

LIFTMONT CZ, s.r.o.

Nádražní 2459/35
785 01 ŠTERNBERK
www.liftmont.cz

STATICKÝ VÝPOČET

OSOBNÍHO ELEKTRICKÉHO VÝTAHU

zak.č. LM-10-297-19

FN OLOMOUC
HOK

LIFTMONT CZ s.r.o.
Nádražní 2459/35
785 01 ŠTERNBERK
IČ: 26845687
technický úsek -1-

1

Zpracoval :	Ing. Petr Mika	Podpis :	V Olomouci
Schválil :	Ing. Petr Mika	Podpis :	listopad 2019

1.1 Výťah

Nosnosť	Q=	630 kg	QN=	6180,3 N
Klec	K=	620 kg	KN=	6082,2 N
Závaží = (K + 0,45xQ)	Z=	903,5 kg	ZN=	8863,3 N
Zdvih	H=	10,80 m		

1.2 Stroj

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

Typ stroje	PMC-125-M-002	LIFTEQUIP
Hmotnosť stroje	137 kg	
Výkon elektromotoru	P=	3,80 kW
Synchronní otáčky	n=	159 min-1
Účinnost stroje	etavs=	0,98
Rozteč. průměr třecího kotouče	Dt=	0,24 m
Roztečný průměr kladky	Dk1=	0,2 m
Počet kladek	mDk1=	2
Roztečný průměr kladky	Dk2=	0,2 m
Počet kladek	mDk2=	1
Roztečný průměr kladky	Dk3=	0 m
Počet kladek	mDk3=	0
Roztečný průměr kladky	Dk4=	0 m
Počet kladek	mDk4=	0
Převodový poměr šneku	is=	1
Převodový poměr čelními koly	ick=	1
Převodový poměr kladkami	ik=	2
Úhel klínové drážky	gamma=	45 stupeň
Úhel opásání	alfa=	180,0 stupeň
Úhel zářezu (pokud je)	beta=	105 stupeň
		0,785398 rad
		pomocný výpočet P1
		1,832596 rad

1.3 Lana

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

Počet lan	lm=	7	
Jmenovitý průměr lana	d=	0,0060 m	
Jmenovitá nosnost lana	N1=	25900 N	
Hmotnosť 1m lana	L1=	0,153 kg/m	pokud je stroj dole L=0
Hmotnosť lan při délce H	L (LN)	12 kg	LN= 113,5 N
Součinitel bezpečnosti lan	kdov=	12	

Ekvivalentní počet hnacích kotoučů	Nequiv(t) =	15,2
Počet kladek s ohybem ve stejném smyslu	Nps=	2
Počet kladek s protisměrným ohybem	Npr=	1
Střední průměr všech kladek	Dp=	0,200 mm
Počet kladek na valivých ložiskách	Pkv=	3
Počet kladek na kluzných ložiskách	Pkk=	0
Účinnost kladek	etak=	0,941
Účinnost vodiček	etav=	0,96

1.4 Vodička klece

Počet vodiček	vm=	2	Materiál dle ČSN 41 1373
Modul pružnosti v tahu	E=	2,1E+11	
Mez pevnosti použitého vodička	Rm=	458 Mpa	
Dov. napětí-normální provoz,nakládání	sigmapD=	195 MPa	
Dov. napětí-působení zachycovačů	sigmazD=	244 MPa	
Dov. Max. průhyb vodička	yd=	5 mm	
Profil vodička		90/75/16	
Plocha průřezu vodička	S=	1700 mm²	
Hmotnosť 1m vodička	V1=	13,30 kg/m	
Modul průřezu ohybu v ose x	Wx=	2,0800 E-5 m³	
Modul průřezu ohybu v ose y	Wy=	1,1400 E-5 m³	
Moment setrvačnosti k ose x	Ix=	10,120 E-7 m4	
Moment setrvačnosti k ose y	Iy=	5,150 E-7 m4	
Poloměr momentu setrv. k ose x	ix=	0,024 m	
Poloměr momentu setrv. k ose y	iy=	0,017 m	
Tloušťka spojky stojny s přírubou c=		9 mm²	
Max. vzdálenost podpor (kotev) lk=		1,6 m	
Délka vodiček (prohl.+zdvih+hor.prost.)=		14,8 m	
Hmotnosť vodička	G=	196,84 kg	

1.5 Kotvy vodítek

levé/pravé podle uspořádání výtahu v šachtě

levá strana

Profil čelní	Profil boční	
Modul průřezu ohybu čelní č. W1=	2,1600 E-5 m³	2,1600 E-5 m³
Modul průřezu ohybu boční č. W2=	1,2400 E-5 m³	1,2400 E-5 m³
Délka čelní části kotvy. l1=	1,02 m	1,02 m
Délka boční části kotvy. l2=	0,36 m	0,36 m
Dovolené normálové napětí sigmaD=	160 MPa	160 MPa

pravá strana

Profil čelní	Profil boční	
Modul průřezu ohybu čelní č. W1=	2,1600 E-5 m³	2,1600 E-5 m³
Modul průřezu ohybu boční č. W2=	1,4800 E-5 m³	1,4800 E-5 m³
Délka čelní části kotvy. l1=	0,3 m	0,3 m
Délka boční části kotvy. l2=	0,42 m	0,42 m
Dovolené normálové napětí sigmaD=	160 MPa	160 MPa

