factor                               | f <sub>1</sub>  | 1    |      |
| Calculation factor                               | f <sub>2A</sub> | 1    |      |
| Calculation factor                               | f <sub>2B</sub> | 1.04 |      |
| Calculation factor                               | f <sub>2C</sub> | 1.09 |      |
| Calculation factor                               | f <sub>2D</sub> | 1.15 |      |
| Calculation factor                               | f <sub>HC</sub> | 1    |      |
| Static axial stiffness                           |                 |      |      |
| Preload class A                                  |                 | 85   | N/µm |
| Preload class B                                  |                 | 117  | N/µm |
| Preload class C                                  |                 | 167  | N/µm |
| Preload class D                                  |                 | 246  | N/µm |
| Calculation factors for equivalent bearing loads |                 |      |      |
| Calculation factor                               | f <sub>0</sub>  | 16.5 |      |
| Mass   |                 |      |      |
| Mass bearing                                     | 0.              | 378  | kg   |

**Offerte SEW** 

| SEW-EURODRIVEDriving the world                                 |                  |      |                         |                          |
|--|------------------|------|-------------------------|--------------------------|
| Offerte  |                  |      |                         | SEW                      |
| Offertenummer: 9000 411874160                                  |                  | van: | 27.05.2016              | 2/7                      |
| Pos. Aantal Omschrijving<br>Artikelnummer<br>Uw productnummer: |                  |      | Prijs/Stuk<br>Netto EUR | Totaalprijs<br>Netto EUR |
| Totaalbedrag exclusief BTW                                     |                  |      |                         | 1,672.78                 |
|  | Totaalwaarde EUR |      |                         | 1,672.78                 |
| Betalingsconditie: Betaling vóór of bij levering               |                  |      |                         |                          |

Leveringsvoorwaarde: DAP-bestemming met vrachtkosten "Incoterms 2010" Geldig tot: 27.07.2016

\_\_\_\_\_

| SEW       | -EURODRIVEDrivir | ng the world    |                 |                 |
|-----------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Of        | ferte            |                 |                 | SEW             |
| Offe      | rtenummer: 90(   | o 411874160     | van: 27.05.2016 | Pagina 3 / 7    |
| Pos.      | Aantal           | Artikelnummer   | Prijs/Stuk EUR  | Totaalprijs EUR |
| Fun<br>01 | ctiegroep Met e  | xterne regelaar | 1,012.28        | 1,012.28        |



Opmerking: Kleur en technische specificaties kunnen afwijken van deze afbeelding. Voor de technische specificaties raadpleeg de volgende gegevens.



| Technical data                 |                                 |                                |  |
|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|--|
| Toerental [r/min]              | : 1464 / 228                    | Nominaalstroom [A]             | : 13.80 / 7.90                               |
| Totale overbrengingsverhouding | : 6.41 / Oneindig               | Cosinus-phi                    | : 0.81                                       |
| Max.toelaatbaar koppel         | : 335                           | Schakelschema                  | : R13T / 681510306                           |
| Uitgaand koppel [Nm]           | : 167                           | lsol.kl.[°C]/Besch.graad[IP]   | : 155(F) / 55                                |
| Bedrijfsfactor SEW-FB          | : 2.00                          | International efficiency class | : IE3  |
| Bouwvorm IM                    | : M1                            | Efficiency                     |  |
| Klemmenkast[°]/Kabelinvoerpos  | .: 0 (R) / X (normaal)          | bij 50/75/100% Pn [%]          | : 88.6 / 89.4 / 88.7                         |
| Smeermiddel / hoeveelheid [1]  | : CLP 220 minerale olie / 0.80  | CE kenmerk                     | : Ja   |
| Kleurcodering                  | : eindlaag RAL7031 (blauwgrijs) | Motorbeveiliging               | : TF = PTC Temperatuursensor                 |
|                                |                                 | Klemmenkast                    | : Onderste gedeelte van de<br>klemmenkast is |
| Uitgaande as                   | : 35x70 mm                      |                                | tapgat                                       |
| Documentatie A                 | : 21932840                      | 1                              | 1xM32, 1xM16                                 |
| Onderdeellijst                 | : 012810797                     | Documentatie A                 | : 21927243                                   |
| Motorvermogen [kW]             | :4                              | Typeplaatje                    | : Engels                                     |
| Motorfrequentie [Hz]           | : 50                            | Positie typeplaatje            | : 270°                                       |
| Inschakelduur S1-S10           | : S1                            | Gebruiksaanwijz. voertaal/aant | : Nederlands                                 |
| Motorspanning [V] /aansluiting | : 230/400 driehoek/ster         | Statistiek nummer              | : 85015220                                   |
|                                |                                 |                                |  |

