



UNIVERSITEIT
GENT

Ingenieursproject 2

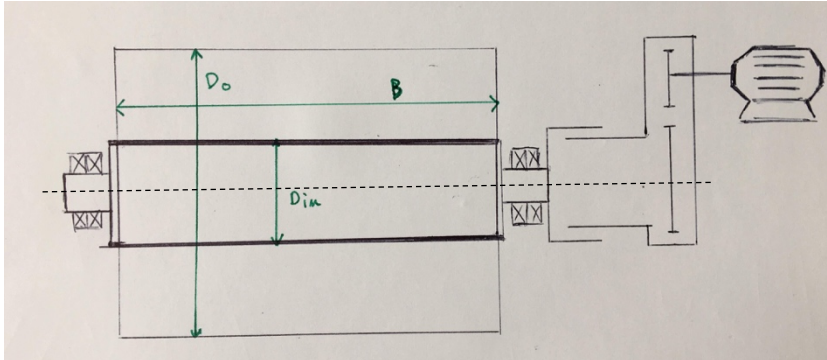
PAPIERAFHASPELAAR-REKENNOTA

ANDREAS VERBEKE

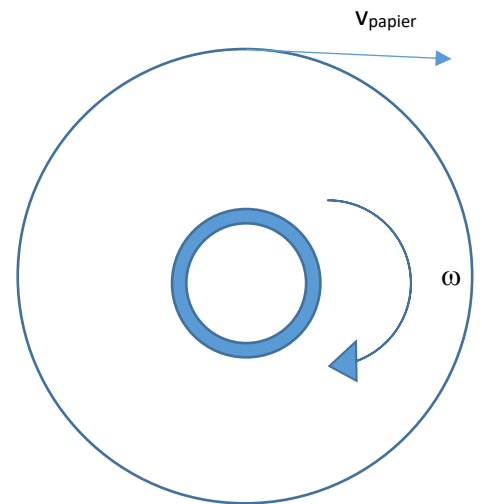
Inhoudsopgave

1. Algemene gegevens	2
2. Vermogen motor	4
3. Levensduur van de lagers	5
4. Berekening trommel	6
4.1 Berekening momentenlijn.....	6
4.2 Berekening hoekverdraaiing.....	8
5. Spanningsberekeningen.....	10
5.1 Gebruikte formules en criterium van Von Mises.....	10
5.2 Kritieke punten.....	11
5.3 Spanningen in kritieke punten.....	12
5.3.1 Vergelijking voor wringing in de drum	12
5.3.2 σ_{vgl} in A	12
5.3.3 σ_{vgl} in B	13
6. Bijkomende berekeningen.....	15
6.1 Krimpverbinding hoofd-as.....	15
6.2 Berekening spieverbinding	16
7. Selectie commerciële componenten.....	16
7.1 Selectie bouten.....	16
7.1.1 bouten trommel.....	17
7.1.2 bouten behuizing.....	17
7.2 Spannsatz.....	17
3D-model.....	18
Werkstuklijst	19
Bijlagen	21
Bijlage 1.....	21
Bijlage 2.....	22
Bijlage.....	23

1. Algemene gegevens



Figuur 1a: Vereenvoudigde voorstelling van het project met afmetingen



Figuur 1b: zij aanzicht

Volgende specificaties zijn opgegeven voor het project:

Lengte van de papierrol	80 km
Duur van het afhaspelen	150 min
Dichtheid van het papier	1500 kg/m ³
Dikte van het papier	0,1 mm
Breedte papierrol B	8500 mm
Buitendiameter trommel D_{in}	1000 mm
Opstartfase	25 sec
Remtijd	5 sec
Rendement tandwielkast	90%
Levensduur lagers	400 dagen (3x op-en afhaspelen per dag)
Veiligheidsfactor krachten en levensduur	1,5

Als een constante papersnelheid wordt verondersteld, kunnen reeds volgende gegevens eenvoudig worden afgeleid:

Volume papier	68 m ³
Massa papier	102 ton
Papiersnelheid v_b	8,85 m/s
Buitendiameter papierrol D_0	3345 mm
Aantal cycli per afhaspeling	11723
Minimale hoeksnelheid ω_{min}	5,32 rad/s (51 rpm)
Maximale hoeksnelheid ω_{max}	17,8 rad/s (170 rpm)

Tot slot wordt nog de bedrijfsfactor bepaald. Uit het tabellenboek van Roloff-Matek werden volgende tabellen gehaald:

Tabel 3-5 Toepassings- resp. bedrijfsfactor K_A

a) voor tandwieloverbrengingen (volgens DIN 3990-1)¹⁾

werkwijze	aandrijvende machine			
aangedreven machine	gelijkmatig bijv. elektromotor stoomturbine, gasturbine	lichte stoten bijv. als gelijkmatig, maar grotere, vaak op- trekkende aanloopmo- menten	middelmatige stoten bijv. meercilinder- brandingsmotor	zware stoten bijv. één cilinder- verbrandingsmotor
gelijkmatig, bijv. aggregaten, bandtransporteurs, platenbandtransporteurs, transport Schroeven, lichte elevatoren, elektrotakels, voedingsaandrijving bij gereedschapsmachines, ventilatoren, turboventilatoren, turbocompressoren, roerwerken en mengers voor stoffen met gelijkmatige dichtheid, scharen, persen, pousen bij dimensionering op maximaal snijmoment	1,0	1,1	1,25	1,5
lichte stoten, bijv. ongelijkmatig beladen bandtransporteurs, hoofdaandrijving van gereedschapsmachines, zware elevatoren, draaiwerken van kranen, industrie- en mijnventilatoren, centrifugaalpompen, roerwerken en mengers voor stoffen met ongelijkmatige dichtheid, plunjerpompen met meer dan één cilinder, opvoerpompen	1,25	1,35	1,5	1,75
middelmatige stoten, bijv. extrusiepers voor rubber, mengers met onderbroken bedrijf (rubber, kunststoffen), houtbewerking, lierwerken, één-cilinder plunjerpompen, kogelmolens	1,5	1,6	1,75	2,0 of hoger
sterke stoten, bijv. bagger/graafmachines, zware kogelmolens, rubberkneedmachines, breekmachines (steen, erts), hoogovenmachines, baksteenpersen, briketpersen, schilpmachines, boorinstallaties voor grond- en oliboring, koudbandwalsinstallaties	1,75	1,85	2,0	2,25 of hoger

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

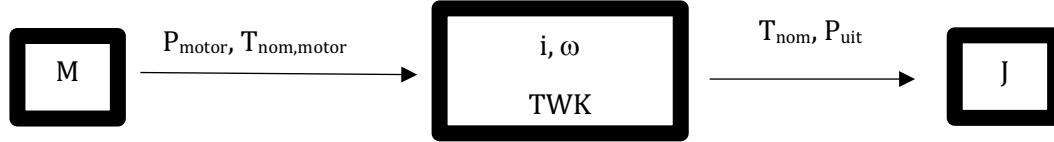
c) voor las-, nagel-, pen- en boutverbindingen

beweging	soort machine, respectievelijk onderdeel (voorbeelden)	soort schok	bedrijfsfactor K_A
gelijkvormige, draaiende bewegingen	elektrische machines, slijpmachines, stoom- en waterturbines, draaiende compressoren	zwak	1,0 ... 1,1
gelijkvormige, heen-en-weer gaande bewegingen	stoommachines, verbrandingsmotoren, schaaf- en draaibanken, zuigercompressoren	gemiddeld	1,2 ... 1,4
draaiende, respectievelijk heen-en-weer gaande bewegingen, gepaard gaande met stoten	kunststofpersen, buig- en richtmachines, walswerkmachines	middelsterk	1,3 ... 1,5
stotende bewegingen	spilpersen, hydraulische smeedpersen, kantpersen, profielscharen, zaagramen	sterk	1,5 ... 2,0
slaande bewegingen	steenbrekers, hamers, walswerkkoudscharen, walsstijlen, breekmachines	zeer sterk	2,0 ... 3,0

Hieruit volgt dus dat in deze toepassing met een bedrijfsfactor $C_B=1$ zal gewerkt worden.

2. Vermogen motor

De motor moet een koppel kunnen leveren aan de rol en moet hiertoe een bepaald vermogen hebben. Uit de berekening van het benodigde koppel kan het benodigde vermogen afgeleid worden. Schematisch kan dit als volgt voorgesteld worden:



Figuur 2: Schematische voorstelling van de vermogensoverdracht

Uit de de gegevens van het project kunnen volgende grootheden afgeleid worden:

$$\dot{\omega} = \text{cte} = \frac{\omega_{\min}}{\Delta t_{\text{opst}}} = 0,2126 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{\min} = 5,32 \text{ rad/s} = 51 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\max} = 17,8 \text{ rad/s} = 170 \text{ rpm}$$

Bovendien geldt $n_{\text{motor}} \approx \frac{3000}{k} \text{ rpm}$, waarbij k het aantal poolparen is.

Het nominaal koppel kan berekend worden via het traagheidsmoment en de hoekversnelling met volgende formule

$$T_{\text{nom}} = J * \dot{\omega} \quad (1)$$

Tussen het vermogen geleverd door de motor P_{motor} en het gereduceerde vermogen P_{uit} geldt

$$P_{\text{uit}} = P_{\text{motor}} * \eta \quad (2)$$

Aangezien het vermogen ook geschreven kan worden in functie van het geleverde koppel en de hoeksnelheid, $P = T * \omega$, kan dit verband geschreven worden in functie van het aangelegde koppel van de motor en geleverde koppel aan de jumborol. Substitutie van deze uitdrukking in (2) levert dus

$$T_{\text{nom}} \omega_{\text{uit}} = \eta T_{\text{nom,motor}} \omega_{\text{in}} \Leftrightarrow \omega_{\text{in}} = \frac{T_{\text{nom}}}{\eta T_{\text{nom,motor}}} \omega_{\text{uit}}$$

De verhouding $\frac{T_{\text{uit}}}{\eta T_{\text{in}}}$ is de toerentalreductie van de tandwielkast i_{TWK} . Het verband tussen het nominaal koppel geleverd door de motor en het uitgaand koppel aan de tandwielkast is dus gegeven door

$$i_{\text{twk}} = \frac{T_{\text{nom}}}{\eta T_{\text{nom,motor}}} \rightarrow T_{\text{nom}} = T_{\text{nom,motor}} * i_{\text{twk}} * \eta$$

Gelijkstelling van voorgaand resultaat met (1) levert

$$J * \dot{\omega} = T_{\text{nom,motor}} * i_{\text{twk}} * \eta \quad (3)$$

Als het traagheidsmoment en de toerentalreductie gekend zijn, kan hieruit $T_{\text{nom,motor}}$ afgeleid worden. Voor i_{twk} geldt $i_{\text{twk}} < \frac{n_{\text{motor}}}{\omega_{\max}}$. Eerder werd vermeld dat $n_{\text{motor}} \approx \frac{3000}{k} \text{ rpm}$. Hierin kan

het aantal poolparen vrij gekozen worden, dus neem bijvoorbeeld $k = 2$. Dan moet $i_{twk} < \frac{1500}{170} \approx 8,8$. Afronding naar onder geeft $i_{twk} = 8$. Dit bepaalt tevens de selectie voor de tandwielkast.

Het traagheidsmoment van het staal met de papieren rol kan berekend worden via integraalrekening

$$\iiint_V \rho r^2 dV$$

Om deze berekening te vereenvoudigen kan het traagheidsmoment van de papierrol als dominant beschouwd worden op het traagheidsmoment van de stalen drum. Immers, de maximale buitendiameter van het papier bedraagt meer dan 3 meter, terwijl de buitendiameter van het staal slechts 1 meter bedraagt. Aangezien bij de berekening van het traagheidsmoment deze waarden tot een vierde macht worden verheven en de dichtheden van staal en papier ongeveer een factor vijf schelen, kan men bij benadering stellen dat

$$J \approx J_{\text{papier}} \\ J_{\text{papier}} = \frac{\rho \pi B}{2} * (R_0^4 - R_i^4) = 155 * 10^3 \text{ kg m}^2$$

Uit (1) volgt dus dat $T_{\text{nom}} = J * \dot{\omega} = 33 \text{ kNm}$

Na substitutie van deze waarde in (3) is $T_{\text{nom,motor}} = 4,6 \text{ kNm}$. Hieruit kan dan het gewenste vermogen als volgt worden afgeleid:

$$P_{\text{motor}} = T_{\text{nom,motor}} * \omega_{\text{motor,nom}} = T_{\text{nom,motor}} * \frac{2\pi}{60} * n_{\text{motor}} = 721 \text{ kW}$$

Via de vereisten omtrent vermogen, aantal poolparen en vereist koppel kon een motor en tandwiel kast geselecteerd worden. De datasheet van de motor werd in bijlage 1 opgenomen. Als tandwielkast werd de tandwielkast H2 SH 13A8 van Flender gekozen.