1.7 Klec

Počet závěsných kabelů. nk=	4	
Hmotnost 1m kabelu C1=	0,475 kg/m	
Tíhová síla od závěs. kabelů Mtrav=	10,26 kg	
Šířka klece b=	1,130 m	
Hloubka klece c=	1,530 m	
Rozteč vodičů (výšková) h=	2,620 m	
Excentricita zatížení od nosnosti xQ=	0,191 m	
Excentricita zatížení od nosnosti yQ=	0,141 m	
Excentricita zatížení od klece xK=	0,160 m	
Excentricita zatížení od klece yK=	0,000 m	
Excentr. zatížení při nakládání x1=	0,710 m	
Excentr. zatížení při nakládání y1=	0,030 m	
Excentr. zatížení při nakládání xKn=	0,160 m	
Excentr. zatížení při nakládání yKn=	0,030 m	
Vyosení závěsu klece xS=	0,175 m	pro případ excentrického zavěšení
Vyosení závěsu klece yS=	0,000 m	

1.8 Omezovač rychlosti

Typ OR	Dynatech VEGA+dálk.vybav.	
Rozteč. průměr třecí kladky DtOR=	0,20 m	
Rozteč. průměr nap. kladky DkOR=	0,20 m	
Hmotnost npínacího závaží mOR=	35 kg	
Úhel klínové drážky gama=	35 stupeň	0,610865 rad
Jmenovitý průměr lana dOR=	0,0060 m	PAWO 819W
Jmenovitá nosnost lana N1=	25900 N	
Rameno zavěšení závaží	200 mm	
Součinitel bezpečnosti lana kdov=	8	

2.0 Výtahový stroj

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

2.1 Celkový převodový poměr

$$ic = is \cdot ick \cdot ik \quad ic = 2$$

2.2 Vypočtená provozní rychlost

$$vv = (Pl \cdot Dt \cdot n) / (60 \cdot ic) \quad vv = 0,999 \text{ m/s}$$

2.3 Obvodová provozní rychlost

$$vo = vv \cdot ik \quad vo = 1,99799 \text{ m/s}$$

2.4 Obvodová síla na kotouči

$$Fo = (QN + KN - ZN) / ik + LN \quad Fo = 1813,05 \text{ N}$$

2.5 Celková účinnost výtahu

$$etac = etavs \cdot etak \cdot etav \quad etac = 0,88547$$

2.6 Potřebný výkon elektromotoru

$$Pp = (Fo \cdot vo) / (1000 \cdot etac) \quad Pp = 4,091 \text{ kW} < \text{skutečný výkon} = 3,8 \text{ kW}$$

3.0 Nosné prostředky

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

3.1 Bezpečnost lan

3.1.1 Stanovení součinitele bezpečnosti Sf

$$Kp = (Dt/Dp)^4 \quad Kp = 2,074$$

$$Nequiv(p) = Kp \cdot (Nps + 4 \cdot Npr) = 12,442$$

$$Nequiv = Nequiv(p) + Nequiv(t) = 27,642$$

$$\text{poměr } (Dt/d) = 40$$

$$\text{součinitel bezpečnosti} \quad Sf = 26,517$$

3.1.2 Kontrola bezpečnosti lan

3.1.2.1 Koeficient bezpečnosti použitého lana

$$k = (lm \cdot N1) / ((QN + KN) / ik) + LN \quad k = 29,0325$$

$$kdov/0,7 = 17,143 < k = 29,033 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

$$Sf = 26,517 < k = 29,033 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.0 Třecí kotouč

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

4.1 Kontrola poměru průměru lana a kotouče (kladky)

$$\text{poměr } Dt/d \geq 40 \quad Dt/d = 40 \geq 40 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

$$\text{nejmenší průměr pouz kladky } Dkmin = 0,2 \text{ m}$$

$$\text{poměr } Dkmin/d \geq 40 \quad Dkmin/d = 33,33 \geq 40 \quad \text{--- VYHOVUJE viz.certifikát}$$

4.2 Třecí schopnost

$$\text{Zpomalení klece při nouzovém zastavení} \quad az = 0,7 \text{ m/s}$$

$$\text{Min. součinitel tření (pro nakládání)} \quad \mu1 = 0,1$$

$$\text{Min. součinitel tření (pro zastavenou klec)} \quad \mu2 = 0,2$$

$$\text{Min. součinitel tření (pro nozové zastavení)}$$

$$\mu3 = 0,1 / (1 + v/10) \quad \mu3 = 0,0909$$

4.2.1 Kontrola pro trakční kotouč s klínovou drážkou (klínovou drážkou se zářezem - tvrzenou)

Příloha je výpočet od výrobce, vyhovující použitá drážka V-tvrzená s podříznutím 105st.

$$\begin{aligned}f_n &= m_1 / \sin(\gamma/2) & f_n &= 0,26131 \\e_{fan} &= e^{(f_n \cdot a)} & e_{fan} &= 2,27263 \\f_z &= m_2 / \sin(\gamma/2) & f_z &= 0,52263 \\e_{faz} &= e^{(f_z \cdot a)} & e_{faz} &= 5,16485 \\f_{z3} &= m_3 / \sin(\gamma/2) & f_{z3} &= 0,23758 \\e_{faz3} &= e^{(f_{z3} \cdot a)} & e_{faz3} &= 2,10934\end{aligned}$$