Nettogewicht [KG] :ca. 60/ST 60/Pos.

| Hooldvestiging          |                          | Vestiging Oost             | Vestiging Noordwest        | Vestiging Zuid                | Vestiging Noord          | Bankgepevens                        |
|-------------------------|--------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|
| SEW-EUROOFINE B.V.      | Tel. +31 (0)10 44 63 700 | Zonnehoret 2               | Weberstrast 74             | Morcuriusweg BA               | Wetterkant 12            | ABN AMRO Bank N.V.: 42.89.33.222    |
| Postbus 10085           | Fax +31 (0)10 41 55 552  | 7207 BT ZUTPHEN            | 1446 VV PURMEREND          | 5071 LX GRUBBENVORST          | 8401 GC GORREDUK         | IBAN: NL45ABNA 0426033222           |
| 3004 AB_ROTTERDAM (NL)  | Senice +31 K0800-SEWHELP | Tel. +31 (0(575 57 44 94   | Tel. +31 (0299-66-63-36    | Tel31 (0)/7 30 61 873         | Tel. +31 (0(513 72 61 00 | BIC: ABNANL2A                       |
| Industrieweg 175        | infolksaw-autodriva.nl   | zutphenillsew-eurochive.nl | purmerandRaew-eurodriva.nl | In seihborus-war@tecomedciutg | gonedik@sew-eurodrive.nl | BTW-nummer: NL006329226801          |
| 3044 AS FIOTTERDAM (NL) | www.sew-puradrive.n/     |                            |                            | -                             |                          | Handelsregister Rotterdam: 24072056 |

| SEW  | -EURODRIVEDriving the           | world                                    |                               |               |                 |
|------|---------------------------------|--|-------------------------------|---------------|-----------------|
| Of   | ferte                           |  |                               |               | SEW             |
| Offe | rtenummer: 9000 4               | 411874160                                | van: 2                        | 27.05.2016    | Pagina 4 / 7    |
| Pos. | Aantal                          | Artikelnummer                            | Prijs/                        | Stuk EUR      | Totaalprijs EUR |
|      | Levertijd:                      | circa 3-4 weken                          |                               |               |                 |
| Fun  | ctiegroep Met extern            | ne regelaar                              |                               |               |                 |
| 02   | 1 ST<br>MOVITRAC MC07E          | 8285233<br>30040-5A3-4-00                |                               | 565.50        | 565.50          |
|      | Technical data                  |  | I                             |               |                 |
|      | Bouwgrootte                     | : 0L                                     | Nominaal vermogen [HP]        | : 5,00        |                 |
|      | Uitvoering regelaar             | : Standaarduitvoering                    | Uitgaande spanning [V]        | : 3 x 0-V net |                 |
|      | Geintregeerd lijnfilter         | : Categorie C2                           | Uitgaande nominale stroom [A] | : 9,50        |                 |
|      | Spanning [V]                    | : 3x380-500                              | Toerentalbereik [1/min]       | : 0-5500      |                 |
|      | Stroom [A]                      | : 8.6                                    | Omgevingstemperatuur [°C]     | : -10+50      |                 |
|      | Frequentie (Hz)                 | : 50-80 +/- 5%                           | Beschermingsgraad [IP]        | : 20          |                 |
|      | Vermogen [kW]                   | : 4,00                                   | statistisch goederennummer    | : 85044084    |                 |
|      | Nettogewicht [KG]<br>Levertijd: | : ca. 2.0/ST 2.0/Pos.<br>circa 1-2 weken |                               |               |                 |
| Fun  | ctiegroep Met extern            | ne regelaar                              |                               |               |                 |
| 03   | 1 ST<br>Bedieningspaneel        | 18206352<br>FBG11B                       | 1                             | 36.00         | 36.00           |
|      | Type & grootte                  | : FBG11B                                 | statistisch goederennummer    | : 85049099    |                 |
|      | Gebruik                         | : MOVITRAC                               |                               |               |                 |

| Technical data    |               |           |                            |          |
|-------------------|---------------|-----------|----------------------------|----------|
| Type & grootte    | : FBG11B      |           | statistisch goederennummer | : 850490 |
| Gebruik           | : MOVITRAC    |           |                            |          |
| Nettogewicht [KG] | : ca. 0.14/ST | 0.14/Pos. |                            |          |

