

LIFTMONT CZ, s.r.o.


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

STATICKÝ VÝPOČET

OSOBNÍ ELEKTRICKÝ VÝTAH

zak.č.: LM-20-718-22

FN OLOMOUC, budova A
výtah č. 77

Zpracoval :	Ing. Petr Míka	Podpis :		V Olomouci
Schválil :	Ing. Petr Míka	Podpis :		únor 2022

1.1 Výťah

Nosnost	Q=	630 kg	QN=	6180,3 N
Klec	K=	650 kg	KN=	6376,5 N
Závaží = (K + 0,45xQ)	Z=	933,5 kg	ZN=	9157,6 N
Zdvih	H=	16,80 m		

1.2 Stroj

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující
LIFTEQUIP

Typ stroje	TW45C		
Hmotnost stroje		214 kg	
Výkon elektromotoru	P=	7,50 kW	
Synchronní oláčky	n=	890 min ⁻¹	
Účinnost stroje	etavs=	0,80	
Rozteč. průměr třecího kotouče	Dt=	0,44 m	
Roztečný průměr kladky	Dk1=	0,4 m	
Počet kladek	mDk1=	1	
Roztečný průměr kladky	Dk2=	0 m	
Počet kladek	mDk2=	0	
Roztečný průměr kladky	Dk3=	0 m	
Počet kladek	mDk3=	0	
Roztečný průměr kladky	Dk4=	0 m	
Počet kladek	mDk4=	0	
Převodový poměr šneku	is=	20,5	41:2
Převodový poměr čelními koly	ick=	1	
Převodový poměr kladkami	ik=	1	
Úhel klínové drážky	gama=	45 stupeň	0,785398 rad
Úhel opásání	alfa=	180,0 stupeň	pomocný výpočet P1
Úhel zářezu (pokud je)	beta=	105 stupeň	1,832596 rad

1.3 Lana

Počet lan	lm=	4	příloha je výpočet od výrobce = vyhovující
Jmenovitý průměr lana	d=	0,0100 m	PAWO F7S
Jmenovitá nosnost lana	N1=	69500 N	
Hmotnost 1m lana	L1=	0,436 kg/m	pokud je stroj dole L=0
Hmotnost lan při délce H... L (LN)		29 kg	LN= 287,4 N
Součinitel bezpečnosti lan	kdov=	12	

Ekvivalentní počet hnacích kotoučů	Nequiv(t) =	15,2
Počet kladek s ohybem ve stejném smyslu	Nps=	1
Počet kladek s protisměrným ohybem	Npr=	0
Střední průměr všech kladek	Dp=	0,400 mm
Počet kladek na valivých ložiskách	Pkv=	1
Počet kladek na kluzných ložiskách	Pkk=	0
Účinnost kladek	etak=	0,980
Účinnost vodítek	etav=	0,9

1.4 Vodítka klece

Počet vodítek	vm=	2	Materiál dle ČSN 41 1373
Modul pružnosti v tahu	E=	2,1E+11	
Mez pevnosti použitého vodítka	Rm=	458 Mpa	
Dov. napětí-normální provoz,nakládání	sigmapD=	195 MPa	
Dov. napětí-působení zachycovačů	sigmazD=	244 MPa	
Dov. Max. průhyb vodítka	yp=	5 mm	
Profil vodítka		90/75/16	T90/B
Plocha průřezu vodítka	S=	1700 mm ²	
Hmotnost 1m vodítka	V1=	13,30 kg/m	
Modul průřezu ohybu v ose x	Wx=	2,0800 E-5 m ³	
Modul průřezu ohybu v ose y	Wy=	1,1400 E-5 m ³	
Moment setrvačnosti k ose x	Ix=	10,120 E-7 m ⁴	
Moment setrvačnosti k ose y	Iy=	5,150 E-7 m ⁴	
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 mm ²	
Max. vzdálenost podpor (kotev)	lk=	2,25 m	
Délka vodítek (prohl.+zdvih+hor.prost.)		22 m	
Hmotnost vodítka	G=	292,6 kg	