4.2.1.1 Kontrola trakční schopnosti pro případ: nakládání - klec zatížená 125% nosnosti v dolní krajní stanici

$$\begin{aligned}T_{1.1} &= (1,25 \cdot Q_N + K_N) / i_k + L_N & T_{1.1} &= 7017,3 \text{ N} \\T_{1.2} &= Z_N / i_k & T_{1.2} &= 4431,7 \text{ N} \\ \text{poměr} & & T_{1.1} / T_{1.2} &= 1,58344 < e_{fan} = 2,27263 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.2.1.2 Kontrola trakční schopnosti pro případ: zastavená prázdná klec - klec v horní krajní stanici - závaží sedí na dosedech (Z=0)

$$\begin{aligned}T_{2.1} &= (K_N + M_{trav} \cdot g) / i_k & T_{2.1} &= 3091,43 \text{ N} \\T_{2.2} &= Z_N / i_k + L_N & T_{2.2} &= 113,5 \text{ N} \\ \text{poměr} & & T_{2.1} / T_{2.2} &= 27,2444 > e_{faz} = 5,164847 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.2.1.3 Kontrola trakční schopnosti pro případ: nouzové zastavení klece - klec zatížená 125% nosnosti v dolní krajní stanici

$$\begin{aligned}T_{3.1} &= ((1,25 \cdot Q + K) \cdot (g + a_z)) / i_k + (L \cdot (g + a_z)) & T_{3.1} &= 7518,0 \text{ N} \\T_{3.2} &= Z \cdot (g - a_z) / i_k & T_{3.2} &= 4115,44 \text{ N} \\ \text{poměr} & & T_{3.1} / T_{3.2} &= 1,82677 < e_{faz3} = 2,10934 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.3.1 Tlak v drážce třecího kotouče

$$\begin{aligned}T &= (Q_N + K_N) / i_k + L_N & T &= 6244,72 \text{ N} \\p_{dov} &= (12,5 + 4 \cdot v_o) / (1 + v_o) & p_{dov} &= 6,83523 \text{ MPa} \\p &= (T / (m \cdot d \cdot D_t)) \cdot (4,5 / \sin(\gamma/2)) \cdot 10^{-6} \\p &= 7,28493 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 6,8352 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.2.2 Kontrola pro trakční kotouč s polokruhovou drážkou se zářezem

$$\begin{aligned}f_n &= m_1 \cdot (4(\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))) / \pi \cdot \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma & f_n &= 1,3957 \\e_{fan} &= e^{(f_n \cdot a)} & e_{fan} &= 80,2146 \\f_z &= m_2 \cdot (4(\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))) / \pi \cdot \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma & f_z &= 0,39437 \\e_{faz} &= e^{(f_z \cdot a)} & e_{faz} &= 3,45198 \\f_{z3} &= m_3 \cdot (4(\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))) / \pi \cdot \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma & f_{z3} &= 1,26893 \\e_{faz3} &= e^{(f_{z3} \cdot a)} & e_{faz3} &= 53,8639\end{aligned}$$

4.2.2.1 Kontrola trakční schopnosti pro případ: nakládání - klec zatížená 125% nosnosti v dolní krajní stanici

$$\begin{aligned}T_{1.1} &= (1,25 \cdot Q_N + K_N) / i_k + L_N & T_{1.1} &= 7017,3 \text{ N} \\T_{1.2} &= Z_N / i_k & T_{1.2} &= 4431,7 \text{ N} \\ \text{poměr} & & T_{1.1} / T_{1.2} &= 1,58344 < e_{fan} = 80,21463 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.2.2.2 Kontrola trakční schopnosti pro případ: zastavená prázdná klec - klec v horní krajní stanici - závaží sedí na dosedech (Z=0)

$$\begin{aligned}T_{2.1} &= (K_N + M_{trav} \cdot g) / i_k & T_{2.1} &= 3091,43 \text{ N} \\T_{2.2} &= Z_N / i_k + L_N & T_{2.2} &= 113,5 \text{ N} \\ \text{poměr} & & T_{2.1} / T_{2.2} &= 27,2444 > e_{faz} = 3,451977 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.2.2.3 Kontrola trakční schopnosti pro případ: nouzové zastavení klece - klec zatížená 125% nosnosti v dolní krajní stanici

$$\begin{aligned}T_{3.1} &= ((1,25 \cdot Q + K) \cdot (g + a_z)) / i_k + (L \cdot (g + a_z)) & T_{3.1} &= 7518,0 \text{ N} \\T_{3.2} &= Z \cdot (g - a_z) / i_k & T_{3.2} &= 4115,44 \text{ N} \\ \text{poměr} & & T_{3.1} / T_{3.2} &= 1,82677 < e_{faz3} = 53,86386 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

4.3.2 Tlak v drážce třecího kotouče

$$\begin{aligned}T &= (Q_N + K_N) / i_k + L_N & T &= 6244,72 \text{ N} \\p_{dov} &= (12,5 + 4 \cdot v_o) / (1 + v_o) & p_{dov} &= 6,83523 \text{ MPa} \\p &= (T / (m \cdot d \cdot D_t)) \cdot (8 \cdot \cos(\beta/2)) / (\pi \cdot \beta - \sin \beta) \cdot 10^{-6} \\p &= 8,79438 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 6,8352 \text{ --- VYHOVUJE}\end{aligned}$$