3. Levensduur van de lagers

Tijdens het roteren van de jumborol worden de lagers belast. Wanneer de rol volledig is opgehaspeld is deze belasting maximaal. Als met deze maximale waarde de levensduur wordt uitgerekend, wordt een (te) grove schatting gemaakt van de werkelijkheid. Dit is een veilige benadering, maar kan tot gevolg hebben dat grotere en dus duurder lagers nodig zijn, terwijl dit voor de vereisten van deze opgave niet noodzakelijk is.

De lagers zijn onderhevig aan rolcontactvermoeiing. Na elke rotatie tijdens het afhaspelen neemt de belasting verder af. Om een betere afschatting te maken van de levensduur kan gebruik gemaakt worden van de wet van Miner. De wet van Miner stelt dat tijdens een vermoeiingsproces schade ontwikkeld wordt en dat deze lineair toeneemt met de levensduur. De schade van verschillende belastingen kan opgeteld worden. Wanneer de totale schade gelijk is aan 1 bezwijkt het lager.

De levensduur van een lager wordt gegeven door

$$L_{10} = 10^6 * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4)$$

Aangezien er sprake is van een zware belasting (102 ton), valt te verwachten dat er lagers met een lijncontact gebruikt moeten worden, waardoor de coëfficiënt $p = \frac{10}{3}$.

In een Excelbestand werd elke afhaspeling opgesplitst in 11 723 omwentelingen. Na elke omwenteling neemt de massa en het volume van het papier verder af en neemt dus ook de belasting op de balk af. De schade na één omwenteling is

$$D = \frac{1}{L_{10,i}} = \frac{1}{10^6 * \left(\frac{C}{P_i}\right)^{10/3}}$$

Hierin is $P_i = \frac{1}{4} * VF * g * (m_{staal} + m_{papier}) \approx \frac{1}{4} * VF * g * \left(\frac{m_{max,papier}}{7} + \rho * V_{papier,i}\right)$, waarbij werd uitgegaan dat de belasting verdeeld wordt over 4 identieke lagers.

De totale schade na een af- of ophaspeling is dan gegeven door de wet van Miner:

$$D_{tot} = \sum_{i=1}^{11\,723} \frac{1}{10^6 * \left(\frac{C}{P_i}\right)^{10/3}}$$

De lagers moeten een totale levensduur hebben van minstens 400 dagen, waarbij er 3 keer per dag wordt op- en afgehaspeld (x2!). Dit resulteert in 2400 keer op- of afhaspelen. Volgens Miner geldt dan dat

$$2400 * D_{tot} < 1$$

Uit deze ongelijkheid kan dan een minimale waarde bekomen worden voor het dynamisch draaggetal C via opeenvolgende iteraties. De resultaten worden weergegeven in onderstaande tabel.

Minimaal dynamisch draaggetal (kN)	Totale schade na een afhaspeling	Totale schade na 2400 keer haspelen
715	0,00041601	0,998425

Er werkt een grote radiale kracht, maar tevens zal er een aanzienlijk buigend moment zijn. Hierdoor lijkt een tweerijig tonlager geschikt voor deze toepassing. Dit type lager kan tot 2° (0,0349 rad) scheefstelling verdragen. Uit de spanningsberekening (punt 5) zal de geometrie volgen van de as, waarna tot selectie van de lagers is overgegaan. De gekozen lagers zijn beide tonlagers, namelijk 23060 CCK/W33 (met adapter sleeve) en 23068 CCK/W33 (met adapter sleeve). Deze hebben respectievelijk een dynamisch draaggetal van 2219 kN en 2812 kN. Deze voldoen ruimschoots aan het berekende minimaal draaggetal.

4. Berekening trommel

4.1 Berekening momentenlijn

De opgehaspelde papierrol heeft een lengte van 8,5 meter. Bijgevolg zal de cilinder een iets grotere lengte moeten hebben om het hoofd aan de cilinder te kunnen verbinden. Voor de hoekverdraaiing in de lagers wordt een cilinder met lengte 9,5 meter belast met een herschaalde massa. De hierbij bekomen resultaten zijn een te grote



Figuur 3: Schematische voorstelling van de situatie. Zwart: werkelijke belasting. Groen: bijkomende belasting, waardoor volledig belast.

benadering van de werkelijkheid, waardoor een lager, dat aan deze hoekverdraaiing voldoet, ook zal voldoen aan de kleinere werkelijke waarde. De verdeelde belastingen over de twee cilinders zijn echter gelijk.

$$m_{papier,1} = \rho * V = 1500 \frac{kg}{m^3} * 0,1 * 10^{-3} m * 8,5 m * 80\,000 m = 102\,000 kg$$

$$m_{papier,2} = \rho * V = 1500 \frac{kg}{m^3} * 0,1 * 10^{-3} m * 9,5 m * 80\,000 m = 114\,000 kg$$

$$\left. \begin{aligned} |q_1| &= \frac{m_{papier,1} * |g| * VF}{8,5 m} = 176,580 kN \\ |q_2| &= \frac{m_{papier,2} * |g| * VF}{9,5 m} = 176,580 kN \end{aligned} \right\} \boxed{|q_1| = |q_2| = q}$$

Reactiekrachten R_A en R_B via globaal evenwicht:

Stel $R_A = R_B$, dan volgt uit verticaal evenwicht dat $2 * R_A = q * B_{tot}$.

$$\rightarrow R_A = R_B = \frac{q * B_{tot}}{2}$$

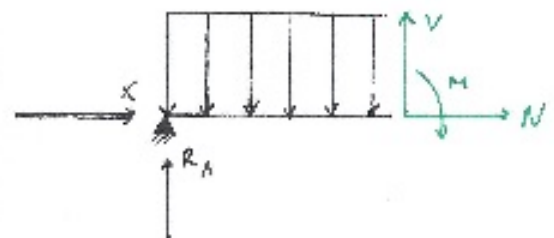
Opstellen van de momentenlijn en doorbuigingslijn

via doorsnijding:

$$B_{tot} = 9,5 > B = 8,5 \text{ en } x \in [0; 9,5]$$

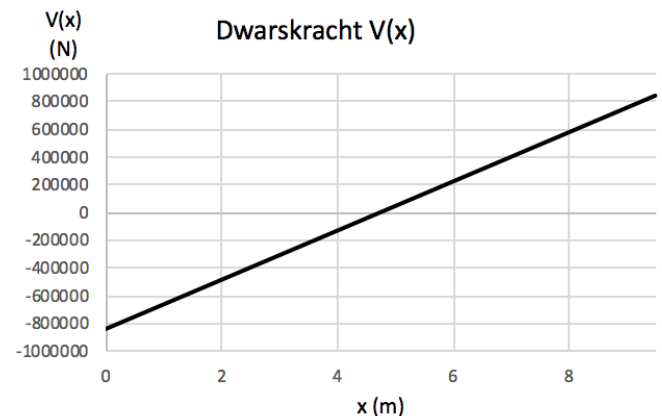
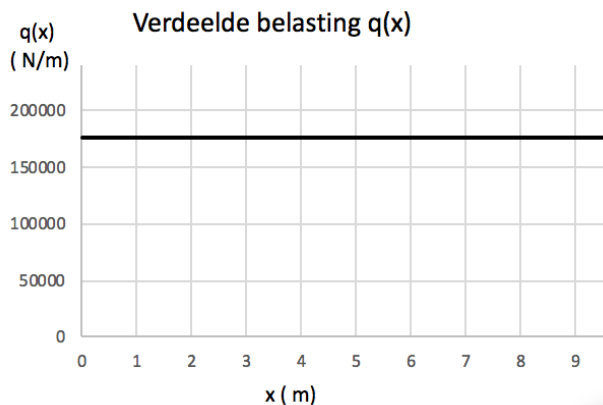
$$V.E. \quad \frac{q * B_{tot}}{2} + V - q * x = 0 \rightarrow V = q * x - \frac{q * B_{tot}}{2}$$

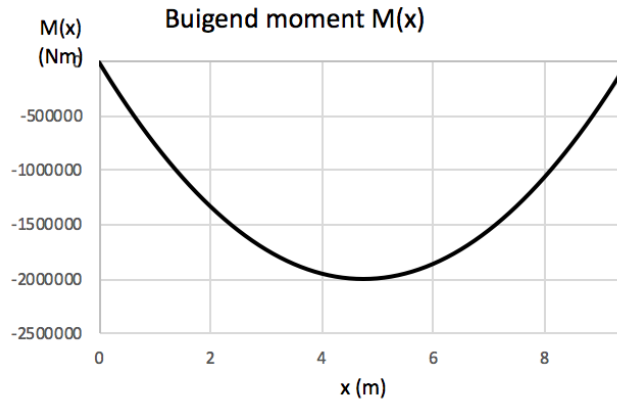
$$H.E. \quad N = 0$$



Figuur 4: Voorstelling van tekenconventies bij doorsnijding

$$M.E. \quad M + \frac{q * B_{tot}}{2} * x - \frac{x}{2} * (q * x) = 0 \rightarrow M = \frac{q * x^2}{2} - \frac{q * B_{tot}}{2} * x$$





$$M_{max} = M\left(\frac{B_{tot}}{2}\right) = M(4,75) = \frac{-q * B_{tot}^2}{8} = -1992 \text{ kNm}$$

Dit maximaal moment zal gebruikt worden in de spanningsberekening in deel 5.

4.2 Berekening hoekverdraaiing

In de cursus mechanica van materialen werd volgend verband afgeleid:

$$q(x) = \frac{-dV(x)}{dx} = \frac{-d^2M(x)}{dx^2} = -E * I_{yy} \frac{d^3\alpha(x)}{dx^3} = E * I_{yy} \frac{d^4u(x)}{dx^4}$$

Hierbij is $\alpha(x)$ de hoekverdraaiing en $u(x)$ de doorbuiging op positie x . De hoekverdraaiing aan de uiteinden kan dus afgeleid worden door de vergelijking van het buigend moment te integreren en bijhorende x -waarden te substitueren. I_{yy} is het oppervlaktetraagheidsmoment van de dwarsdoorsnede.