1.5 Kotvy vodítek

levá strana

Profil čelní	L50/50/5	Profil boční	L50/50/5
Modul průřezu ohybu čelní č. W1=	0,7860	E-5 m ³	0,7860 E-5 m ³
Modul průřezu ohybu boční č. W2=	0,3060	E-5 m ³	0,3060 E-5 m ³
Délka čelní části kotvy. l1=	0,25	m	0,25 m
Délka boční části kotvy. l2=	0,45	m	0,45 m
Dovolené normálové napětí sigmaD=	160	MPa	160 MPa

pravá strana

Profil čelní	L50/50/5	Profil boční	L50/50/5
Modul průřezu ohybu čelní č. W1=	0,7860	E-5 m ³	0,7860 E-5 m ³
Modul průřezu ohybu boční č. W2=	0,3060	E-5 m ³	0,3060 E-5 m ³
Délka čelní části kotvy. l1=	0,25	m	0,25 m
Délka boční části kotvy. l2=	0,35	m	0,35 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=	15,96	kg
Šířka klece b=	1,140	m
Hloubka klece c=	1,560	m
Rozteč vodičů (výšková) h=	2,680	m
Excentricita zatížení od nosnosti xQ=	0,195	m
Excentricita zatížení od nosnosti yQ=	0,143	m
Excentricita zatížení od klece xK=	0,200	m
Excentricita zatížení od klece yK=	0,050	m
Excentr. zatížení při nakládání x1=	0,730	m
Excentr. zatížení při nakládání y1=	0,100	m
Excentr. zatížení při nakládání xKn=	0,200	m
Excentr. zatížení při nakládání yKn=	0,100	m
Vyosení závěsu klece xS=	0,050	m
Vyosení závěsu klece yS=	0,000	m

pro případ excentrického zavěšení

1.8 Omezovač rychlosti

Typ OR	VEGA 200	Dynatech VEGA+BETA
Rozteč. průměr třecí kladky DtOR=	0,20	m
Rozteč. průměr nap. kladky DkOR=	0,20	m
Hmotnost npinacního závaží mOR=	35	kg
Úhel klínové drážky gama=	35	stupeň
Jmenovitý průměr lana dOR=	0,0060	m
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

$$ic = is \cdot ick \cdot ik \quad ic = 20,5$$

2.2 Vypočtená provozní rychlost

$$vv = (PI \cdot Dt \cdot n) / (60 \cdot ic) \quad vv = 1,00017 \text{ m/s}$$

2.3 Obvodová provozní rychlost

$$vo = vv \cdot ik \quad vo = 1,00017 \text{ m/s}$$

2.4 Obvodová síla na kotouči

$$Fo = (QN + KN - ZN) / ik + LN \quad Fo = 3686,59 \text{ N}$$

2.5 Celková účinnost výtahu

$$etac = etavs \cdot etak \cdot etav \quad etac = 0,7056$$

2.6 Potřebný výkon elektromotoru

$$Pp = (Fo \cdot vo) / (1000 \cdot etac) \quad Pp = 5,22566 \text{ kW} < \text{skutečný výkon} = 7,5 \text{ kW}$$

3.0 Nosné prostředky

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

3.1 Bezpečnost lan

3.1.1 Stanovení součinitele bezpečnosti Sf

$$Kp = (Dt/Dp)^4 \quad Kp = 1,464$$

$$Nequiv(p) = Kp \cdot (Nps + 4 \cdot Npr) = 1,464$$

$$Nequiv = Nequiv(p) + Nequiv(t) = 16,664$$

$$\text{poměr } (Dt/d) = 44$$

$$\text{součinitel bezpečnosti } Sf = 18,877$$

3.1.2 Kontrola bezpečnosti lan

3.1.2.1 Koeficient bezpečnosti použitého lana

$$k = (lm \cdot N1) / ((QN + KN) / ik + LN) \quad k = 21,644$$

$$kdov/0,7 = 17,143 < k = 21,644 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

$$Sf = 18,877 < k = 21,644 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.0 Třecí kotouč

příloha je výpočet od výrobce = vyhovující

4.1 Kontrola poměru průměru lana a kotouče (kladky)

$$\text{poměr } Dt/d \geq 40 \quad Dt/d = 44 \geq 40 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