5.0 Vodítka

5.1 Zatížení při působení zachycovačů

použité zachycovače klouzávé

Součinitel rázu k1= 2

$B = k1 \cdot (KN + QN) / v_m$ B= 12262,5 N

5.1.1 Namáhání na ohyb silami ve vodících čelistech

$F_x = k1 \cdot (QN \cdot x_Q + KN \cdot x_K) / (v_m \cdot h)$ $F_x =$ 822,57 N

$F_y = k1 \cdot (QN \cdot y_Q + KN \cdot y_K) / (v_m / 2 \cdot h)$ $F_y =$ 666,4 N

$\sigma_x = ((3 \cdot F_y \cdot l_k) / 16) / W_x$ $\sigma_x =$ 9,61136 MPa

$\sigma_y = ((3 \cdot F_x \cdot l_k) / 16) / W_y$ $\sigma_y =$ 21,6466 MPa

$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y =$ 31,2579 MPa $\leq \sigma_{mD}$ 244 --- VYHOVUJE

5.1.2 Namáhání na vzpěr

Součinitel rázu k3= 1

Síla způsobená pomocnými zařízeními na jedno vodítko M= ## N POZOR ZDE 1900kg

$\lambda = l_k / i_{\min}$ $\lambda =$ 94,1

ω_{370} - z tabulky $\omega_{370} =$ 1,783

ω_{520} - z tabulky $\omega_{520} =$ 2,242

$\omega = (((\omega_{520} - \omega_{370}) / (520 - 370)) \cdot (R_m - 370)) + \omega_{370} =$ 2,052

$\sigma_k = ((B + k3 \cdot M) \cdot \omega) / S$ $\sigma_k =$ 37,74 MPa $\leq \sigma_{kD}$ 244 --- VYHOVUJE

5.1.3 Kombinované namáhání

$\sigma = \sigma_m + (B + k3 \cdot M) / S =$ 49,65 MPa $\leq \sigma_{mD}$ 244 --- VYHOVUJE

$\sigma_c = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_m =$ 65,873 MPa $\leq \sigma_{cD}$ 244 --- VYHOVUJE

5.1.4 Namáhání příruby vodítka na ohyb

$\sigma_F = (1,85 \cdot F_x) / c^2$ $\sigma_F =$ 18,7871 MPa $\leq \sigma_{FD}$ 244 --- VYHOVUJE

5.1.5 Průhyby

$\Delta y = (0,7 \cdot F_x \cdot l_k^3) / (48 \cdot E \cdot I_y)$ $\Delta y =$ 0,45 mm $\leq y_D =$ 5 --- VYHOVUJE

$\Delta x = (0,7 \cdot F_y \cdot l_k^3) / (48 \cdot E \cdot I_x)$ $\Delta x =$ 0,19 mm $\leq y_D =$ 5 --- VYHOVUJE

5.1.6 Síly působící na podlahu prohlubně

Fp1 - pod každým vodítkem

$F_{p1} = 10 \cdot G + B$ $F_{p1} =$ 14230,9 N

Fp2 - pod nárazníky klece

$F_{p2} = 40 \cdot (K + Q)$ $F_{p2} =$ 50000 N

Fp3 - pod vyvažovacím závažím

$F_{p3} = 40 \cdot Z$ $F_{p3} =$ 36140 N

5.2 Zatížení "normální provoz - jízda"

Součinitel rázu k2= 1,2

$F_{xj} = (k2 \cdot (QN \cdot (x_Q - x_S) + KN \cdot (x_K - x_S)) / (v_m \cdot h)$ $F_{xj} =$ 2,10615 N $\leq F_x =$ 823 N

$F_{yj} = (k2 \cdot (QN \cdot (y_Q - y_S) + KN \cdot (y_K - y_S)) / (v_m / 2 \cdot h)$ $F_{yj} =$ 399,832 N $\leq F_y =$ 666 N

5.3 Zatížení "normální provoz - nakládání"

platí pro výtahy do nosnosti 2500 kg

$F_s = 0,4 \cdot QN$ $F_s =$ 2472,12 N

$F_{xn} = (KN \cdot x_{Kn} + F_s \cdot x_1) / (v_m \cdot h)$ $F_{xn} =$ 520,679 N $\leq F_x =$ 823 N

$F_{yn} = (F_s \cdot y_1) / (v_m / 2 \cdot h)$ $F_{yn} =$ 28,3067 N $\leq F_y =$ 666 N

Protože síly F_x a F_y pro případ zatížení normální provoz-jízda a normální provoz - nakládání jsou menší než síly vypočtené pro případ zatížení při působení zachycovačů, není opakován výpočet vodítek pro tyto případy zatížení.

