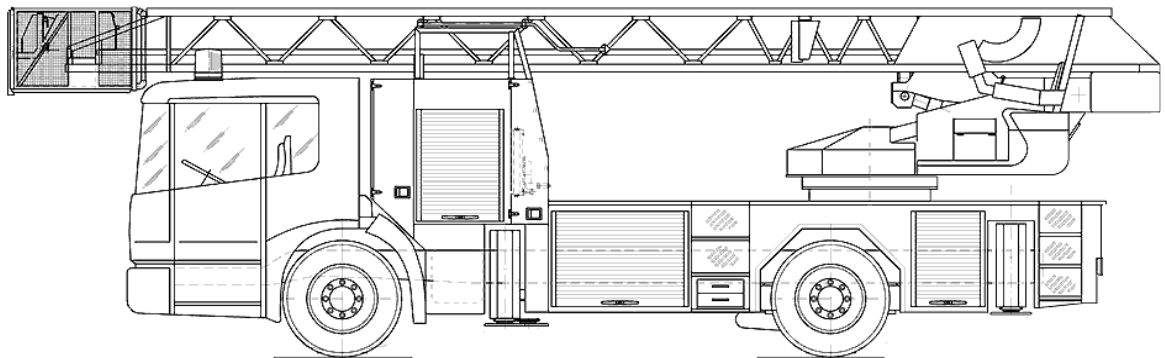


Case Study

Antriebstechnik

IBZ TM 04



Drehleiterfahrzeug

IBZ	TM 4	Case Study Inhaltsverzeichnis	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 1 von 17
-----	------	--	--

Seite Nr:

Inhalt:

01	- Inhaltsverzeichnis
02	- Pflichtenheft
03	- Drehmomentberechnung (Drehantrieb)
04	- Motorenauslegung (Drehantrieb)
05	- Kontrollberechnung (Drehantrieb)
06	- Lastmomentberechnung (Schwenkantrieb)
07	- Lastmomentberechnung (Schwenkantrieb)
08	- Motoren- und Getriebevorwahl (Schwenkantrieb)
09	- Motoren- und Getriebevorwahl (Schwenkantrieb)
10	- Anlaufmoment (Schwenkantrieb)
11	- Anlaufmoment (Schwenkantrieb)
12	- Leiternauszug (Seilauslage)
13	- Leiternauszug (Berechnungen)
14	- Schnur und Seilrollenauswahl (Leiternauszug)
15	- Windenberechnung (Leiternauszug)
16	- Motorenauslegung (Leiternauszug)
17	- Übersetzungsberechnung und Zahnradauslegung (Leiternauszug)

IBZ	TM 4	Case Study Pflichtenheft	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 2 von 17
-----	------	-----------------------------	--

Pflichtenheft

Objekt: Modell von Drehleiterfahrzeug , 23-12, Magirus/ Deutz IVECO, Massstab 1:18.
Die maximale Rettungshöhe bei 75° Leiterwinkel, soll 1660mm betragen.
Der Leitersatz ist eine dreiteilige Stahlkonstruktion gemäss Zeichnung.

Es sind drei Antriebe zu konstruieren.

Drehantrieb der Leiter:

- Stufenlos um die eigene Achse (360°) drehbar
- Die Drehgeschwindigkeit dafür soll 15“ für 360° betragen

Schwenkantrieb der Leiter:

- Stufenlos von horizontal (abgelegt) bis 75° aufgerichtet
- Selbsthemmung in geschwenktem Zustand
- Die Schwenkgeschwindigkeit dafür soll 10“ für 75° betragen

Antrieb Leiterauszug :

- Stufenloser Auszug
- Der Einzug der Leiter kann durch die Schwerkraft erfolgen
- Führung der Leiterelemente ist nicht zu konstruieren, Endanschlüsse sind nicht zu bestimmen
- Selbsthemmung in ausgefahrenem Zustand
- Die Auszugsgeschwindigkeit soll 18“ für 1112mm betragen

Weiteres:

Stromversorgung: 12V maximal 3A

Drehmomentberechnung

Massen

Drehkranz 40g

Hebemechanismus 700g

Verbindungsteile 140g

Motoren + Getriebe 150g

Leiter 4400g

$$\underline{m_{\text{Total}}} = 40\text{g} + 700\text{g} + 140\text{g} + 150\text{g} + 4000\text{g} = 5430\text{g} \Rightarrow \underline{5.5\text{kg}}$$

$$\boxed{F = m \cdot a}$$

$$\underline{v_{\text{Dreh}}} = \frac{360^\circ}{15\text{s}} = \underline{24^\circ/\text{s}}$$

$$\underline{n_{\text{Leiter}}} = \frac{v_{\text{Dreh}} \cdot 60\text{s}}{360^\circ} = \frac{24^\circ/\text{s} \cdot 60\text{s}}{360^\circ} = \underline{4 \text{ min}^{-1}}$$

$$\underline{\omega} = \frac{\pi \cdot n_{\text{Leiter}}}{30} = \frac{\pi \cdot 4 \text{ min}^{-1}}{30} = \underline{0.42\text{rad/s}}$$

$$\underline{\alpha} = \frac{\omega}{\Delta t} = \frac{0.42\text{rad/s}}{2\text{s}} = \underline{0.21\text{rad/s}^2}$$

$$\underline{a} = \alpha \cdot r = 0.21\text{rad/s}^2 \cdot 1.24\text{m} = \underline{0.26\text{m/s}^2} \quad (\text{Wir nehmen } \frac{3}{4} \text{ vom maximalen Leiterradius an})$$

$$\underline{\underline{F_{\text{Antrieb}}}} = m \cdot a = 5.5\text{kg} \cdot 0.26\text{m/s}^2 = \underline{\underline{1.43\text{N}}}$$

$$\underline{\underline{M_{\text{Leiter}}}} = F \cdot r = 1.43\text{N} \cdot 1.24\text{m} = \underline{\underline{1.77\text{Nm}}}$$

IBZ	TM 4	Case Study Drehantrieb	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 4 von 17
-----	------	---------------------------	--

Motorenauslegung / Schneckengetriebe

Das Moment wird über ein Schneckengetriebe übersetzt.

$$i_{\text{Schnecken}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = \underline{40:1}$$

$$n_1 = n_{\text{Leiter}} = \underline{4 \text{ min}^{-1}}$$

$$n_2 = n_1 \cdot i = 4 \text{ min}^{-1} \cdot 40 = \underline{160 \text{ min}^{-1}}$$

$$\underline{M_2} = \frac{M_{\text{Leiter}}}{i_{\text{Schnecken}}} = \frac{1.77 \text{ Nm}}{40} = 0.44 \text{ Nm} \Rightarrow \underline{0.5 \text{ Nm}}$$

Stirngetriebe

$$i_{\text{Stirn}} = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_2} = \frac{10400 \text{ min}^{-1}}{160 \text{ min}^{-1}} = \underline{65} \quad (n_{\text{Motor}} \Rightarrow \text{Maxon Motor A – max 26, 12V, 6W})$$

Wir wählen das Stirnradgetriebe Maxon GS 30 mit i=60

IBZ	TM 4	Case Study Drehantrieb	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 5 von 17
-----	------	---------------------------	--

Lastmoment auf der Motorenwelle

$$\underline{\underline{T_{\text{Last}}}} = \frac{M_{\text{Leiter}}}{i_{\text{Stirn}}} = \frac{0.5\text{Nm}}{60} = 0.0077\text{Nm} = \underline{\underline{7.7\text{mNm}}}$$

Der gewählte Motor kann ein Anlaufdrehmoment von bis 14.3mNm erzeugen. Wir haben also noch genügend Sicherheit, für das vernachlässigte Beschleunigungsmoment und Reibungsverlust durch Lagerung.

Kontrollberechnung

$$\underline{\underline{n_s}} = \frac{10400 \text{ min}^{-1}}{60} = \underline{\underline{173.3 \text{ min}^{-1}}}$$

$$\underline{\underline{n_{\text{ZRad}}}} = \frac{n}{i_s} = \frac{173.3 \text{ min}^{-1}}{40} = \underline{\underline{4.3 \text{ min}^{-1}}}$$

**Lastmoment T_{Last}
maximaler Hebelarm**

Beim Rechnen des grösstmöglichen Drehmomentes (Leiter ganz ausgefahren aber nicht aufgestellt) merkten wir bald, dass ein Antrieb wegen den Platzverhältnissen bei unserem Modell kaum zu realisieren ist. Nach Rücksprache mit Herrn Lanz, wurde das Pflichtenheft angepasst: Die Leiter wird erst aufgestellt und erst danach ausgefahren.