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

$$\text{poměr } Dkmin/d \geq 40 \quad Dkmin/d = 20,00 \geq 40 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

viz. certifikát lan PAWO

4.2 Třecí schopnost

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

$$\text{Min. součinitel tření (pro nakládání)} \dots mí1 = 0,1$$

$$\text{Min. součinitel tření (pro zastavenou klec)} \dots mí2 = 0,2$$

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

$$mí3 = 0,1 / (1 + v/10) \quad mí3 = 0,0909$$

4.2.1 Kontrola pro trakční kotouč s klínovou drážkou

(klínovou drážkou se zářezem - tvrzenou)

$$f_n = m_1 / \sin(\gamma/2) \quad f_n = 0,26131$$

$$e_{fan} = e^{(f_n \cdot a)} \quad e_{fan} = 2,27263$$

$$f_z = m_2 / \sin(\gamma/2) \quad f_z = 0,52263$$

$$e_{faz} = e^{(f_z \cdot a)} \quad e_{faz} = 5,16485$$

$$f_{z3} = m_3 / \sin(\gamma/2) \quad f_{z3} = 0,23755$$

$$e_{faz3} = e^{(f_{z3} \cdot a)} \quad e_{faz3} = 2,10917$$

4.2.1.1 Kontrola trakční schopnosti pro případ:

nakládání - klec zatížená 125% nosností v dolní krajní stanici

$$T_{1.1} = (1,25 \cdot Q_N + K_N) / i_k + L_N \quad T_{1.1} = 14389,3 \text{ N}$$

$$T_{1.2} = ZN / i_k \quad T_{1.2} = 9157,6 \text{ N}$$

$$\text{poměr} \quad T_{1.1} / T_{1.2} = 1,57129 < e_{fan} = 2,27263 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.2.1.2 Kontrola trakční schopnosti pro případ:

zastavená prázdná klec - klec v horní krajní stanici - závaží sedí na dosedech (Z=0)

$$T_{2.1} = (K_N + M_{trav} \cdot g) / i_k \quad T_{2.1} = 6533,07 \text{ N}$$

$$T_{2.2} = ZN / i_k + L_N \quad T_{2.2} = 287,4 \text{ N}$$

$$\text{poměr} \quad T_{2.1} / T_{2.2} = 22,7296 > e_{faz} = 5,164847 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.2.1.3 Kontrola trakční schopnosti pro případ:

nouzové zastavení klece - klec zatížená 125% nosností v dolní krajní stanici

$$T_{3.1} = ((1,25 \cdot Q + K) \cdot (g + az)) / i_k + (L \cdot (g + az)) \quad T_{3.1} = 15416,1 \text{ N}$$

$$T_{3.2} = Z \cdot (g - az) / i_k \quad T_{3.2} = 8504,19 \text{ N}$$

$$\text{poměr} \quad T_{3.1} / T_{3.2} = 1,81276 < e_{faz3} = 2,109172 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.3.1 Tlak v drážce třecího kotouče

$$T = (Q_N + K_N) / i_k + L_N \quad T = 12844,2 \text{ N}$$

$$p_{dov} = (12,5 + 4 \cdot v_0) / (1 + v_0) \quad p_{dov} = 8,24963 \text{ MPa}$$

$$p = (T / (m \cdot d \cdot Dt)) \cdot (4,5 / \sin(\gamma/2)) \cdot 10^{-6}$$

$$p = 8,5816 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 8,2496 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.2.2 Kontrola pro trakční kotouč s polokruhovou drážkou se zářezem

$$f_n = m_1 \cdot (4 \cdot (\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))) / (\pi \cdot \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma)$$

$$f_n = 1,3957$$

$$e_{fan} = e^{(f_n \cdot a)} \quad e_{fan} = 80,2146$$

$$f_z = m_2 \cdot (4 \cdot (\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))) / (\pi \cdot \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma)$$

$$f_z = 0,39437$$

$$e_{faz} = e^{(f_z \cdot a)} \quad e_{faz} = 3,45198$$

$$f_{z3} = m_3 \cdot (4 \cdot (\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))) / (\pi \cdot \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma)$$

$$f_{z3} = 1,26879$$

$$e_{faz3} = e^{(f_{z3} \cdot a)} \quad e_{faz3} = 53,8409$$

4.2.2.1 Kontrola trakční schopnosti pro případ:

nakládání - klec zatížená 125% nosností v dolní krajní stanici

$$T_{1.1} = (1,25 \cdot Q_N + K_N) / i_k + L_N \quad T_{1.1} = 14389,3 \text{ N}$$