5.4 Kotvy vodiček

Levé/Pravé provedení je jinak zrcadlově podobné

5.4.1 Namáhání ohybem čelní části

Levá strana

$$\sigma_o = (F_x \cdot l_1) / (4 \cdot W_1) = 97,11 \text{ MPa} \leq \sigma_{D160} \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

Pravá strana

$$\sigma_o = (F_x \cdot l_1) / (4 \cdot W_1) = 28,56 \text{ MPa} \leq \sigma_{D160} \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.4.2 Namáhání ohybem boční části

Levá strana

$$\sigma_o = (F_y \cdot l_2) / (2 \cdot W_2) = 96,73 \text{ MPa} \leq \sigma_{D160} \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

Pravá strana

$$\sigma_o = (F_y \cdot l_2) / (2 \cdot W_2) = 94,55 \text{ MPa} \leq \sigma_{D160} \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

6.0 Ověření nárazníků

6.1 Nárazníky klece

pužitý typ nárazníku	Wediss D2-D
počet nárazníků	2
zatížení jednoho nárazníku	625 kg
dosedací hmotnost min	330 kg
dosedací hmotnost max	1250 kg

6.1.1 Kontrola stlačení

potřebné minimální stlačení nárazníků odpovídá ČSN EN 81-20, podle přiloženého certifikátu

6.2 Nárazníky závaží

pužitý typ nárazníku	Wediss D2-D
počet nárazníků	1
zatížení jednoho nárazníku	903,5 kg
dosedací hmotnost min	330 kg
dosedací hmotnost max	1250 kg

6.2.1 Kontrola stlačení

potřebné minimální stlačení nárazníků odpovídá ČSN EN 81-20, podle přiloženého certifikátu

7.0 Kontrola nosníků

7.1 Roznášecí nosníky ve strojovně

Jsou konstrukční součástí roštu stroje se závěsy, v šachtě na vodičkách

8.0 Omezovač rychlosti

8.1 Kontrola poměru průměru lana a kladky

poměr $D_{tOR}/d_{OR} \geq 30$	$D_{tOR}/d_{OR} = 33,3 \geq 30$	--- VYHOVUJE
poměr $D_{kOR}/d_{OR} \geq 30$	$D_{kOR}/d_{OR} = 33,3 \geq 30$	--- VYHOVUJE

8.2 Kontrola bezpečnosti lana OR

8.2.1 Výpočet max. síly v laně OR při vybavení OR

$$f_{nOR} = m_{iOR} / \sin(\gamma_{aOR}/2) \quad f_{nOR} = 0,6651$$
$$e_{fanOR} = e^{(f_{nOR} \cdot a_{OR})} \quad e_{fanOR} = 8,08021$$

$$T_{1.2OR} = (m_{OR} \cdot (RZ + 175) / 175) = 735,8 \text{ N}$$

$$T_{1.1OR} = T_{1.2OR} / 2 \cdot e_{fanOR} = 2972,5 \text{ N}$$

8.2.2 Koeficient bezpečnosti použitého lana

$$k_{OR} = N_1 / T_{1.1OR} \quad k_{OR} = 8,71 > k_{dovOR} = 8 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

Machine calculation

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**
Date **22.10.2019**
Customer number **85073** Commission: **LM-10-297-19**
Suspension **2:1**

Technical data (gearless)

Capacity	Q = 630	kg
Maximum car mass	P _{max} = 620	kg
Maximum cw weight (P _{max} + 0,45 * Q + M _{Trav} /2)	Mcw _{max} = 907	kg
Rated speed [m/s]	v _n = 1	m/s
Travel height	H = 10,8	m
Total force travelling cable+compensation chain	F _{Trav} = 66	N
Force of suspension ropes [N]	F _{sr} = 113	N
Force of compens. unit [N]	F _{cr} = 0	N
Machine type	PMC125M	
Traction sheave diameter	D _t = 240	mm
Rope diameter PAWO 819W-IWRC	d _r = 6	mm
Quantity of suspension ropes	n _s = 7	ST
Number of rope pulleys (Rolling bearing)	N _p = 3	
Total effic. of rope pulleys	η ₃ = 0,985	
Starts per hour	Z = 120	
Operating time of lift	ED = 40	%
Power supply	U = 400	V
Frequency of the supply	f = 50	Hz
Shaft coeff.friction car guide	MyRF = 0,02	
Shaft coeff.friction cw guide	MyRG = 0,01	
Operating drive rotation speed	n _{rot} = 159	1/min
Radius of inertia(motor shaft)	y = 0,06	

Overweight forces, replacement weight forces, torques

K1u = 3924	K2o = 3186	K3o = 3204	K4u = 2589	N
K1m = 3731	K2m = 2993	K3m = 3397	K4m = 2782	N
K1o = 3539	K2u = 2799	K3u = 3590	K4o = 2975	N
		Gma3o = 22006	Gmv1o = 21671	N
	MAH = 351,2	MLH = 239	MLHm = 208,7	Nm
	MVB = -319,5	MLB = -212,2	MLBm = -186,4	Nm
Required motor output	PLBm = 3,1	PLHm = 3,48	Pnerf = 3,48	kW
Motor list data (L)	PMC 125 M 002	MN = 230 Nm	PN = 3,8	kW
Etam = 0,738	n _{rot} = 159 1/min	IN = 10,2 A	IA = 18,8	A
		Ueff = 336 V	MA = 400	Nm
Mass moments of inertia	Jm = 0,18	J2a = 8,2015	Jgesa = 8,414	kgm ²
	Jpulley = 0,13	J2v = 7,836	Jgesv = 8,0485	kgm ²
Acceleration	amin = 0,5	amax = 0,8	abetr = 0,8	m/s ²
Operating data ILH = 10,6 A	ILHm = 9,26 A	IAHb = 16,51 A	MAHb = 351,2	Nm
Brake	MBr = 600 Nm	0.5*MBr / ABS(MLB) = 1,41		
UBr = 207/144V DC	aBr _{min} = 0,3	aBr = 2,89	aBr/2 = 0,65	m/s ²
		Uue/lue = 207 V / 1,5 A	Uh/lh = 144 V / 1,06 A	
Generatonic efficiency		PGLBm = 2,29	PGVB = 2,09	kW
Frequency inverter (L)	MFC 21-15 SM V1	Sunen = 11 kVA	Sumax = 18,5	kVA
Etau = 0,97	λ = 0,94	Iu _{nen} = 18 A	Iu _{max} = 30	A
Type of braking resistor: BR 22/1.2		PRB = 0	PRB2 = 2,6	kW
For load-dependent acceleration		amax = 0,8 m/s ²	Qared = 110	%
	a125 = 0,43 m/s ²	a110 = 0,8 m/s ²	R2_110 = 0,8	m/s ³
Cable load correction		TSGF = 2134	HKUSGF = 312	g/m
Motor operating output (EVU sheet)			PBLH = 3,48	kW
Electrical connected load (without control system)		SBLH = 5,17	SBAH = 7,32	kVA
		IBLH = 7,46	IBAH = 10,56	A
Heat dissipation	(PMR = Qm + Qu + Qr + Qz + Qs)		PMR = 6080	kJ/h
Qm = 1167	Qu = 108	Qr = 1154	Qz = 50	kJ/h
Qs = 3600				