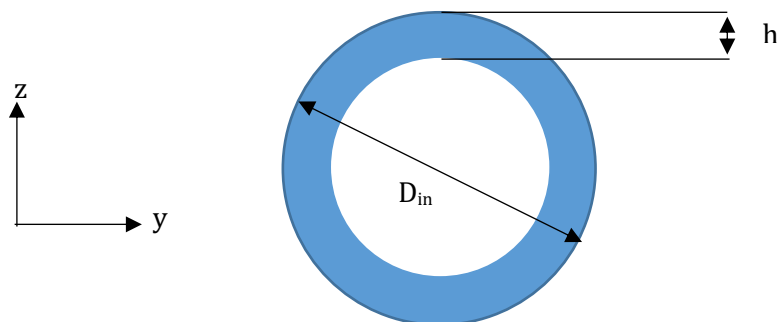
$$M = \frac{q * x^2}{2} - \frac{q * B_{tot}}{2} * x$$

$$\rightarrow E * I_{yy} * \alpha(x) = \frac{q * x^3}{6} - \frac{q * B_{tot} * x^2}{4} + C_1 \quad (5)$$

$$(\rightarrow E * I_{yy} * u(x) = \frac{-q * x^4}{24} + \frac{q * B_{tot} * x^3}{12} - C_1 * x + C_2) \quad (6)$$

Door de verdeelde belasting kan verondersteld worden dat $\alpha\left(\frac{9,5}{2}\right) = 0$. Dit invullen in (5) levert $C_1 = 6308 \text{ kNm}^2$

Oppervlaktetraagheidsmoment van de dwarsdoorsnede:



Figuur 5: doorsnede van cilindervormige drum

$$I_{yy} = \frac{\pi}{4} r^4$$

Deze formule geeft het traagheidsmoment van een cirkel. Vermits het beschouwde geval een schijf is met eindige dikte, kan het traagheidsmoment berekend worden als verschil van twee cirkels met straal $\frac{D_{in}}{2}$ en $\frac{D_{in}-2*h}{2}$.

$$I_{yy} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_{in}}{2} \right)^4 - \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_{in} - 2 * h}{2} \right)^4 = \frac{\pi}{64} * (D_{in}^4 - (D_{in} - 2 * h)^4) \quad (7)$$

De dikte h is hierin een vrijheidsgraad en kan bepaald worden m.b.v. opeenvolgende iteraties (zie Excel-bestand). Eventueel kan het oppervlakte traagheidsmoment benaderd worden d.m.v. de gemiddelde diameter $D_{gem} = D_{in} - h$. Het traagheidsmoment wordt dan

$$I_{yy} = \frac{\pi}{8} * h * D_{gem}^3$$

Berekening vergelijking hoekverdraaiing

Uit de berekening van de wentellagering bleek dat een hoekverdraaiing van 0,0349 rad aanvaardbaar was. Voor de cilinder wordt gewerkt met het nodulair gietijzer EN-GJS-700-2. Voor dit gietijzer geldt $E = 176 \text{ GPa}$. Als hierop deze waarde en (7) in (5) gesubstitueerd wordt, moet de hoekverdraaiing in $x = 0$ en $x = 9,5$ kleiner blijven dan deze hoek.

De vergelijking voor de hoekverdraaiing wordt dan

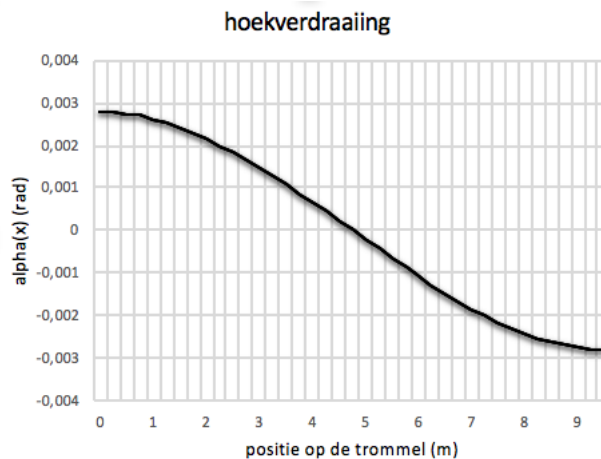
$$\alpha(x, h) = \frac{176,58 \text{ kN/m} * x^3}{6 * 176000 \text{ MPa} * I_{yy}(h)} - \frac{176,58 \text{ kN/m} * 9,5 \text{ m} * x^2}{4 * 176000 \text{ MPa} * I_{yy}(h)} + \frac{6308 \text{ kNm}^2}{176000 \text{ MPa} * I_{yy}(h)}$$

Mathematisch uitgedrukt valt de voorwaarde op de hoek te herleiden tot

$$\alpha(x) < 0,0349 \text{ rad, voor } x = 0 \text{ men } x = 9,5 \text{ m}$$

Uit opeenvolgende iteraties in Excel blijkt dat een minimale dikte van ongeveer 2,6 mm (!) een hoekverdraaiing geeft van 0,0349 rad (2°). Uit de spanningsberekening (punt 5) zal een dikkere trommel volgen, namelijk 3,65 cm. Met deze dikte herleidt de vergelijking zich tot

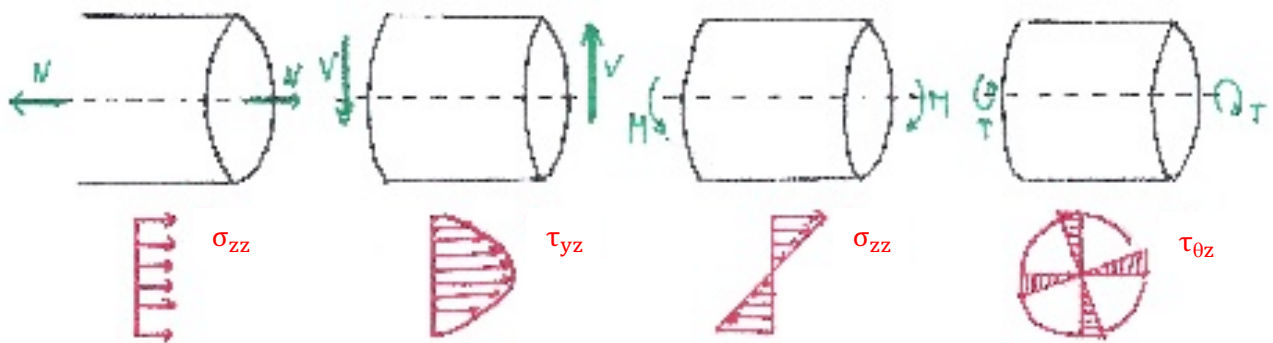
$$\alpha(x) = 0,000013024 * x^3 - 0,000185593 * x^2 + 0,002791569$$



5. Spanningsberekeningen

De as en cilindervormige drum worden belast tijdens gebruik. Door deze belasting treden spanningen op in de drum en de as. De totale spanning moet onder een bepaalde referentiewaarde blijven. Hiertoe wordt uit de gecombineerde belasting een referentiewaarde gedestilleerd (via het criterium van Von Mises), die op zijn beurt vergeleken wordt met getabelleerde waarden.

5.1 Gebruikte formules en criterium van Von Mises



Figuur 6: Mogelijke belastingvormen op doorsnede(groen) met bijhorend spanningsprofiel (rood).

In figuur 6 zijn de mogelijke belastinggevallen van een cilindervormig stukje weergegeven. In de figuur meest links is een eenvoudige normaalspanning aangelegd. In dit project is deze verwaarloosbaar, want er is zo goed als geen axiale kracht werkzaam. Bovendien kan men bewijzen dat voor een balk waarvan de lengte veel groter is dan de doorsnede de dwarskracht verwaarloosbaar is en het buigend moment zal overheersen op de dwarskracht. Bijgevolg wordt bij deze spanningsberekening alleen rekening gehouden met de laatste twee belastinggevallen: buiging en wringing.

- In mechanica van materialen werd een verband afgeleid tussen buigend moment en normaalspanningen:

$$\sigma_{zz} = \frac{M * y_{max}}{I_{yy}} \quad (8)$$

Deze spanning wordt maximaal als het buigend moment zijn maximale waarde bereikt en dit in het hoogste punt van de dwarsdoorsnede, gemeten tot het zwaartepunt van het hoofdtraagheidsassenstelsel. I_{yy} is het oppervlakte traagheidsmoment in ditzelfde assenstelsel.

- De spanningstensor van wringing vereenvoudigt door over te gaan op cilindercoördinaten.

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tau_{\theta z} \\ 0 & \tau_{\theta z} & 0 \end{bmatrix}$$

Hier is het verband tussen spanning en aangelegd koppel

$$\tau_{\theta z} = \frac{T * r_{max}}{I_p} \quad (9)$$

Ook hier zal de spanning maximaal zijn voor een maximaal koppel en op de buitenrand van de stalen cilinder. Het polair traagheidsmoment I_p kan via onderstaande integraal berekend worden [*bron: Wikipedia*]. Voor assen en cilinders kan echter ook de regel $I_p = 2 * I$ gebruikt worden om het polair traagheidsmoment te berekenen zonder integraal.

$$I_p = \iint_A \rho^2 dA$$

- Via het criterium van Von Mises kan met onderstaande formule een complexe spanningstoestand tot één waarde herleid worden.

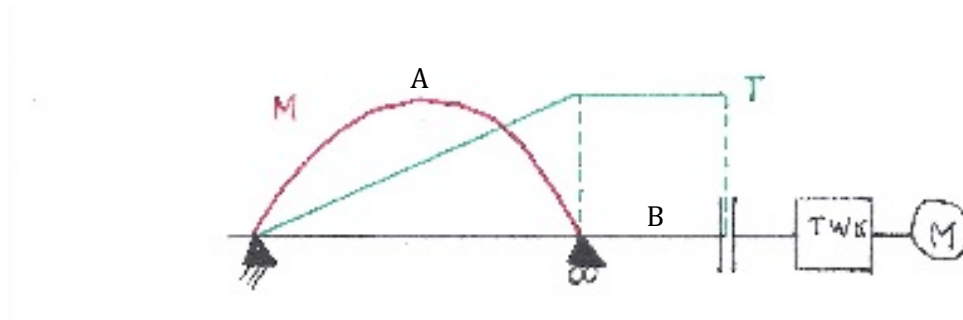
$$\sigma_{vgl} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}$$

In de huidige opgave kunnen een aantal spanningscomponenten verwaarloosd worden: Voor lage toerentallen kunnen σ_{xx} en σ_{yy} verwaarloosd worden. Eerder werd vermeld dat de dwarskracht verwaarloosd worden, dus blijft alleen τ_{yz} over t.g.v. de wringing. Deze τ_{yz} is in cilindercoördinaten gelijk aan $\tau_{\theta z}$, die berekend kan worden via (9). Dit leidt dan tot volgende vereenvoudigde uitdrukking:

$$\sigma_{vgl} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{2\sigma_{zz}^2 + 6\tau_{yz}^2} = \sqrt{\sigma_{zz}^2 + 3\tau_{yz}^2}$$

5.2 Kritieke punten

De σ_{vgl} wordt berekend in een aantal kritieke punten, want hier zal eerst een probleem optreden. Hiertoe worden eerst de kritieke punten geïdentificeerd:



Figuur 7: momentenlijn(rood) en koppel(groen) (absolute waarde) over cilinder en hoofd

Het midden van de cilinder ziet een maximaal buigend moment en een zeker koppel. Dit is het kritiekste punt in de cilindervormige drum (A). Over de as, tussen de koppeling en de drum, staat een constant koppel. De doorsnede is niet constant en hier zal het tweede kritiek punt beschouwd worden (B).

De spanning in deze punten kan berekend worden via (8) en (9). Deze waarden hangen af van het oppervlaktetraagheidsmoment en dus meteen van de vrij te kiezen dikte van deze as en cilinder. Door de dikte te laten variëren kan dus ook de spanning in deze onderdelen variëren.

5.3 Spanningen in kritieke punten

5.3.1 Vergelijking voor wringing in de drum

De wringing varieert lineair over de jumborol. In het linkeruiteinde bedraagt deze nul. Het maximale koppel treedt op bij een noodstop. Dan geldt

$$T = J * \dot{\omega} * VF = J * \frac{\omega_{min}}{\Delta t_{rem}} * VF = 239\,369,9296 \text{ Nm}$$

Dit geeft dan

$$T(x) = 28\,161,16819 x \quad (10)$$

waarbij $x = 0$ m is aan het linkeruiteinde en 8,5 m aan het rechteruiteinde.

5.3.2 σ_{vgl} in A

$$(8) \rightarrow \sigma_{zz,max} = \frac{|M_{max}| * y_{max}}{I_{yy}} = \frac{1992,043125 \text{ kNm} * 0,5 \text{ m}}{\frac{\pi}{64} * ((1 \text{ m})^4 - (1 \text{ m} - 2 * h)^4)}$$

$$(10) \rightarrow T(4,75 \text{ m}) = 133\,765,5489 \text{ Nm}$$

$$(9) \rightarrow \tau_{\theta z} = \frac{T(4,75) * r_{max}}{I_p} = \frac{133\,765,5489 \text{ Nm} * 0,5 \text{ m}}{2 * \frac{\pi}{64} * ((1 \text{ m})^4 - (1 \text{ m} - 2 * h)^4)}$$

Bij de berekeningen over de hoekverdraaiing in de lagers werd berekend dat $h \geq 2,6 \text{ mm}$. Dit invullen in bovenstaande uitdrukkingen levert

$$\sigma_{vgl} = \sqrt{\sigma_{zz}^2 + 3\tau_{\theta z}^2} = \sqrt{(969,83 \text{ MPa})^2 + 3 * (32,56 \text{ MPa})^2} = 971,5 \text{ MPa}$$

Deze dikte leidt dus tot een grotere spanning dan de vloeigrens en de dikte zal dan ook volgen uit een spanningsberekening.