Wir entschieden uns für einen Kompromiss: **Die Leiter soll während dem Aufrichtvorgang ausgefahren werden können.**

Dazu musste zuerst der, während des Aufricht-, Ausfahrprozesses, maximal wirksame Hebelarm s_{MAX} herausgefunden werden.

Geg: $t_{AUF} = 10s$

$t_{AUS} = 18s$

$\alpha = 75^\circ$

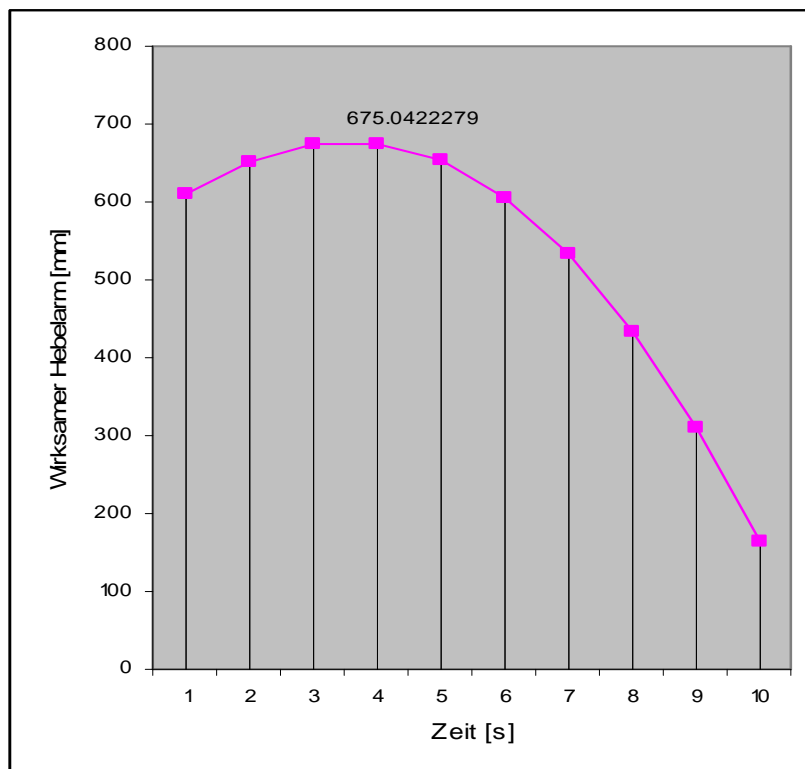
$s = 1112mm$

$v_{AUF} = \frac{\alpha}{t} = \frac{75^\circ}{10s} = 7.5^\circ/s$

$v_{AUS} = \frac{1112mm}{18s} = 61.77mm/s$

$AK = H \cdot \cos \alpha \Rightarrow s_{HEBEL} = (556mm + t \cdot v_{AUS}) \cdot \cos(t \cdot v_{AUF})$

0	556
1	611.4540622
2	651.8922183
3	674.02582
4	675.0422279
5	652.7105805
6	605.4726001
7	532.5156562
8	433.825748
9	310.2185805
10	163.3474686



$$\underline{\underline{s_{MAX} \approx 675\text{mm}}}$$

Maximales Drehmoment

$$\underline{\underline{M_{MAX} = \frac{s_{MAX} \cdot m \cdot g}{2} = \frac{0.675\text{m} \cdot 4\text{kg} \cdot 9.81\text{m/s}^2}{2} = 13.24\text{Nm}}}$$

Zugkraft in der Spindel M6

$$\underline{\underline{F_{Zug} = \frac{M_{MAX}}{s_2} = \frac{13.24\text{Nm}}{0.03\text{m}} = 441.45\text{N}}}$$

Umfangskraft in der Spindel M6

Geg: $\delta_{\text{Haft}} = 5.7^\circ$ (Haftreibwinkel/ Stahl auf Stahl gefettet) (Böge S.92)

$\delta_{\text{Gleit}} = 0.6^\circ$ (Gleitreibwinkel/ Stahl auf Stahl gefettet)

$\delta' \approx 1.15 \delta \Rightarrow \delta'_{\text{Haft}} \approx 6.55^\circ \Rightarrow \delta'_{\text{Gleit}} \approx 0.69^\circ$ (Böge S.120)