Please check that all supposed values are met in your construction site. The calculations of shaft, traction and braking torque

Machine calculation

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**

Date **22.10.2019**

Customer number **85073**

Commission: **LM-10-297-19**

Suspension **2:1**

rely on that.

Machine calculation

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**
Date **22.10.2019**
Customer number **85073** Commission: **LM-10-297-19**
Suspension **2:1**

Input values

Rated speed [m/s]	$v_n = 1$	m/s
Travel height	$H = 10,8$	m
Depth of side positioned drive (from top landing)	depth = 0	m
Suspension	roping = 2:1	
Capacity	$Q = 630$	kg
Maximum car mass	$P_{max} = 620$	kg
Compensation rated load CW	$Q \% = 45$	%
Rope diameter PAWO 819W-IWRC	$d_{sr} = 6$	mm
Quantity of suspension ropes	$n_{sr} = 7$	ST
S.ropes mass per meter	$S_{sr} = 0,153$	kg/m
Trav.cabl.mass per meter[kg/m]	$S_{Trav} = 1,25$	kg/m
Number of rope pulleys	$N_p = 3$	
Total effic. of rope pulleys (Rolling bearing)	$\eta_3 = 0,993$	
Power supply	U line = 400	V
Minimale relative Netzspannung	90	%
Frequency of the supply	$f = 50$	Hz
For energy recovery	no	
Shaft coeff.friction car guide	$\mu_{RF} = 0,02$	
Shaft coeff.friction cw guide	$\mu_{RG} = 0,01$	
Coolant temperature	$k_{coo} = 40$	°C
Altitude above sea level	$k_{loc} = 1000$	m
Starts per hour	$c/h = 120$	
Operating time of lift	OT = 40	%
Minimum acceleration	$a_{min} = 0,5$	m/s²
Maximum acceleration	$a_{max} = 0,8$	m/s²
Machine type (gearless)	PMC125M	
Type of wrap	SW	
Traction sheave diameter	$D_t = 240$	mm

Calculated values

Radius of inertia(motor shaft)	$y = 0,06$	
Maximum cw weight ($P_{max} + 0,45 * Q + M_{Trav}/2$)	$M_{cw_{max}} = 907$	kg
Force of suspension ropes [N]	$F_{sr} = 113$	N
Force of compens. unit [N]	$F_{cr} = 0$	N
Total force travelling cable+compensation chain	$F_{Trav} = 66$	N

Overweight forces

Accel. full up, car bottom	$k1_{down} = 3924$	N	Accel. empty down, car bottom	$k2_{top} = 3186$	N
Accel. full up, car middle	$k1_{mid} = 3731$	N	Accel. empty down, car middle	$k2_{mid} = 2993$	N
Accel. full up, car top	$k1_{top} = 3539$	N	Accel. empty down, car bottom	$k2_{down} = 2799$	N
Decel. full down, car top	$k3_{top} = 3204$	N	Decel. empty up, car bottom	$k4_{down} = 2589$	N
Decel. full down, car middle	$k3_{mid} = 3397$	N	Decel. empty up, car middle	$k4_{mid} = 2782$	N
Decel. full down, car bottom	$k3_{down} = 3590$	N	Decel. empty up, car top	$k4_{top} = 2975$	N
Replacement force of translat. Masses at acceleration	$G_{ma3o} = 22006$	N			
Replacement force of translat. Masses at deceleration	$G_{mv1o} = 21671$	N			
Mass moment inertia of motor	$J_{mot} = 0,18$	kgm²			
Mass moment inertia of all pulleys	$J_{pul} = 0,13$	kgm²			
Moment of inertia acceleration	$J2a = 8,2015$	kgm²			
Total moment of inertia acceleration	$J_{total a} = 8,414$	kgm²			
Moment of inertia deceleration	$J2v = 7,836$	kgm²			
Total moment of inertia deceleration	$J_{total v} = 8,0485$	kgm²			

Machine calculation

Offer 2019.10.22.047.948.Mika

Date 22.10.2019

Customer number 85073

Commission: LM-10-297-19

Suspension 2:1

Full load torque	T _{lh} = 239	Nm
Rating lift moment	T _{lhm} = 208,7	Nm
Full load start.torq. for amax	T _{ah} = 351,2	Nm
Braking torque of full load	T _{lb} = -212,2	Nm
Rating of braking torque	T _{lbm} = -186,4	Nm
Decelerat. torque of full load	T _{vb} = -319,5	Nm