Levertijd: circa 1-2 weken

#### Functiegroep Met interne regelaar

11 Alternatief voor positie. 01

| HoodNeestiging         Vestiging Doat         Vestiging Noord         Vestiging Noord         Bankgopwens           SW-ERRORDER 8U.         Fail         +31 (p)10 44 (B 10)         727 07 BT 2UTH4N         Vestiging Noord         Westiging Noord         Westiging Noord         Bankgopwens           S004 R0.0016/04 (B 10)         Fail         +31 (p)10 44 (B 10)         727 07 BT 2UTH4N         1446 VV PUHMERIND         B671 LX ORUBBENXORST         8424 GC GORREDUK         Bankgopwens           J004 AD ROTTERDAM (NL)         Service +31 (p)00 5K2M (DL)         Fel. +31 (0)07 5 37 44 84         Fel. +31 (2)299 66 33 8         Tel. +31 (p)17 30 61 073         Tel. +31 (p)15 72 61 0         00C. ADNAULA           J044 AS ROTTERDAM (NL)         www.sev.eurod/tw.nl         JuthenBaw-eurod/tw.nl         putmanadBaw-eurod/tw.nl         grubbarvostBibew-eurod/tw.nl         grubbarvostBibew-eurod/tw.nl         Bandgopwens | 2.69-33.222<br>3222<br>226801<br>m: 24072056 |
|---|--|
|---|--|

| SEW-  | EURODRIVEDriving                      | the world                                      |                  |              |                 |
|-------|---------------------------------------|--|------------------|--------------|-----------------|
| Off   | erte                                  |  |                  |              | SEW             |
| Offer | tenummer: 9000                        | 411874160                                      | van:             | 27.05.2016   | Pagina 5 / 7    |
| Pos.  | Aantal                                | Artikelnummer                                  | Pr               | ijs/Stuk EUR | Totaalprijs EUR |
|       | De prijs van dez                      | e positie is niet in het totaalbedrag van de o | fferte begrepen. |              |                 |
|       | 1 ST<br>SEW rechte MO<br>R57 DRN112M4 | VIMOT-motorreductor<br>/MM40/MO                |                  | 2,076.77     | 2,076.77        |



Opmerking: Kleur en technische specificaties kunnen afwijken van deze afbeelding. Voor de technische specificaties raadpleeg de volgende gegevens.



| Technical data                 |                                 |                                |                     |
|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| Ingaand toerental              | : 1400 - 280                    | Motorfrequentie f2 [Hz]        | : 13                |
| Uitgaand toerental             | : 218 - 44                      | Motorspanning [V]              | : 380-500           |
| Totale overbrengingsverhouding | ): 6.41 / Oneindig              | Netfrequentie [Hz]             | : 50-60             |
| Max.toelaatbaar koppel         | : 335                           | Nominale netstroom MM [A]      | : 8.60              |
| Uitgaand koppel [Nm]           | : 175                           | Nominaal stroom MM [A]         | : 8.70              |
| Bedrijfsfactor SEW-FB          | : 1.90                          | Cosinus-phi                    | : 0.99              |
| Bouwvorm IM                    | : M1                            | Standaard schakelschema        | : 801800107         |
| Klemmenkast[°]/Kabelinvoerpos  | .: 270(T)/ normaal              | lsol.kl.[°C]/Besch.graad[IP]   | : 155(F) / 54       |
| Positie externe optie          | : Positie 2                     | Soort MOVIMOT                  | : MM40D-503-00      |
| Smeermiddel / hoeveelheid [1]  | : CLP 220 minerale olie / 0.80  | DIP-switch instelling          | : 10000000 00000000 |
| Kleurcodering                  | : eindlaag RAL7031 (blauwgrijs) | Externe optie                  | : MLG11A            |
|                                |                                 | Artikelnummer DIM              | : 28222040          |
| Uitgaande as                   | : 35x70 mm                      | MOVIMOT remweerstand           | : BW2               |
| Documentatie A                 | : 21932840                      | Documentatie A                 | : 21214255          |
| Onderdeellijst                 | : 012610797                     |                                |                     |
|                                |                                 | Typeplaatje                    | : Engels            |
| Motorvermogen [kW]             | : 4 / 0.8                       | Positie typeplaatje            | : 180°              |
| Motorfrequentie [Hz]           | : 50                            | Gebruiksaanwijz. voertaal/aant | : Nederlands        |
| Inschakelduur S1-S10           | : S1                            | Statistiek nummer              | : 85015220          |
| Verstelbereik                  | : 1:5                           |                                |                     |
| Nettogewicht [KG] : d          | a. 64/ST 64/Pos.                |                                |                     |