$P_{\text{Gewinde}} = 1\text{mm}$

$d_{\text{Flanken}} = 5.35\text{mm}$ (TB 8-1)

$$\underline{\underline{\tan^{-1} \alpha = \frac{P}{d_{\text{Flanken}} \cdot \pi} = \frac{1\text{mm}}{5.35\text{mm} \cdot \pi} = 3.4^\circ}}$$

$$\underline{\underline{F_{UH} = F_{Zug} \cdot \tan(\alpha + \delta'_{\text{Haft}}) = 441.45\text{N} \cdot \tan(3.4^\circ + 6.55^\circ) = 77.44\text{N}}}$$

Selbsthemmung wenn $\delta'_{\text{Haft}} \geq \alpha \Rightarrow 6.55^\circ \geq 3.4^\circ \Rightarrow \text{i.O.}$
--

$$\underline{\underline{F_{UG}}} = F_{Zug} \cdot \tan(\alpha + \delta_{Gleit}) = 441.45\text{N} \cdot \tan(3.4^\circ + 0.69^\circ) = \underline{\underline{31.6\text{N}}}$$

Lastmomente vor dem Getriebe

$$\underline{\underline{T_{LH}}} = F_U \cdot \frac{d_{Flanken}}{2} = 77.44\text{N} \cdot \frac{0.535\text{cm}}{2} = \underline{\underline{20.71\text{Ncm}}}$$

$$\underline{\underline{T_{LG}}} = F_{UG} \cdot \frac{d_{Flanken}}{2} = 31.6\text{N} \cdot \frac{0.535\text{cm}}{2} = \underline{\underline{8.45\text{Ncm}}}$$

Motoren- und Getriebevorwahl

Motor

Typ: Maxon REmax 21
Spannung: 12 V
Leistung: 5W
Anlaufmoment: 2.5 Ncm
Nennmoment: 0.6 Ncm
Nennzahl: 8600 min⁻¹
Trägheitsmoment: 2.03 gcm²
Länge: 28.9mm
Durchmesser: 21mm

Getriebe

$$n_{\text{Spindel}} = \frac{\Delta s \cdot 60s}{10s \cdot P_{\text{Gewinde}}} = 270 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\text{theoretisch}} = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Spindel}}} = \frac{8600 \text{ min}^{-1}}{270 \text{ min}^{-1}} = \underline{\underline{31.8}}$$

Gewähltes Getriebe

Planetengetriebe: Maxon GP 22C
Übersetzungsverhältnis: $i_{\text{Getriebe}} = 29$
Wirkungsgrad: $\eta_{\text{Getriebe}} = 0.7$
Trägheitsmoment: $J_{\text{Getriebe}} = 0.4 \text{ gcm}^2$
Länge: 32.2mm
Durchmesser: 22mm

Aufrichtzeit

$$\underline{\underline{\Delta t}} = \frac{\Delta s \cdot 60s \cdot i_{\text{Getriebe}}}{n_{\text{Motor}} \cdot P_{\text{Gewinde}}} = \frac{45 \text{ mm} \cdot 60s \cdot 29}{8600 \text{ min}^{-1} \cdot 1 \text{ mm}} = \underline{\underline{9.1s}}$$

Lastmoment auf der Motorenwelle

$$\underline{\underline{T_{\text{Last}}}} = \frac{T_{\text{LH}}}{i_{\text{Getriebe}} \cdot \eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{20.71 \text{ Ncm}}{29 \cdot 0.7} = \underline{\underline{1.02 \text{ Ncm}}}$$

Anlaufmoment**Reduziertes Trägheitsmoment**

$$\underline{J_{\text{Spindel}}} = \frac{1}{32} \cdot \delta \cdot \pi \cdot d^4 \cdot h = \frac{1}{32} \cdot 7.84 \text{g/cm}^3 \cdot \pi \cdot (0.6 \text{cm})^4 \cdot 7 \text{cm} = \underline{0.7 \text{gcm}^2}$$

$$\underline{\omega_{\text{Spindel}}} = \frac{\pi \cdot n_M}{30 \cdot i_G} = \frac{\pi \cdot 8600 \text{min}^{-1}}{30 \cdot 29} = \underline{31.1 \text{rad/s}}$$

$$\underline{J_{\text{Leiter}}} = \frac{1}{3} \cdot m \cdot h^2 + m \cdot \Delta l^2 = \frac{1}{3} \cdot 4000 \text{g} \cdot (55.6 \text{cm})^2 + 4000 \text{g} \cdot (3.3 \text{cm})^2 = \underline{4165370 \text{gcm}^2}$$