Planning drive rotation speed	n = 159	1/min
-------------------------------	---------	-------

Power of full load	P _{lh} = 3,98	kW
Rating lift power	P _{lhm} = 3,48	kW
Required motor power	P _{req} = 3,48	kW
Braking power of full load	P _{lb} = 3,5	kW
Rating of braking power	P _{lbm} = 3,1	kW

Generatoric effective power	P _{glbm} = 2,29	kW
Max. generatoric effec. power	P _{gvb} = 2,09	kW

Motor type PMC 125 M 002 (L)

Nominal power of motor	P _{nom} = 3,8	kW
Rated torque of motor	T _{nom} = 230	Nm
Operating drive rotation speed	n _{rot} = 159	1/min
Nominal current	I _{nom} = 10,2	A
Starting torque of motor	T _{a nom} = 400	Nm
Starting current of motor	I _{a nom} = 18,8	A
Effective voltage	U _{eff} = 336	V
Frequency of stator	f = 26,5	Hz
Motor efficiency	η = 0,738	
Weight of motor	m = 137	kg
System of protection motor	IP21	

Operating data

Operating Acceleration	a _{oper} = 0,8	m/s ²
Motor current of full load	I _{lhTlh} = 10,6	A
Operating motor current	I _{lh} = 9,26	A
Op.current of full load, abter	I _{ah} = 16,51	A
Full load start.torq.for abetr	T _{ahoper} = 351,2	Nm

Type of Inverter MFC 21-15 SM V1 (L)

Output-rated current of frequency inverter	I _{nomout} = 18	A
Output-max current of frequency inverter	I _{maxout} = 30	A
Output-overload current of frequency inverter	I _{overloadout} = 31	A
Output-rated power of frequency inverter	S _{nomout} = 11	kVA
Output-max power of frequency inverter	S _{maxout} = 18,5	kVA
Network power factor	λ = 0,94	
Efficiency frequency inverter	η = 0,97	
Lost heat access. of freq.inv.	P _{v acc} = 50	W
Type of brake resistor	BR 22/1.2	
Schutzart der Steuerung		

Electrical connected load (without control system)

Motor operating output (EVU sheet)	PBLH = 3,48	kW
Input-rated current of frequency inverter	I _{line rms} = 7,46	A
Input-max current of frequency inverter	I _{line max} = 10,56	A
Input-rated power of frequency inverter	S _{line rms} = 5,17	kVA
Input-rated power full car starting of inverter	S _{line max} = 7,32	kVA

For load-dependent acceleration

Operating Acceleration	a _{oper} = 0,8	m/s ²
------------------------	-------------------------	------------------

Machine calculation

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**
Date **22.10.2019**
Customer number **85073** Commission: **LM-10-297-19**
Suspension **2:1**

Acceleration at 110% load	$a_{110q} = 0,8$	m/s^2
Acceleration at 125% load	$a_{125q} = 0,43$	m/s^2
Limit value of the loading	$Q_{ared} = 110$	%
Jerk 2 at 110% load	$j_{2110} = 0,8$	m/s^3

Cable load correction

suspension rope weighting	TSGF = 2134	g/m
Tr.c. lower rope weight factor	HKUSGF = 312	g/m

Brake (electrical supply)

Type of brake	2X300	
Mech. brak. torque, oper.brake	T brake = 600	Nm
Maximum acceleration	$a_{max} = 0,8$	m/s^2
Min.decelerat.at one brakecir.	$a_{min} = 0,3$	m/s^2
Safety factor of mech.brake	$T \text{ brake} / (2 * Abs(T \text{ lb})) = 1,41 > 1,3 \text{ (min)}$	
Decel. of total mech. brake	$a_{brake} = 2,89 > 0,8$	m/s^2
Decel. of one brake circuit	$a_{brake} / 2 = 0,65 > 0,3$	m/s^2
Brake voltage	$U_{pick \text{ up/stat}} = 207/144V \text{ DC}$	
Brake current at pick up	$I_{pick \text{ up}} = 1,5$	A
Brake current at holding	$I_{stat} = 1,06$	A

Air conditioning system – Heat dissipation

Heat loss of controller	Q contr = 3600	kJ/h
Heat loss of motor	Q mot = 1167	kJ/h
Heat loss of frequency inverter	Q inverter = 108	kJ/h
Heat loss additional devices of frequency inverter	Q s = 50	kJ/h
Total cooling load	Q total = 6080	kJ/h

Traction, EN81-20 - datasheet

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**
Date **22.10.2019**
Customer number **85073** Commission: **LM-10-297-19**
Suspension **2:1**

Technical Data

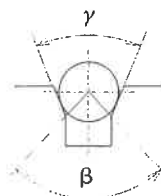
Capacity	Q = 630	kg
Maximum car mass	Pmax = 620	kg
Minimum car mass	Pmin = 620	kg
Rated speed [m/s]	vn = 1	m/s
Travel height	H = 10,8	m
Total force travelling cable+compensation chain (STrav = 1,25 kg/m)	FTrav = 66	N
Maximum cw weight (Pmax + 0,45 * Q + MTrav/2)	Mcwtmax = 907	kg
Minimum cw mass (Pmin + 0,45 * Q + MTrav/2)	Mcwtmin = 287	kg