Bij een referentiedikte $d_n=60$ mm is de vloeigrens van het gietijzer EN-GJS-700-2 $R_{p0,2,N}=420$ MPa en de treksterkte $R_{m,N} = 700$ MPa. De vloeigrens kan omgerekend worden voor een andere dikte met volgende formule: $R_{0,2} = K_t * R_{p0,2,N}$. Hierbij is K_t dikte-afhankelijk en volgt uit tabel 3-11 van het tabellenboek van Roloff/Matek, waarbij gewerkt wordt met een equivalente diameter $d = 2*t$. Hierbij is t de dikte van de doorsnede.

σ_{vgl} moet voldoen aan

$$\sigma_{vgl} < \sigma_{vloe} \\ \sigma_{vgl} < \frac{\sigma_{verm}}{f_{kerf}}$$

Om veilig te werken (er is alleen schroefdraad aanwezig in de trommel), neem $f_{kerf} = 3$.

$$\sigma_{verm} \approx \frac{R_{m,N}}{3} = 233 \text{ MPa}$$

Onder vermoeiing is $\sigma_{b,WN}$ (280 MPa) ook belangrijk, maar vermits bovenstaande waarde kritieker is wordt met die (veiligere) waarde verder gewerkt. Alles samen moet σ_{vgl} dus voldoen aan

$$\sigma_{vgl} < 77,8 \text{ MPa}$$

Na een aantal iteraties in Excel volgt hieruit dat de dikte van de trommel $h > 3,65$ cm. Hierbij is $\sigma_{vgl} = 77,7 \text{ MPa}$ en de hoekverdraaiing in de lagers bedraagt $0,00297$ rad ($\pm 10'$). Bij deze dikte bedraagt de equivalente diameter (voor technologische groottefactor) 73 mm, waardoor $K_t \approx 1$. Dit levert dan

$$\sigma_{vgl} < 420 \text{ MPa}$$

waaraan voldaan is door rekening te houden met vermoeiing.

5.3.3 σ_{vgl} in B

Zowel de reactiekracht van de lagering, als het gewicht van de tandkoppeling werkt op de as in. Het koppel dat geleverd wordt aan deze as zal echter overheersen en is constant over de as, dus $\sigma_{vgl} = \sqrt{3} * \tau_{\theta z}$. De spanning wordt maximaal in de dunste doorsnede dus hier ligt het kritiek punt B.

$\tau_{\theta z}$ kan berekend worden via (9). Hierbij is het maximaal koppel dat op deze as geleverd kan worden $T_{max} = 239 \text{ kNm}$. Het traagheidsmoment van een (volle) cirkel is

$$I_{yy} = \frac{\pi}{4} r^4$$

waarbij r de straal is. Het polair traagheidsmoment is hiervan het dubbele. Bijgevolg kan $\tau_{\theta z}$ geschreven worden in functie van r . Naarmate r groter wordt zal de spanning afnemen. Via iteraties in Excel werd de straal van het dunste stuk bepaald.

$$(9) \rightarrow \tau_{\theta z}(r) = \frac{239 \ 369,9296 \text{ Nm} * 2}{\pi r^3}$$

Bijgevolg is

$$\sigma_{vgl} = \sqrt{3} \frac{239 \ 369,9296 \text{ Nm} * 2}{\pi r^3}$$

Voor de aandrijf-as wordt het veredelstaal 50CrMo4 gebruikt. Deze heeft bij een referentiedikte $d_n = 16$ mm volgende eigenschappen [bron: Roloff/matek Tabellenboek, tabel 1-1], in MPa:

R_{mN}	$R_{p0,2N}$	$\sigma_{td\ WN}$	$\sigma_{b\ WN}$	$\tau_{t\ WN}$
1100	900	440	550	330

De as heeft een dikte die varieert tussen ongeveer 200 mm en 300 mm. De genormeerde vloeigrens wordt dan omgerekend via $R_{0,2} = K_t \cdot R_{p0,2\ N}$, waarbij K_t bij een gemiddelde dikte van 250 mm wordt bepaald. Volgens tabel 3-11 in het tabellenboek wordt voor veredelstaal

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{250}{16}\right) = 0,69$$

Hieruit volgt dat $R_{0,2} = 620,6$ MPa. De as moet voldoen aan dezelfde voorwaarden als de trommel, namelijk

$$\begin{aligned}\sigma_{vgl} &< \sigma_{vloei} \\ \sigma_{vgl} &< \frac{\sigma_{verm}}{f_{kerf}}\end{aligned}$$

Ditmaal zijn er astrappen aanwezig dus opnieuw wordt met $f_{kerf} = 3$ gewerkt. Analoog als in vorige berekening is

$$\sigma_{verm} \approx \frac{R_u}{3} = 366,7 \text{ MPa}$$

Samenvattend geeft dit

$$\begin{aligned}\sigma_{vgl} &< 620,6 \text{ MPa} \\ \sigma_{vgl} &< 122,2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Na iteraties in Excel resulteert dit dan in een minimale straal van 13 cm of een diameter van 26 cm.

Opmerking: In bovenstaande berekening is de as ook op vermoeiing uitgerekend. Aangezien deze tijdens het grootste deel van gebruik een constant koppel ziet, had deze statisch berekend kunnen worden. Dit had geresulteerd in een kleinere diameter.

6. Bijkomende berekeningen

6.1 Krimpverbinding hoofd-as

Tijdens het ontwerp is de geometrie vrij gekozen. Het doel van deze berekening is de toleranties op dit as-uiteinde vast te leggen.

- De gegevens van de geometrie:
 - 1) $l = 330 \text{ mm}$
 - 2) $D_F = 332 \text{ mm}$
 - 3) $\mu = 0,5$ (staal-staal, statisch, droog oppervlak)
 - 4) $T_{\max} = 250 \text{ kNm}$
 - 5) $R_{t,a} = 6,3 \text{ }\mu\text{m}$ en $R_{t,g} = 6,3 \text{ }\mu\text{m}$
 - 6) $\nu = 0,33$

De as is vervaardigd uit het veredelstaal 42 CrMo4 met een vloeigrens van 900 MPa, dus $\sigma_{toel} = 0,8 * 900 = 720 \text{ MPa}$. Het hoofd wordt gemaakt uit een laaggelegeerd gietstaal G35CrNiMo6-6 +QT2 met een vloeigrens van 800 MPa, dus $\sigma_{toel} = 640 \text{ MPa}$. Beide hebben een elasticiteitsmodulus $E = 210 \text{ GPa}$. Een eventuele axiale kracht wordt verwaarloosd;

Formules in onderstaande berekening komen uit hoofdstuk 15 van de syllabus van machineonderdelen.

- 1) Minimale contactdruk:

$$T = p_{K,M} * \pi * \mu * \frac{D_F^2}{2} * l \rightarrow p_{K,M} = 9,024 \text{ MPa}$$

- 2) Maximale contactdruk:

$$\text{Voor de as: } p \leq \sigma_{toel} * \frac{1-Q_a^2}{2} = 320 \text{ MPa}$$

$$\text{Voor de naaf: } p \leq \sigma_{toel} * \frac{1-Q_g^2}{\sqrt{3+Q_g^4}} = 369 \text{ MPa}$$

De maximumdruk voor de as is het kritiekst.

- 3) Dimensieloze theoretische gladde overmaat:

$$z = \frac{p}{E} * \left(\frac{1+Q_a^2}{1-Q_a^2} + \frac{1+Q_g^2}{1-Q_g^2} \right)$$

Hieruit volgt dat $z_{\min} = 0,000096589$ en $z_{\max} = 0,003425$. De theoretische gladde overmaten zijn $Z_{\min} = 32 \text{ }\mu\text{m}$ en $Z_{\max} = 1,137 \text{ mm}$.

- 4) De gemeten overmaat wordt dan bekomen door rekening te houden met de ruwheden, maar doordat deze gelijk zijn is de theoretische overmaat gelijk aan de werkelijke overmaat, dus $u_{\min} = 32 \text{ }\mu\text{m}$ en $u_{\max} = 1,14 \text{ mm}$.
- 5) Na rekenen met ongelijkheden (in de veronderstelling van eenheidgstelsel) bekomt men als tolerantievelden H12 voor de naaf en y6 voor de as. Dit is een ruwe afwerking, dus werd een nauwkeurigere klasse van H9 gekozen voor de naaf. De bijhorende tolerantie voor de as is t7. De omgekeerde berekening om de spanningen te berekenen bij deze toleranties werd evenwel niet uitgevoerd in deze rekennota.

Besluit: De gekozen geometrie is in staat het nodige koppel over te brengen en de afmetingen laten ruime toleranties toe.

6.2 Berekening spieverbinding

Voor de koppeling tussen de as en de tandwielkast wordt gebruik gemaakt van een koppeling van Flender (zie bijlage 2). Voor de verbinding tussen koppeling en as is er een spie voorzien met afmetingen 59x30x290 (mm). Doel is de juiste materiaalkeuze te maken voor deze spie.

De afschuifspanning in de spie wordt berekend via formule 12-1 uit het theorieboek van Roloff-Matek. ($K_B = \varphi = 1$)

$$\tau = \frac{2 * M}{d * h * 0,45 * L} = 491 \text{ MPa}$$

Deze schuifspanning moet onder de zwichtschuifspanning τ_0 blijven. Deze is benaderend gelijk aan de helft van de vloeigrens, dus voor het gewenste materiaal geldt

$$\sigma_0 \geq 2 * \tau = 982 \text{ MPa}$$

Dit is een zeer hoge spanning, dus een spieverbinding die gedurende lange tijd moet werken aan dit koppel zal snel bezwijken. Herhaling van de berekening met het nominaal koppel 33kN levert voor $\tau = 6,5 \text{ MPa}$ en $\sigma_0 = 13 \text{ MPa}$. Het blank staal in koudgetrokken toestand C 45 lijkt aldus een geschikte keuze.

7. Selectie commerciële componenten

7.1 Selectie bouten

Voor de selectie van de bouten wordt gebruik gemaakt van volgende tabel uit Roloff-Matek. In wat volgt werd geen spanningsrekening van de verschillende schroefverbindingen uitgevoerd.

Tabel 8-15 Inschroeflengten l_e bij schroefdraad in blinde gaten

materiaal van de constructiedelen		minimale inschroeflengte l_e zonder verzinking bij sterkteklasse van de schroefbout				
		8.8		10.9		12.9
	R_m in N/mm ²	$d/P < 9$	$d/P \geq 10$	$d/P < 9$	$d/P \geq 10$	$d/P < 9$
staal	> 360	1,0d	1,25d	1,25d	1,4d	1,4d
	> 500	0,9d	1,0d	1,0d	1,2d	1,2d
	> 800	0,8d	0,8d	0,9d	0,9d	1,0d
GJL 250	> 220	1,0d	1,25d	1,25d	1,4d	1,4d
AlMg-leg.	> 180	2–2,5d	1,4d	1,4d	1,6d	—
	> 330	2,0d	1,4d	1,4d	1,6d	—
AlCuMg-leg.	> 550	1,1d	1,4d	1,4d	1,6d	—
AlZnMgCu-leg.	> 550	1,0d	1,4d	1,4d	1,6d	—
GMgAl9Zn1	> 230	1,5–2d	1,4d	1,4d	1,6d	—

normaaldraad: fijnheid van het schroefdraad $d/P < 9$; fijne schroefdraad: fijnheid van het schroefdraad $d/P \geq 10$

7.1.1 bouten trommel

Voor de bouten in de trommel werd best de keuze gemaakt voor verzonken bouten naar veiligheid toe. In dit ontwerp werd echter gebruik gemaakt van bouten met zeskantkop (staal) volgens DIN 6914, wegens de hoge sterkte (10.9). Deze bouten zorgen immers voor de koppeloverdracht tussen het hoofd en de cilinder.