| Hoodsvestiging         Tel.         +31 (0)10 44 83 700           SRW EURODENCE B.V.         Tel.         +31 (0)10 44 83 700           Postbus 10085         Fax         +31 (0)10 44 83 502           3004 AB ROTT/DOAM (%L)         Senice +31 (0)70 42 85 552         500 40 (%L)           Industriants M (%L)         Senice +31 (0)70 42 (%L)         500 40 (%L)           Value AB ROTT/DOAM (%L)         Senice +31 (0)70 42 (%L)         500 40 (%L)           Value AB ROTT/DOAM (%L)         Senice +31 (0)70 42 (%L)         500 40 (%L)           Value AB ROTT/DOAM (%L)         Senice +31 (0)70 42 (%L)         500 40 (%L) | Vestiging Oost<br>Zonnenonst 2<br>7207 817 ZUTPHEN<br>TeL +31 (0)575 57 44 94<br>ZutphenBaew-ourodrive.nl | Vestiging Noordwest<br>Webenstraat 74<br>1446 VV PURMEREND<br>Tel. 431 (0299-05-03-06<br>purmenendRaew-eurodriva.nl | Vestiging Zaid<br>Mercuriusweg BA<br>50°1 LX GRUBBEINVORST<br>Tel. +31 (2017 36 01 873<br>grubbervorstilteev-eurodriva.rt | Vestiging Noord<br>Wetterkent 12<br>8424 GC GCHREDUK<br>Tel. +31 (0513 72 61 00<br>gonedijk@sew-eurodrive.nl | Barkgepevens<br>ABN AMIKO Bark N.V.: 42.89-33.222<br>IIIAAN, N.J. 45ABPA, D.20853222<br>DIC: ADNANL2A<br>BTW-numme: NLD08325226B01<br>Handelsvogster Rotterdam: 24072055 |  |
|---|---|---|---|--|--|--|
|---|---|---|---|--|--|--|

SEW-EURODRIVE----Driving the world

#### Offerte



Offertenummer: 9000 411874160

van: 27.05.2016 Pagina 6 / 7

| Pos. | Aantal     | Artikelnummer   | Prijs/Stuk EUR | Totaalprijs EUR |
|------|------------|-----------------|----------------|-----------------|
|      |            |                 |                |                 |
|      |            |                 |                |                 |
|      | Levertijd: | circa 3-4 weken |                |                 |

circa 3-4 weken

Totaalgewicht (netto) ca. 63 KG

| Totaalwaarde                                      | EUR | 1,672.78 |
|---|-----|----------|
| Vrachtkosten totaal<br>Totaalbedrag exclusief BTW |     | 59.00    |
| Totaal posities exclusief BTW                     |     | 1.613.78 |

Heeft u meer informatie nodig met betrekking tot uw offerte?

Het dossieroverzicht biedt u na eenmalig vrijschakelen een compact overzicht over uw actuele offertes: https://www.sew-eurodrive.nl/os/c/main.do?viewset=OVERVIEW&type=quotation&country=NL&language=EN\_US Hier vindt u tevens CAD-gegevens, documentaties of technische productgegevens over de aangeboden producten.

Links naar de maatbladen:

Positie 100

https://www.drivegate.biz/docu/mb/8cee62c1-59f2-447e-9e19-36347e6a2fd2 https://www.drivegate.biz/docu/mb/77ed7baf-cfdd-4b1b-84bb-29779bbdcced

Positie 1100

https://www.drivegate.biz/docu/mb/b05cae4d-2c05-4a59-aa6f-6af62e6a890c https://www.drivegate.biz/docu/mb/07e6d947-38ee-4068-a9c9-40cdad1853ee

In geval van opdracht leveren wij u volgens de Algemene verkoop- en leveringsvoorwaarden voor de metaal- en de elektrotechnische industrie(FME-CWM) en onze aanvullende bepalingen, tenzij uitdrukkelijk schriftelijk anders is overeengekomen. Door u gehanteerde Algemene inkoopvoorwaarden worden uitdrukkelijk van de hand gewezen. In afwijking van artikel II van de FME-CWM-voorwaarden geldt dat de aangeboden prijs gedurende 60 dagen vaststaat.

Kunt u bij bestelling ons offertenummer vermelden? Wij kunnen uw order dan sneller verwerken.

Heeft u naar aanleiding van onze offerte nog vragen, neemt u dan contact op met uw contactpersoon (zie rechts bovenaan voorblad).

Wij verheugen ons op uw opdracht.

Met vriendelijke groet, SEW-EURODRIVE B.V.