$$\underline{v_{\text{Leiter}}} = \frac{75^\circ}{9.1 \text{s}} = \underline{8.2^\circ/\text{s}}$$

$$\underline{n_{\text{Leiter}}} = \frac{v_s \cdot 60 \text{s}}{360^\circ} = \frac{8.2^\circ/\text{s} \cdot 60 \text{s}}{360^\circ} = \underline{1.37 \text{min}^{-1}}$$

$$\underline{\omega_{\text{Leiter}}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{Leiter}}}{30} = \frac{\pi \cdot 1.37 \text{min}^{-1}}{30} = \underline{0.14 \text{rad/s}}$$

$$\underline{J_{\text{Getriebe}}} = \underline{0.4 \text{gcm}^2} \quad (\text{gemäss Herstellerkatalog ist dieses Moment bereits reduziert})$$

$$\underline{J_{\text{Motor}}} = \underline{2.03 \text{gcm}^2}$$

$$\underline{\omega_{\text{Motor}}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{Motor}}}{30} = \frac{\pi \cdot 8600 \text{min}^{-1}}{30} = \underline{900.6 \text{rad/s}}$$

$$\underline{J_{\text{red}}} = J_M + J_G + J_S \cdot \left(\frac{\omega_S}{\omega_M} \right)^2 + J_L \cdot \left(\frac{\omega_L}{\omega_M} \right)^2$$

$$= 2.03 \text{gcm}^2 + 0.4 \text{gcm}^2 + 0.7 \text{gcm}^2 \left(\frac{31.1 \text{rad/s}}{900.6 \text{rad/s}} \right)^2 + 4165370 \text{gcm}^2 \left(\frac{0.14 \text{rad/s}}{900.6 \text{rad/s}} \right)^2 = \underline{\underline{2.53 \text{gcm}^2}}$$

Anlaufmoment

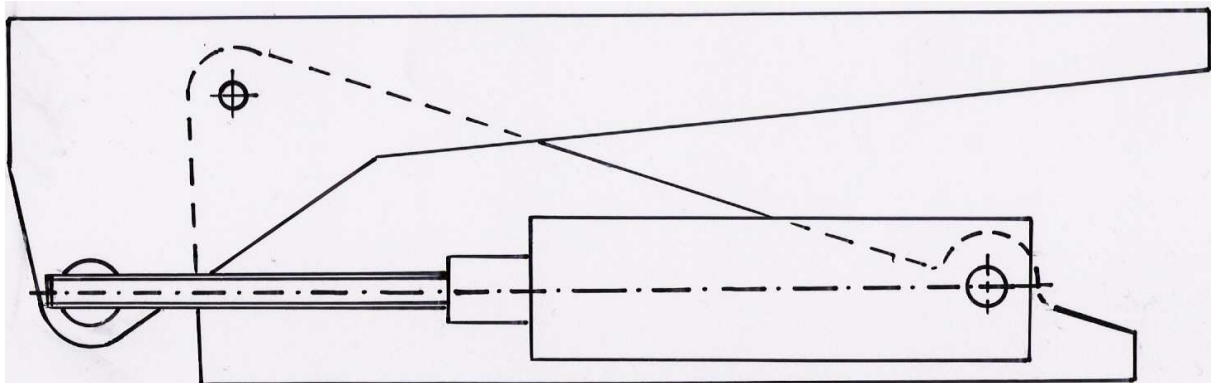
$$\underline{T_{\text{Beschleunigung}}} = \frac{\omega_{\text{Ende}} - \omega_{\text{Anfang}}}{\Delta t} \cdot J_{\text{red}} = \frac{900.6 \text{ rad/s} - 0 \text{ rad/s}}{0.5 \text{ s}} \cdot 2.5 \cdot 10^{-7} \text{ kgm}^2 = 0.00046 \text{ Nm} = \underline{0.046 \text{ Ncm}}$$

$$\underline{T_{\text{Anlauf}}} = T_{\text{Last}} + T_{\text{Beschleunigung}} = 1.02 \text{ Ncm} + 0.046 \text{ Ncm} = \underline{1.07 \text{ Ncm}}$$

$$\underline{T_{\text{Nenn}}} = \frac{T_{\text{LG}}}{i_{\text{Getriebe}} \cdot \eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{8.85 \text{ Ncm}}{29 \cdot 0.7} = \underline{0.43 \text{ Ncm}}$$

Gemäss Angaben des Motorenherstellers ist der Motor ausgelegt für ein Anlaufmoment von 2.5 Ncm und für ein Nennmoment von 0.6 Ncm

Somit haben wir **mit dem gewählten Antrieb noch genügend Reserven**. In Anbetracht dessen, dass wir die Lagerreibung vernachlässigt haben und falls durch unsachgemässe Bedienung ein grösseres Anlaufmoment entstehen sollte.