Door de geometrie van het hoofd geldt $l_k = 50$ mm. Bovendien kiest men bouten M20. Uit tabel 8-15 volgt dan voor de minimale inschroeflengte: $l_e \geq 18$ mm. De gekozen bout heeft een lengte van 70 mm en schroefdraad over 32 mm.

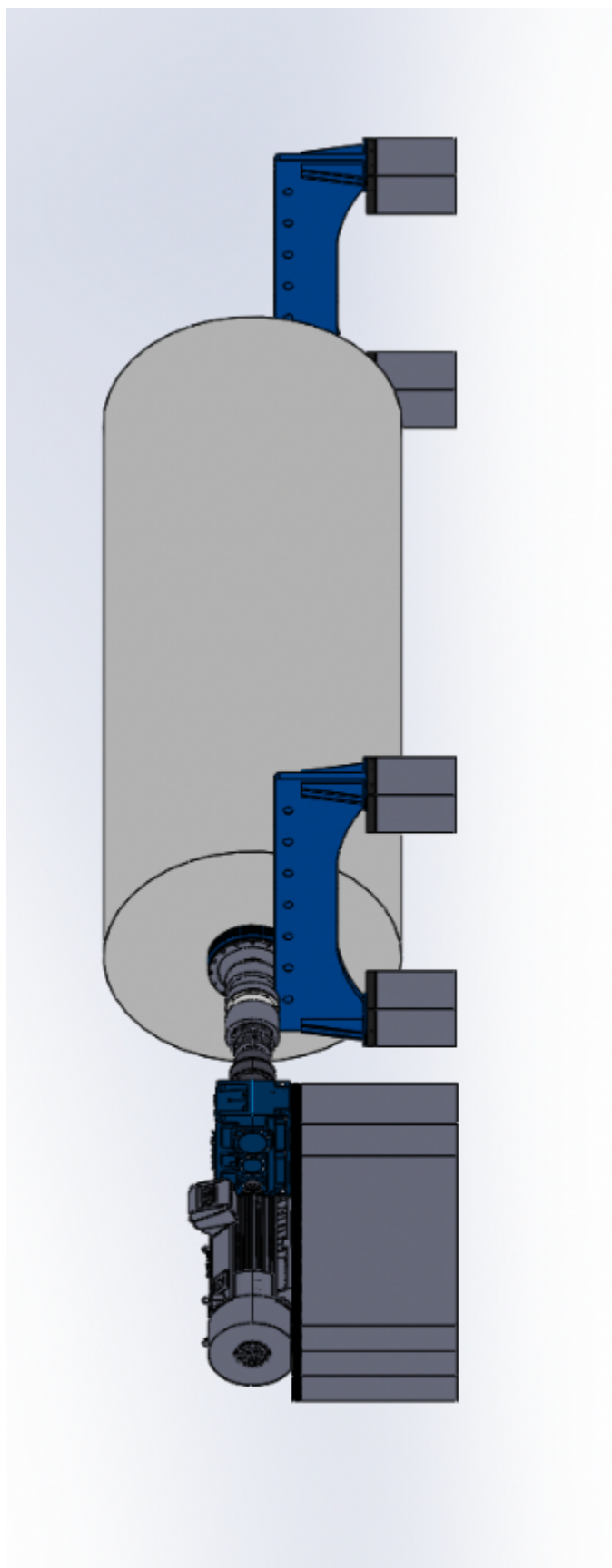
7.1.2 bouten behuizing

De bouten in de behuizing ondervinden een veel lagere belasting. Hiervoor werden zeskantbouten gebruikt volgens DIN 931 met een lagere sterkte M16 (8.8). Hier ligt l_k vast op 16 mm. Volgens tabel 8-15 is de minimale inschroeflengte 12,8 mm, dus de lengte moet groter zijn dan 28,8 mm. De gekozen bout heeft een lengte van 40 mm en schroefdraad over 26 mm.

7.2 Spannsatz

Voor de verbinding van het vrouwelijk deel van de koppeling met de as wordt gebruik gemaakt van een spannsatz. De asdiameter op deze locatie bedraagt 260 mm. De spannsatz KBS 11 van KBK is in staat het piekkoppel van 250 kNm over te dragen. (zie bijlage 3)

3D-model



Werkstuklijst

Nr.	Naam	aantal	materiaal	opmerkingen
1	Motor	1		WEG: HGF-Cast Iron Frame
2	Koppeling twk – motor, Flender	1		ZAPEX-ZN ZNN variant A 211.0
3	Tandwielkast Flender	1		H2 SH 13A8
4	Koppeling twk-vertande as, Flender	1		ZAPEX-ZW ZWH 505.0
5	Vertande as	1	42 CrMo 4	
6	Mannelijk deel koppeling	1	G35 CrNiMo6-6 +QT2	
7	Jumborol papier	1	papier	
8	Steun jumborol	2	Betonnen voet (4) Frame: S355JR (2) onderlegplaat: EN-GJS-400-18 (4) bouten (64)	DIN 931 M36x4x250
9	Steun motor/tandwielkast	1	onderlegplaat: EN-GJS-400-18 (1) Betonnen voet (1) Bouten (22)	DIN 931 M36x4x250
10	Inlegspie	1	C45	
(11)	Lage-snelheid-as twk	1		Onderdeel van 2: Flender ZAPEX-ZN ZNN variant A 211.0
(12)	Hoge-snelheid-as twk	1		Onderdeel van 2: Flender ZAPEX-ZN ZNN variant A 211.0
(13)	As motor	1		Onderdeel van 1: WEG: HGF-Cast Iron Frame
14	M36x4x100	16		ANSI B18.2.3.5M
15	Schroef positieregelaar M16x2x220	28		DIN 931 8,8 St
16	Positieregelaar	14	EN-GJL-200	
17	Instelschroef	14		DIN 933 M10x0,75x200
18	Vrouwelijk deel koppeling	2	G35 CrNiMo6-6 +QT2	
19	Spannsatz KBK	2		KBK: KBS 11 260x325
20	As	2	42 CrMO 4	
21	Deksel 1	2	PE-HD	
22	M16x2x40	32		DIN 931 8,8 St

23	Vlakke sluitring M16	32		DIN 125-1 A St
24	Withdrawal sleeve, d = 280 mm	2		SKF: AOH 3060
25	Klein lager	2		SKF: 23060 CCK/W33
26	Behuizing	2	G35 CrNiMo6-6 +QT2	
27	Lock nut, d = 320 mm	2		SKF: lock nut 320- HM3064
28	Withdrawal sleeve, d = 320 mm	2		SKF: AOH 3068 G
29	Groot lager	2		SKF: 23068 CCK/W33
30	Hoofd	2	G35 CrNiMo6-6 +QT2	
31	M20x2,5x70	32		DIN 6914 10,9 St
32	Vlakke sluitring M20	32		DIN 6916 St C45
33	Trommel	1	EN-GJS-700-2	
34	Bekleding	1	bv. polyurethaan	Productent: Valmet
35	Grease nipple 1	2		DIN 71412-A
36	Afdichting, d = 270 mm	2		SKF: 270x310x16 HDS1 R
37	Lock nut, d = 280 mm	2		SKF: 280-HM3056
38	Afdichting, d = 350 mm	2		SKF: 350x380x16 HDS1 R
39	Grease nipple 2	2		DIN 71214-A

Bijlagen

Bijlage 1

		No.: Date: 02-MAY-2019	
DATA SHEET Three-phase induction motor - Squirrel cage rotor			
Customer		:	
Product line		: HGF - Cast Iron Frame	
Frame	: 450		
Output	: 800 kW		
Frequency	: 50 Hz		
Poles	: 4		
Full load speed	: 1492 rpm		
Slip	: 0.53 %		
Voltage	: 380 V		
Rated current	: 1460 A		
Locked rotor current	: 10200 A		
Locked rotor current (I _L /I _n)	: 7.0		
No-load current	: 466 A		
Full load torque	: 5123 Nm		
Locked rotor torque	: 70 %		
Breakdown torque	: 250 %		
Design	: ---		
Insulation class	: F		
Temperature rise	: 80 K		
Locked rotor time	: 20 s (hot)		
Service factor	: 1.00		
Duty cycle	: S1		
Ambient temperature	: -20°C - +40°C		
Altitude	: 1000 m		
Degree of Protection	: IP55		
Approximate weight	: 5123 kg		
Moment of inertia	: 22.020 kgm ²		
Noise level	: 85 dB(A)		
	D.E.	N.D.E.	
Bearings	6328 M-C3	6322 C3	
Regreasing interval	4500 h	4500 h	
Grease amount	93 g	60 g	
	Load	Power factor	Efficiency (%)
	100%	0.86	96.6
	75%	0.84	96.4
	50%	0.76	95.6
Notes:			
Efficiencies according to the indirect method of IEC 60034-2-1:2007 with stray load losses determined from measurement.			
Performed by		Checked	

Bijlage 2

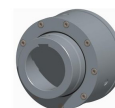
FLENDER

A Siemens Company

KB-Version: 2.79 | Tue Apr 30 20:11:17 CEST 2019

1 / 2

Data sheet FLENDER couplings ZAPEX-ZW ZWH 505.0



Version according to the catalog MD10.1

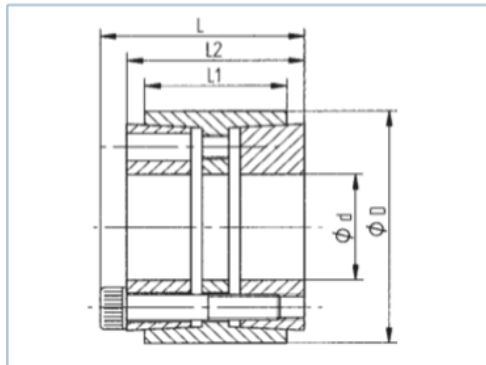
MLFB-Ordering data: 2LC0301-4BB99-0AA0-Z {Y40:290.0}{Y41:287.5}
 Client order no.: L2H+M2D+Y40+Y41
 Order no.:
 Offer no.:
 Remarks:
 Item no.:
 Consignment no.:
 Project:

Product selection		Basic data ¹⁾	
Series	ZAPEX-ZW	Rated coupling torque	T_{KN} 250,000 Nm
Type	ZWH	Maximum coupling torque	T_{Kmax} 500,000 Nm
Size	505.0	Coupling overload torque	T_{KOL} 1,000,000 Nm
Scope of supply	complete coupling	Alternating coupling torque	T_{KW} 100,000 Nm
Torsional stiffness	Torsionally rigid	Maximum coupling speed	n_{Kmax} 2,000 min ⁻¹
Torque transmission	Overload withstand capability	Permissible ambient temperature	-20Â°C ...80Â°C
		Weight	480.07 kg
tooth distance	92 mm		

Connection 1 part 1/2 ⁵⁾		Connection 2 part 1/2 ⁵⁾	
Hub design	Finish drilled	Hub design	Finish drilled
Bore diameter	260 mm	Bore diameter	200 mm
Bore tolerance	ISO H7	Bore tolerance	ISO H7
Shaft-hub connection	keyway acc. to DIN 6885-1 (P9)	Shaft-hub connection	keyway acc. to DIN 6885-1 (P9)
Number of keyways, offset	one keyway	Number of keyways, offset	one keyway
Axial locking	with setscrew	Axial locking	with setscrew
Balancing principle	balancing acc. to half feather key agreement	Balancing principle	balancing acc. to half feather key agreement
with forcing threads	without forcing threads	with forcing threads	without forcing threads
hub length	290.0 mm	hub length	287.5 mm

Product-specific options	Balance state
	Balancing quality G 16 bei 1500 min ⁻¹

Bijlage 3



übertragbares Drehmoment	hoch
Flächenpressung auf der Nabe	mittel
selbstzentrierend	ja
Axialverschiebung der Nabe während der Montage	bedingt
Bauhöhe D/d	hoch
Baulänge	lang