In verband met automatische gegevensverwerking, is deze offerte niet voorzien van een handtekening.

Belangrijk: Sinds 1 januari 2015 is de tweede fase van EU-verordening 640/2009 van kracht. Deze verordening bepaalt de minimaal toegestane energie-efficiencyklassen van asynchrone motoren binnen de Europese Unie en in de landen die met haar geassocieerd zijn. De verordening is gericht op verdere besparingen op energieverbruik en CO2-uitstoot. Behoudens enkele uitzonderingen heeft de tweede fase van de verordening betrekking op asynchrone motoren met een uitgaand vermogen van 7,5 kW tot 375 kW. Asynchrone motoren in dit bereik moeten voldoen aan de energie-efficiencyklasse IE3 of – wanneer bediend via een frequentieregelaar – aan energie-efficiencyklasse IE2. Per 1 januari 2017 geldt dit voor motoren vanaf 0,75 kW tot 375 kW.

SEW-EURODRIVE biedt energie-efficiencyklasse IE3-motoren (type DRN) zonder meerprijs ten opzichte van IE2. Hiermee voldoet u altijd aan de geldende regelgeving. Tevens hebben wij motoren met de nog hogere energie-

| Hooldvestiging         |                          | Vestiging Oost           | Vestiging Noordwest        | Vestiging Zaid                | Vestiging Noord           | Bankgepevens                         |
|------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|-------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|
| SEW-EUROOFINE B.V.     | Tel. +31 (010 44 63 700  | Zonnehoret 2             | Weberstraat 74             | Mercuriusweg 6A               | Wetherkant 12             | ABN AMRO Bank N.V.: 42.89-33.222     |
| Postbus 10085          | Fax +31 (0)10 41 55 552  | 7207 BT ZUTPHEN          | 1446 VV PURMEREND          | 5071 LX GRUBBENVORST          | 8401 GC GORREDUK          | IBAN: NL45ABNA 0426033222            |
| 3004 AB_ROTTERDAM (NL) | Senice +31 K1800-SEWHELP | Tel. +31 (0575 57 44 94  | Tel. →31 IC(299-06-63-36   | Tel. +31 (0)77 30 61 873      | Tel. +31 (0(513 72 61 00  | DIC: ABNANL2A                        |
| Industrieweg 175       | infoRsaw-autodriva.rl    | zutphen@sew-eurodrive.nl | purmerend@aew-eurodrive.nl | grubbervorst@sew-eurodriva.rl | gorredik@sew-eurodrive.n/ | BTW-nummer: NL006329226801           |
| 3044 AS RÖTTERDAM (NL) | www.sew-eurodrive.nl     |                          |                            |                               |                           | Handelsregister Flotterdam: 24072056 |

SEW-EURODRIVE --- Driving the world

#### Offerte



Offertenummer: 9000 411874160

van: 27.05.2016 Pagina 7 / 7

efficiencyklasse IE4 (DRU/DRC of MOVIGEAR®). Vraag uw vaste contactpersoon eventueel om meer informatie. Hij/zij kan u dan adviseren over een mogelijke overstap op IE3- of IE4-motoren. U vindt meer informatie over 'energy efficiency' op <u>www.sew-eurodrive.nl</u>.

 Modt/vestiging
 Vestiging Dost
 Vestiging Noordwest
 Vestiging Zaid
 Vestiging Noord
 Bankgepvess

 SPW FURCORING IB V.
 Tel.
 \*31 (0):0.41 (0):500
 Zommenni 2
 Webrekant 74
 Menzanuewig IA
 Menzanuewig IA



|          | 1             |   |
|----------|---------------|---|
|          |               |   |
|          | DESCRIPTION   | 1 |
|          |               |   |
| ia       |               | D |
| laat     |               | ł |
| haat     |               | 1 |
|          |               | 1 |
| tructie  |               | 1 |
|          |               | F |
|          |               |   |
| us       |               | Ł |
|          |               |   |
|          |               | 1 |
|          |               | С |
| cept 3   |               |   |
|          |               |   |
|          |               | Ł |
|          |               |   |
|          |               | ₹ |
| isc 1    |               | 1 |
|          |               | 1 |
|          |               |   |
|          |               |   |
|          |               | в |
|          |               | ł |
|          |               | 1 |
|          |               | 1 |
|          |               | 1 |
|          |               | ┝ |
|          |               |   |
|          |               |   |
|          |               |   |
|          |               |   |
| Date     |               | А |
| 2-6-2016 | 5             | ł |
|          |               |   |
| cept 3   | Edition Sheet |   |
|          | 1             | 1 |