- 1 Spindel M6
- 2 Kupplung
- 3 Einheit Motor / Planetengetriebe

Auf Details der drei obigen Positionen wird verzichtet. Es ist zu beachten, dass die Einheit Motor / Planetengetriebe schwenkbar gelagert ist. Zudem muss sie die axialen Zugkräfte, die von der Leiter her wirken aufnehmen, da das Planetengetriebe nur begrenzt belastet werden darf.

IBZ	TM 4	Case Study Leiternauszug	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan Seite 12 von 17
------------	-------------	-------------------------------------	---

Nach diversen Überlegungen zu verschiedenen Seilführungssystemen entscheide ich mich gegen ein einfaches Auszugssystem (Leiternauszug über Winde; Leitereinzug durch Eigengewicht mit Windenfreilauf).

Das gewählte System soll ein Auszugsseil, sowie ein Rückholseil beinhalten. Dabei kann das System nur durch Reversierung des Motors Ein- und Ausgefahren werden.

Zu beachten:

- **Auszugs- und Rückholseil müssen gleich lang sein**
- **1 feste Umlenkrolle und 1 lose Rolle pro Seite**
- **Lose Rolle wird benötigt, um ein stufenloses Ein- und Ausfahren zu ermöglichen (nach Versuchen festgestellt)**
- **Je länger und schwerer die Leiter ist um so mehr sollte sie durch ein seitlich angebrachtes Drahtseil vorgespannt sein. So wirkt man einer Durchbiegung bei max. Auszug entgegen (aus der Feuerwehrpraxis)**
- **Alle Endanschlüsse sind mechanisch**
- **Je nach Motorentyp muss das System noch eine Windenbremse beinhalten, um die Selbsthaltung zu gewährleisten**

IBZ	TM 4	Case Study Leiternauszug	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 13 von 17
-----	------	-----------------------------	---

Berechnungen:

Leiter ist 3-teilig = 1Teil ist fest → ausfahrbar sind nur 2 Teile, so ergibt sich ein anderes Leitergewicht.

Leitergewicht = 4kg (alle 3 Teile) → mit nur 2 ausfahrbaren Teilen ergibt sich ein Gewicht von:

$$4\text{kg} - \frac{4\text{kg}}{3} = 2.666\text{kg}$$

Reibung wird vernachlässigt, weil wir beim ersten Leiterteil eine lose Rolle haben und sich so das Gewicht halbieren würde.

Kraft bei einem max. Winkel von 75°

$$F_G = m \cdot g = 2.666\text{kg} \cdot 9.81\text{m/s}^2$$

$$F_G = \underline{26.16\text{N}}$$

$$F_G \sin \alpha = 26.16\text{N} \cdot \sin(75^\circ) = \underline{\underline{25.269\text{N}}}$$

IBZ	TM 4	Case Study Leiternauszug	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 14 von 17
-----	------	---	---

Bei einem Leitergewicht von 2.666kg wähle ich für die Seilauslage:

Maurerschnur $\varnothing = 2.5\text{mm}$ (Polypropylen) → nach einem Versuch hat sich herausgestellt, dass man die Schnur mit min. 20kg belasten kann.
Best.Nr.6045.235 → erhältlich in allen Migros Verkaufsstellen.