Bestellbeispiel

KBS 11 - 45 x 75

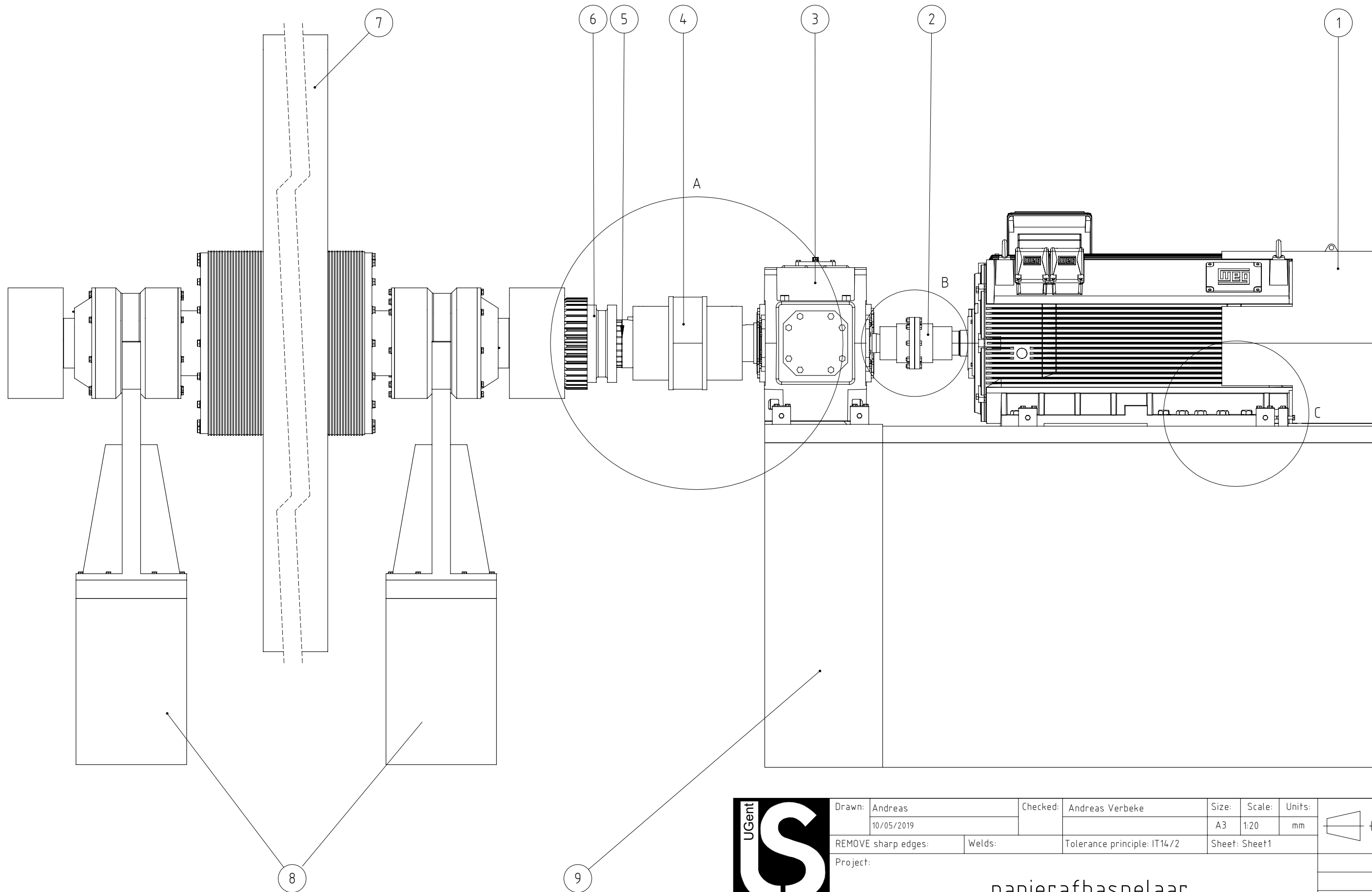
Typ

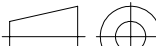
Ød

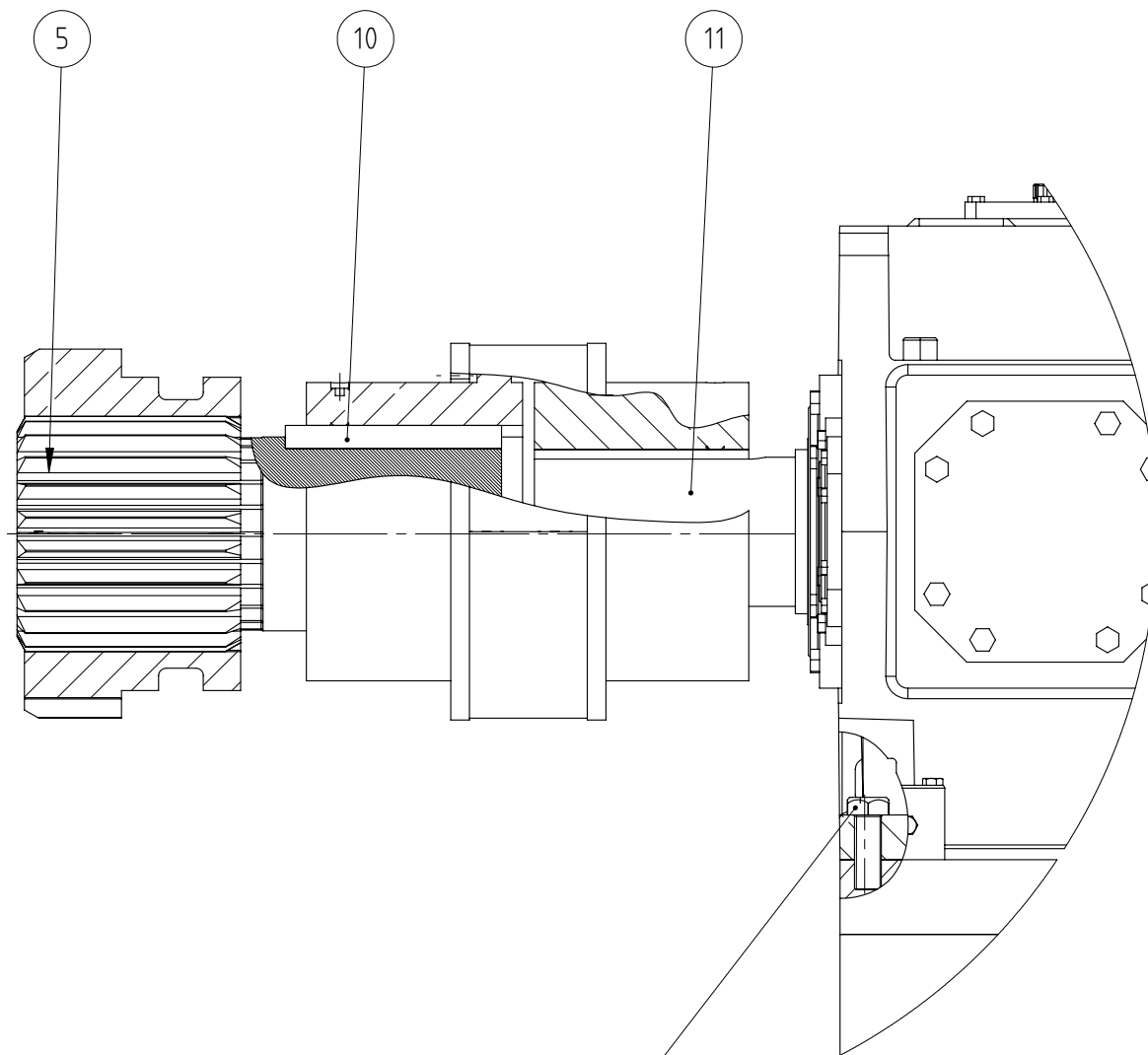
ØD

Die empfohlenen Bearbeitungstoleranzen für die Druckflächen sind: Welle h8 / Nabe H8

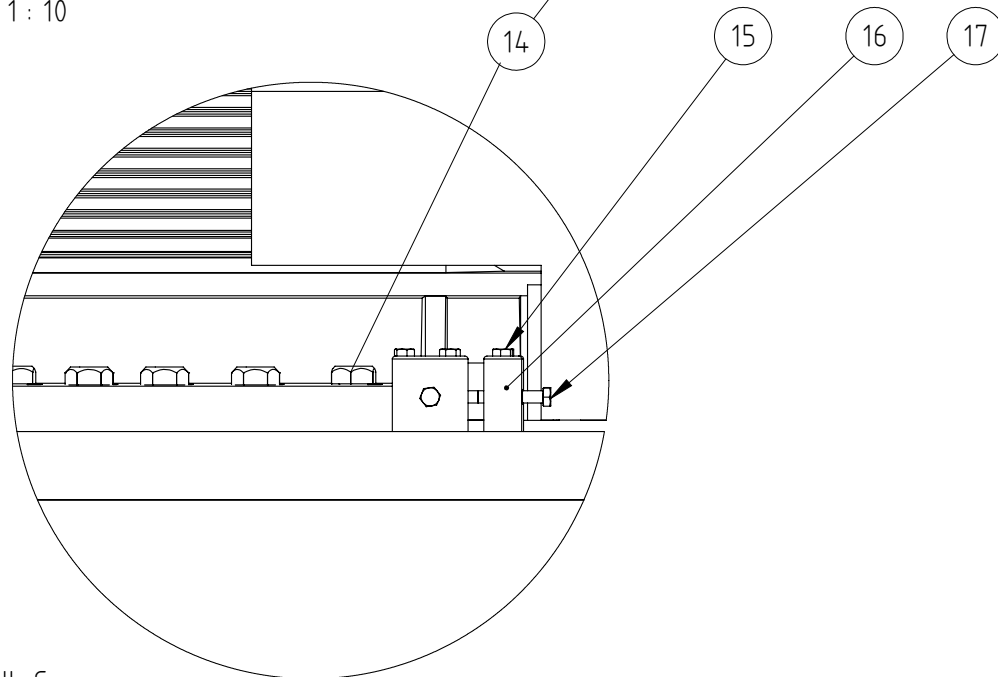
Innen / Außen Ø _{dxD}	Drehmoment T Nm	Abmessungen			Flächenpressung an		Spannschrauben			Gewicht kg
		L mm	L1 mm	L2 mm	Welle Pw N/mm²	Nabe Pn N/mm²	St.	ISO 4762	TA Nm	
25 x 55	840	46	32	40	295	134	6	M6x35	17	0.37
28 x 55	940	46	32	40	264	134	6	M6x35	17	0.38
30 x 55	1000	46	32	40	246	134	6	M6x35	17	0.40
35 x 60	1360	60	44	54	174	101	7	M6x45	17	0.60
38 x 75	2740	62	44	54	296	150	7	M8x50	41	1.05
40 x 75	2880	62	44	54	281	150	7	M8x50	41	1.05
42 x 75	3030	62	44	54	268	150	7	M8x50	41	1.10
45 x 75	3240	62	44	54	250	150	7	M8x50	41	1.10
48 x 80	3950	72	56	64	207	124	8	M8x50	41	1.15
50 x 80	4150	72	56	64	200	98	8	M8x50	41	1.15
55 x 85	5150	72	56	64	205	104	9	M8x50	41	1.30
60 x 90	6200	72	56	64	202	106	10	M8x50	41	1.35
65 x 95	6750	72	56	64	187	100	10	M8x50	41	1.45
70 x 110	11500	88	70	78	223	114	10	M10x60	83	2.75
75 x 115	12300	88	70	78	223	114	10	M10x60	83	3.00
80 x 120	14500	88	70	78	215	115	11	M10x60	83	3.15
85 x 125	15400	88	70	78	215	115	12	M10x60	83	3.25
90 x 130	17800	88	70	78	208	115	12	M10x60	83	3.50
95 x 135	18700	88	70	78	208	115	12	M10x60	83	4.80
100 x 145	26300	112	90	100	200	107	11	M12x80	145	5.70
110 x 155	31800	112	90	100	198	110	12	M12x80	145	6.10
120 x 165	40400	112	90	100	212	120	14	M12x80	145	6.60
130 x 180	51500	130	104	116	192	112	12	M14x90	230	9.18
140 x 190	64700	130	104	116	208	124	14	M14x90	230	9.80
150 x 200	74200	130	104	116	208	127	15	M14x90	230	10.40
160 x 210	84500	130	104	116	208	128	16	M14x90	230	10.90
170 x 225	108200	164	134	148	182	113	14	M16x110	355	16.20
180 x 235	123250	164	134	148	184	115	15	M16x110	355	16.85
190 x 250	133800	164	134	148	186	116	16	M16x110	355	19.67
200 x 260	146000	164	134	148	177	112	16	M16x110	355	20.57
220 x 285	181000	164	134	148	188	115	18	M16x110	355	24.46
240 x 305	218000	164	134	148	184	119	20	M16x110	355	26.40
260 x 325	250000	164	134	148	178	117	21	M16x110	355	28.73
280 x 355	360000	197	165	177	185	117	18	M20x130	690	43.0
300 x 375	428000	197	165	177	192	123	20	M20x130	690	46.5