Rope Data

Suspension rope type	PAWO 819W-IWRC	
Rope diameter	dr = 6	mm
Quantity of suspension ropes	ns = 7	ST
Min. breaking load of a rope	BKmin = 25900	N
Force of suspension ropes [N]	Fsr = 113	N
Force of compens. unit [N]	Fcr = 0	N

Traction Sheave Data

Groove type	V-groove	
Traction sheave diameter	Dt = 240	mm
Wrap angle	$\alpha = 180$	deg
Undercut angle	$\beta = 105$	deg
Opening angle	$\gamma = 45$	deg
Hardened sheave	Yes	
Traction sheave width	Br = 75	mm
No. of traction sh. grooves	nt = 7	
Distance between grooves	RAt = 10	mm



Pulley Data

Rope pulleys in general

Number of rope pulleys	Np = 3	
Average diameter of rope pulleys	Dp = 240	mm

Rope pulleys between traction sheave and car side

Number of pulleys with simple rope bends	NPDScar = 0	
Number of pulleys with reversed rope bends	NPDRcar = 0	
Additional pulley at car for 2:1 or 3:1 suspension	NP21car = 1	
Based mass of reeving pulleys	mPcar = 3,06	kg
Based mass of rope pulleys	mPDcar = 0	kg
Based mass of deflection pulley (dw)	mPDWcar = 0	kg

Rope pulleys between traction sheave and counterweight side

Number of pulleys with simple rope bends	NPDScwt = 0	
Number of pulleys with reversed rope bends	NPDRcwt = 0	
Additional pulley at cwt for 2:1 or 3:1 suspension	NP21cwt = 0	
Based mass of reeving pulleys	mPcwt = 3,06	kg
Based mass of rope pulleys	mPDcwt = 0	kg
Based mass of deflection pulley (dw)	mPDWcwt = 0	kg

Traction, EN81-20 - result sheet

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**
Date **22.10.2019**
Customer number **85073** Commission: **LM-10-297-19**
Suspension **2:1**

Calculation traction

Car loading

Required traction at loading

Actual traction at loading

$$T1/T2 \leq e^{f\alpha} \quad \text{OK}$$

$$T1/T2 = 1,5775$$

$$e^{f\alpha} = 2,2726$$

Emergency braking condition

Required traction at emergency braking

Actual traction at emergency braking

$$T1/T2 \leq e^{f\alpha} \quad \text{OK}$$

$$T1/T2 = 1,6464$$

$$e^{f\alpha} = 1,982$$

Car stalled condition

Admissible traction at car stalled

Actual traction at car stalled

$$T1/T2 \geq e^{f\alpha} \quad \text{OK}$$

$$T1/T2 = 27,0926$$

$$e^{f\alpha} = 5,1648$$

Calculation rope safety

Equivalent number of pulleys

Actual rope safety

Minimum rope safety

Min.rope safety rope lifetime

$$N_{\text{equiv}} = 12,8$$

$$SF_{\text{ist}} = 29,04 \quad \text{OK}$$

$$SF_{\text{min}} = 12$$

$$SF = 20,43$$

Minimum diameter of pulley

Necessary minimum diameter of pulley

Traction sheave diameter

Minimum diameter of rope pulleys

$$D_{\text{min}} = 240 \quad \text{mm}$$

$$Dt = 240 \quad \text{mm}$$

$$D_{p_{\text{min}}} = 240 \quad \text{mm}$$

Traction sheave shaft

Offer 2019.10.22.047.948.Mika

Date 22.10.2019

Customer number 85073

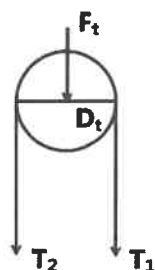
Commission: LM-10-297-19

Suspension 2:1

Technical Data

Capacity
Maximum car mass
Compensation rated load CW
Maximum cw weight
Travel height
Machine type
Total force travelling cable+compensation chain
Force of suspension ropes [N]
Traction sheave diameter
Mass of traction sheave
Wrap angle
Rope ramp at car on

Q = 630 kg
P_{max} = 620 kg
q% = 45 %
M_{cwt}_{max} = 907 kg
H = 10,8 m
PMC125M
F_{Trav} = 66 N
F_{sr} = 113 N
D_t = 240 mm
M_t = 11 kg
α = 180 deg
Traction sheave



$$F_t \leq F_{t_{zul}} \quad \text{OK}$$

Shaft load calculation

Max.force of all ropes, car

T1 = 6162 N

Max.force of all ropes, cw

T2 = 4560 N

TS actual force of shaft

F_t = 10830 N

TS permissible force of shaft

F_{t_{zul}} = 14000 N

Proof of TS shaft with Q

Lift Settings

Offer **2019.10.22.047.948.Mika**

Date **22.10.2019**

Customer number **85073**

Commission: **LM-10-297-19**

Suspension **2:1**

Rated load	630	kg
Car mass	620	kg
Compensation rated load CW	45	%
Rated speed [m/s]	1	m/s

Drive	PMC 125 M 002
Motor	—
Frequency inverter	MFC 21-15 SM V1

Pole pair no	10	
Planning drive rotation speed	159	1/min
Frequency of supply	50	Hz
Nominal current	10,2	A
Effective voltage	336	V
Nominal power of motor	3,8	kW
Motor connection	star connected	