Seilrollen $\varnothing = 15\text{mm}$ (Poliyamid) → erhältlich bei der Firma Gesa Transporttechnik
www.gesa.at

IBZ	TM 4	Case Study Leiternauszug	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan Seite 15 von 17
-----	------	-----------------------------	---

Welle aus S235JR $\rightarrow \rho_1 = 7800 \text{ kg / m}^3$

Winde aus Aluminium $\rightarrow \rho_2 = 2700 \text{ kg / m}^3$

Windens - D = 20mm $\rightarrow U = D \cdot \pi = 62.832 \text{ mm}$

Länge eines Leiterteils = 556mm

Drehmoment (ohne Reibung):

$$M_{ges} = (F_{G \sin \alpha} + F_{GWelle}) \cdot l$$

$$l = \frac{D_{Wi}}{2} = \frac{20 \text{ mm}}{2} = 10 \text{ mm} \Rightarrow 0.01 \text{ m}$$

$$F_{GWelle} = (m_{We} + m_{Wi}) \cdot g$$

$$m_{We} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \cdot \rho_1 = \frac{0.005 \text{ m}^2 \cdot \pi \cdot 0.1 \text{ m} \cdot 7800 \text{ kg / m}^3}{4} = 0.015 \text{ kg}$$

$$m_{Wi} = \left(\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \right) - \left(\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \right) \cdot \rho_2$$

$$m_{Wi} = \left(\frac{(0.02 \text{ m})^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0.05 \text{ m} \right) - \left(\frac{(0.005 \text{ m})^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0.05 \text{ m} \right) \cdot 2700 \text{ kg / m}^3 = 0.03976 \text{ kg}$$

$$F_{G_{We+Wi}} = (m_{We} + m_{Wi}) \cdot g = (0.015 \text{ kg} + 0.03976 \text{ kg}) \cdot 9.81 \text{ m / s}^2 = 0.532 \text{ N}$$

$$M_{ges} = (F_{G \sin \alpha} + F_{GWelle}) \cdot l = (25.269 \text{ N} + 0.537 \text{ N}) \cdot 10 \text{ mm} = 258.06 \text{ Nmm} \Rightarrow 0.258 \text{ Nm}$$

Wellen- d:

$$d' = 3.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_w}{\sigma_b}} = 3.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{252.69 \text{ Nmm}}{180 \text{ N / mm}^2}} = 3.807 \text{ mm} \Rightarrow d = 5 \text{ mm}$$

IBZ	TM 4	Case Study Leiternauszug	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 16 von 17
-----	------	-----------------------------	---

Drehzahl:

$$n = \frac{Um}{18''} \cdot 60''$$

$$Um(\text{Umdrehungen}) = \frac{l_{\text{Seil}}}{U} = \frac{556\text{mm}}{62.832\text{mm}} = 8.849$$

$$n = \frac{Um}{18''} \cdot 60'' = \frac{8.849}{18''} \cdot 60'' = \underline{\underline{29.497 \text{ min}^{-1}}}$$

Motorenbestimmung:

$$M_{\min} = 258.06\text{Nmm} = 0.258\text{Nm}$$

$$n = 29.497 \text{ min}^{-1}$$

$$P = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{0.258\text{Nm} \cdot 29.497 \text{ min}^{-1}}{9550} = \underline{\underline{0.000796\text{kW} = 0.8\text{W}}}$$

Gewählter Motor:

Maxon DC Motor U: 12V
 I: 152mA
 P: 1.2W
 i: 371:1

Weitere Infos siehe Motorendatenblatt folgende Seite!

IBZ	TM 4	Case Study Leiternauszug	24.11.2005 Hasler Andre Heiniger Martin Lehmann Stephan <hr/> Seite 17 von 17
-----	------	-----------------------------	---

Übersetzung:

$$i = \frac{n_{Winde}}{n_{Motor}} = \frac{29.5 \text{ min}^{-1}}{35 \text{ min}^{-1}} = 0.842$$

$$z_2 = \frac{z_1}{i}$$

$$a = \frac{M}{2} \cdot (z_1 + z_2) \rightarrow z_1 = \frac{2 \cdot a}{M \cdot 1.842} = \frac{2 \cdot 20 \text{ mm}}{0.5 \cdot 1.842} = 43.431z \rightarrow \underline{\underline{42z}}$$

$$z_2 = \frac{z_1}{i} = \frac{42}{0.842} = 49.831z \rightarrow \underline{\underline{50z}}$$

$$a = \frac{M}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{0.5}{2} \cdot (42z + 50z) = \underline{\underline{23 \text{ mm}}}$$

Die Zahnräder werden von der Firma Mädler (www.maedler.de) bezogen.

Art.Nr. für $z_1 = 28104200$

Art.Nr. für $z_2 = 28105000$

Ende



Herzlichen Dank den Männern der Berufsfeuerwehr Bern. Sie haben uns ein Drehleiterfahrzeug von der technischen Seite gezeigt und geduldig unsere vielen Fragen beantwortet.