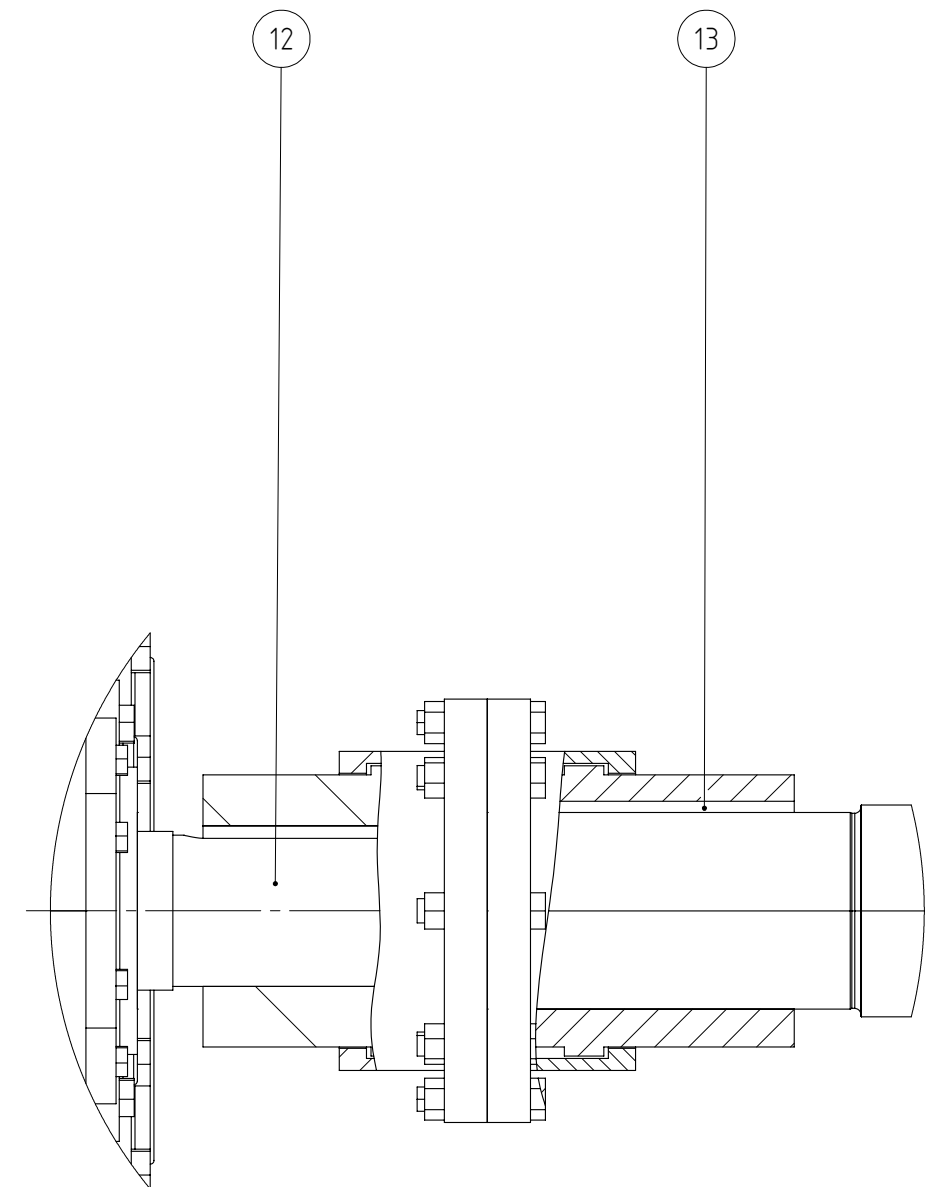
Drawn:	Andreas	Checked:	Andreas Verbeke	Size:	Scale:	Units:		
	10/05/2019			A3	1:20	mm		
REMOVE sharp edges:		Welds:		Tolerance principle: IT14/2		Sheet: Sheet1		
Project: papierafhaspelaar								
Filename: samenbouwtekening Andreas Verbeke hoofdaanzicht						Revision:		



DETAIL A
SCALE 1 : 10

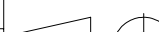


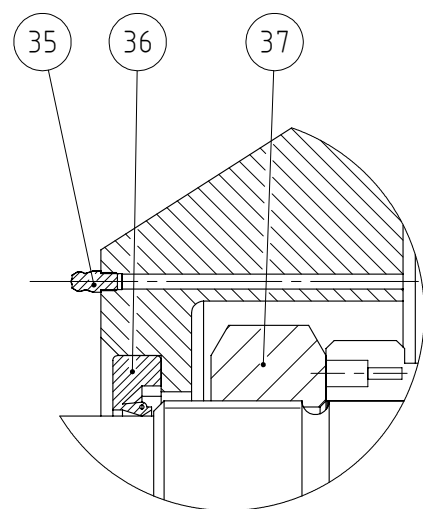
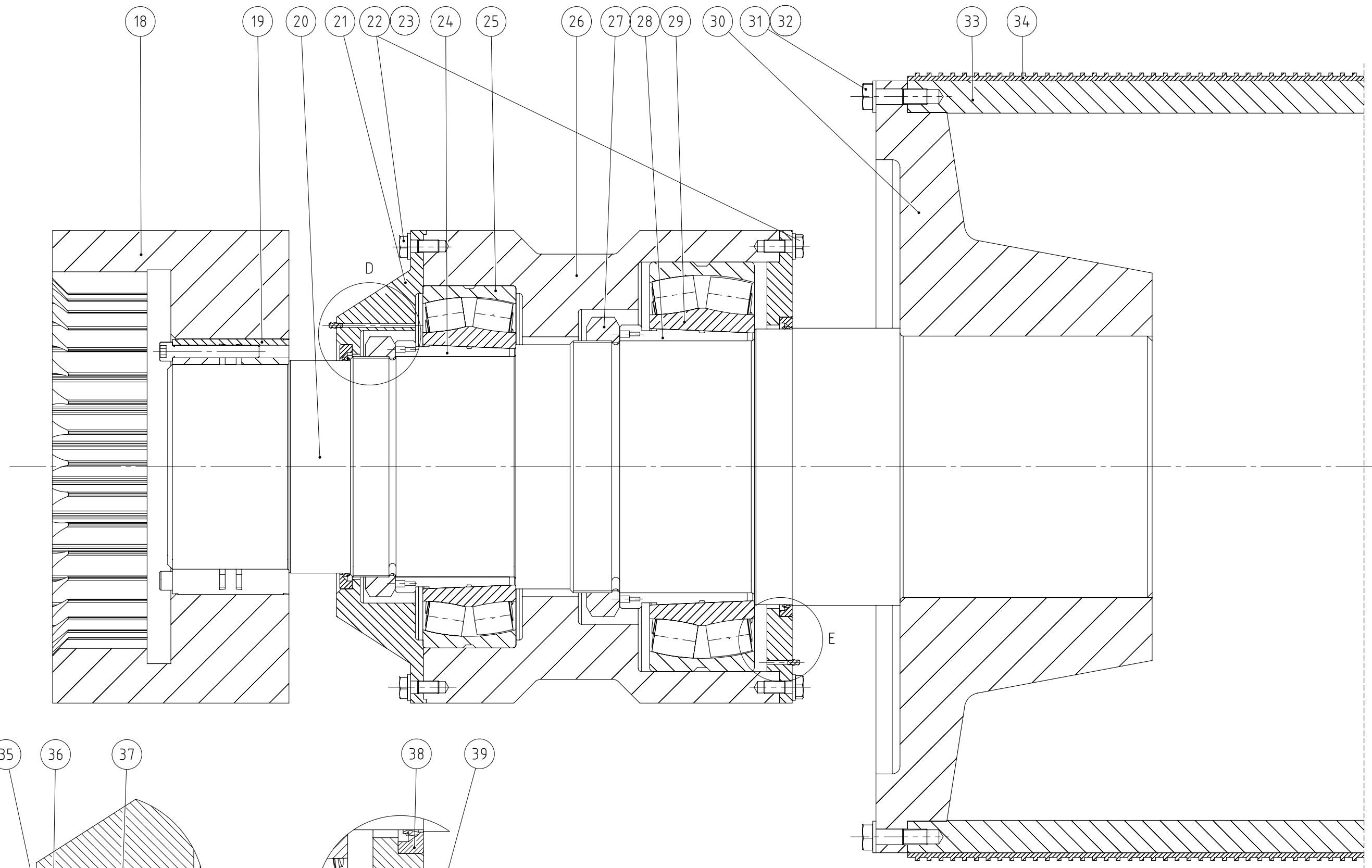
DETAIL C
SCALE 1 : 10



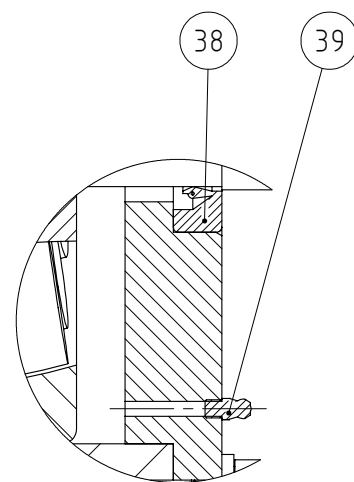
DETAIL B
SCALE 1 : 5



Drawn:	Andreas	Checked:	Andreas Verbeke	Size:	Scale:	Units:	
	10/05/2019			A3	1:10	mm	
REMOVE sharp edges:		Welds:		Tolerance principle: IT14/2		Sheet: Sheet1	
Project: papierafhaspelaar							
Filename: samenbouwtekening Andreas Verbeke details						Revision:	

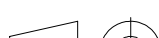


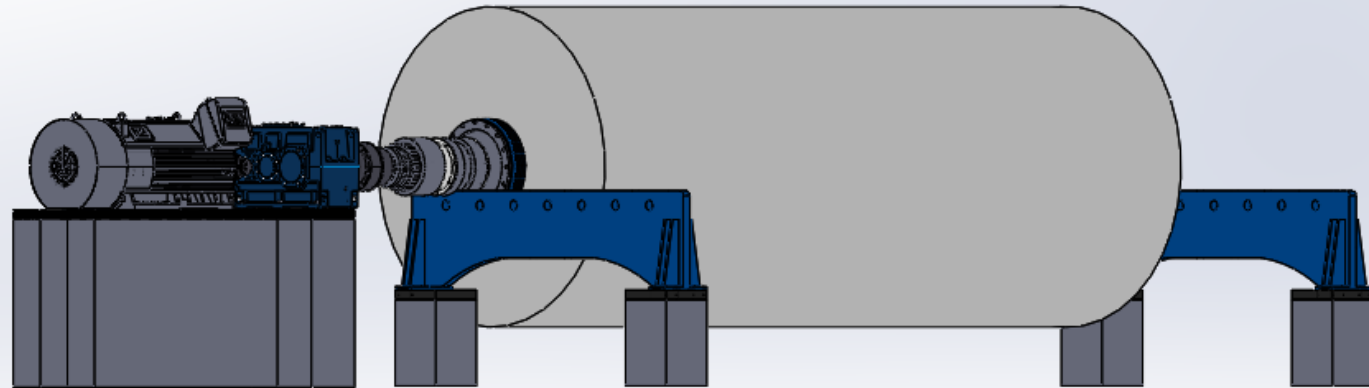
DETAIL D
SCALE 2 : 5



DETAIL E
SCALE 2 : 5

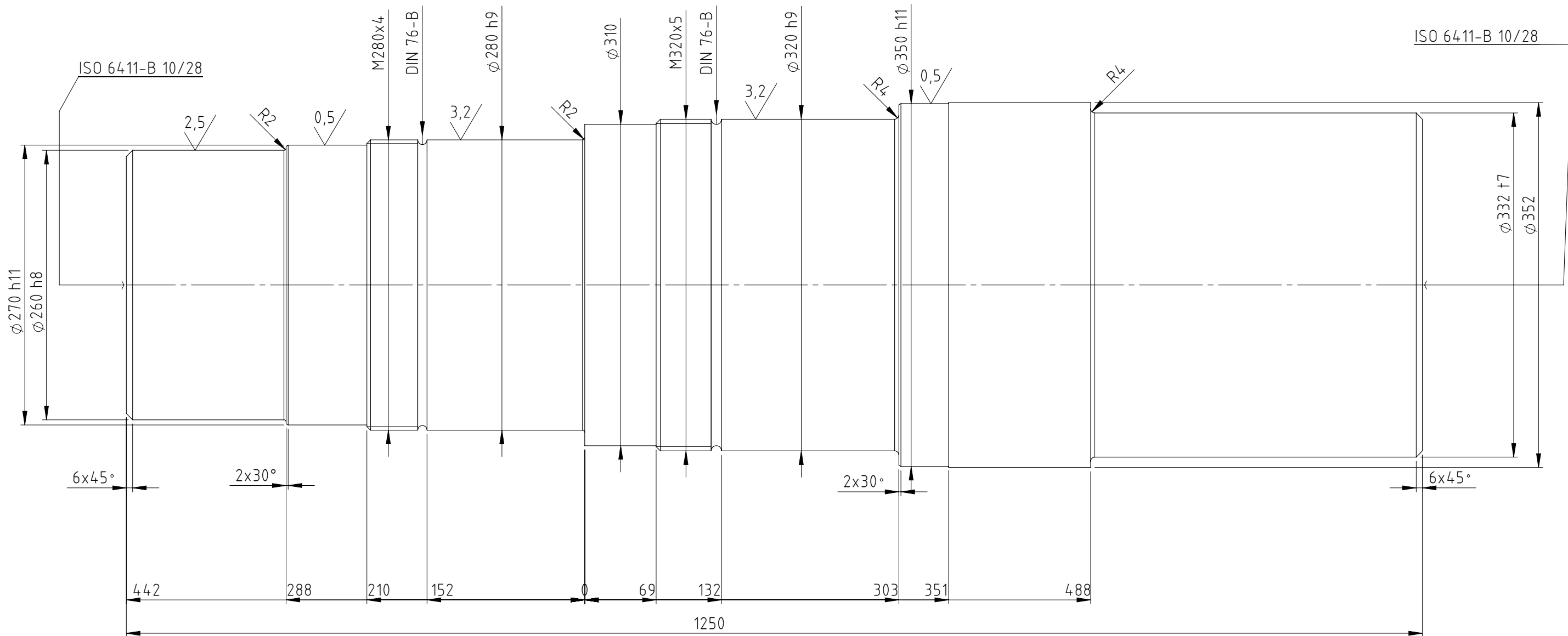


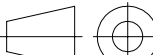
Drawn:	Andreas	Checked:	Andreas Verbeke	Size:	Scale:	Units:	
	16/05/2019			A3	1:5	mm	
REMOVE sharp edges:		Welds:		Tolerance principle: IT14/2		Sheet: Sheet1	
Project: papierafhaspelaar							
3 Filename: samenbouwtetekening_lagering						Revision:	

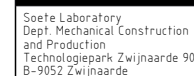
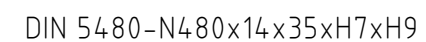


20

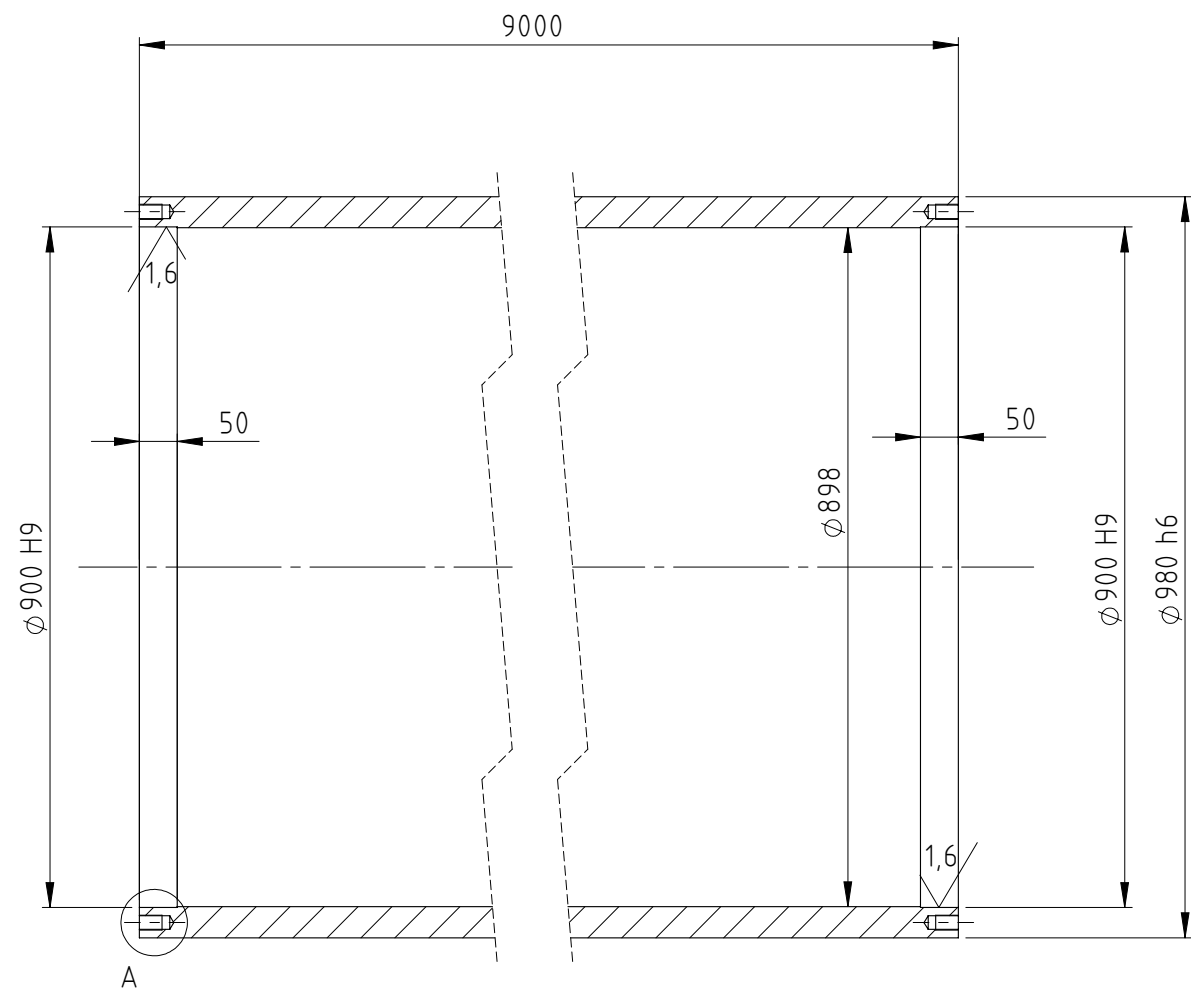
6,3/ (0,5/) (2,5/) (3,2/)



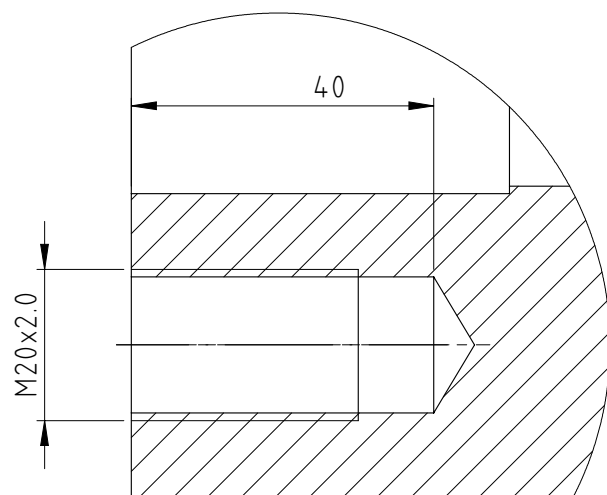
Drawn:	Andreas	Checked:	Andreas Verbeke	Size:	Scale:	Units:	
	14/05/2019				A3	1:4	
REMOVE sharp edges:		Welds:		Tolerance principle: IT14/2		Sheet: Sheet1	
Project:							
papierafhaspelaar							
Filename: werkstuktekening as Andreas Verbeke							
Revision:							

$$\bigvee_{6,3} \quad \bigvee_{2,5}$$


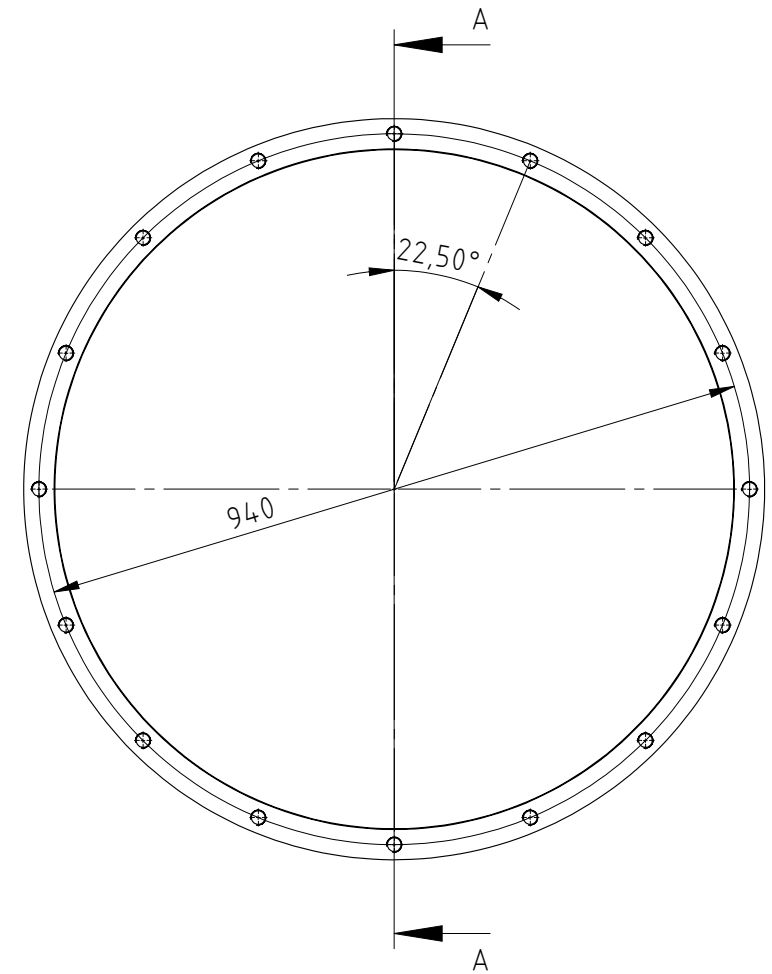
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

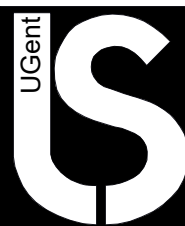


SECTION A-A
SCALE 1 : 10



DETAIL A
SCALE 1:1



UGent  Soete Laboratory Dept. Mechanical Construction and Production Technologiepark Zwijnaarde 903 B-9052 Zwijnaarde	Drawn: Andreas		Checked:	Andreas Verbeke		Size:	Scale:	Units:	
	7/05/2019					A3	1:10	mm	
	REMOVE sharp edges:		Welds:		Tolerance principle: IT14/2		Sheet: Sheet1		
	Project:								
	papierafhaspelaar								
Filename: werkstuktekening trommel								Revision:	