$$T_{1.2} = ZN / i_k \quad T_{1.2} = 9157,6 \text{ N}$$

$$\text{poměr} \quad T_{1.1} / T_{1.2} = 1,57129 < e_{fan} = 80,21463 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.2.2.2 Kontrola trakční schopnosti pro případ:

zastavená prázdná klec - klec v horní krajní stanici - závaží sedí na dosedech (Z=0)

$$T_{2.1} = (K_N + M_{trav} \cdot g) / i_k \quad T_{2.1} = 6533,07 \text{ N}$$

$$T_{2.2} = ZN / i_k + L_N \quad T_{2.2} = 287,4 \text{ N}$$

$$\text{poměr} \quad T_{2.1} / T_{2.2} = 22,7296 > e_{faz} = 3,451977 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.2.2.3 Kontrola trakční schopnosti pro případ:

nouzové zastavení klece - klec zatížená 125% nosností v dolní krajní stanici

$$T_{3.1} = ((1,25 \cdot Q + K) \cdot (g + az)) / i_k + (L \cdot (g + az)) \quad T_{3.1} = 15416,1 \text{ N}$$

$$T_{3.2} = Z \cdot (g - az) / i_k \quad T_{3.2} = 8504,19 \text{ N}$$

$$\text{poměr} \quad T_{3.1} / T_{3.2} = 1,81276 < e_{faz3} = 53,84093 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

4.3.2 Tlak v drážce třecího kotouče

$$T = (Q_N + K_N) / i_k + L_N \quad T = 12844,2 \text{ N}$$

$$p_{dov} = (12,5 + 4 \cdot v_0) / (1 + v_0) \quad p_{dov} = 8,24963 \text{ MPa}$$

$$p = (T / (m \cdot d \cdot Dt)) \cdot (8 \cdot \cos(\beta/2)) / (\pi \cdot \beta - \sin \beta) \cdot 10^{-6}$$

$$p = 10,3597 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 8,2496 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.0 Vodítka

5.1 Zatížení při působení zachycovačů

použité zachycovače klouzavé
Součinitel rázu k1= 2

$$B = k1 \cdot (KN + QN) / \nu_m \quad B = 12556,8 \text{ N}$$

5.1.1 Namáhání na ohyb silami ve vodících čelistech

$$F_x = k1 \cdot (QN \cdot x_Q + KN \cdot x_K) / (\nu_m \cdot h) \quad F_x = 925,544 \text{ N}$$
$$F_y = k1 \cdot (QN \cdot y_Q + KN \cdot y_K) / (\nu_m / 2 \cdot h) \quad F_y = 895,2 \text{ N}$$

$$\sigma_x = ((3 \cdot F_y \cdot l_k) / 16) / W_x \quad \sigma_x = 18,1561 \text{ MPa}$$
$$\sigma_y = ((3 \cdot F_x \cdot l_k) / 16) / W_y \quad \sigma_y = 34,2512 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = 52,4073 \text{ MPa} \leq \sigma_{mD} \quad 244 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.1.2 Namáhání na vzpěr

Součinitel rázu k3= 1
Síla způsobená pomocnými zařízeními na jedno vodítko M= 0 N

$$\lambda = l_k / i_{\min} \quad \lambda = 132,4$$
$$\omega_{370} - \text{z tabulky} \quad \omega_{370} = 2,96$$
$$\omega_{520} - \text{z tabulky} \quad \omega_{520} = 4,439$$

$$\omega = (((\omega_{520} - \omega_{370}) / (520 - 370)) \cdot (R_m - 370)) + \omega_{370} = 3,828$$

$$\sigma_k = ((B + k3 \cdot M) \cdot \omega) / S \quad \sigma_k = 28,27 \text{ MPa} \leq \sigma_{kD} \quad 244 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.1.3 Kombinované namáhání

$$\sigma = \sigma_m + (B + k3 \cdot M) / S = 59,79 \text{ MPa} \leq \sigma_{mD} \quad 244 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

$$\sigma_c = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_m = 75,4392 \text{ MPa} \leq \sigma_{cD} \quad 244 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.1.4 Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_F = (1,85 \cdot F_x) / c^2 \quad \sigma_F = 21,139 \text{ MPa} \leq \sigma_{FD} \quad 244 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.1.5 Průhyby

$$\Delta y = (0,7 \cdot F_x \cdot l_k^3) / (48 \cdot E \cdot I_y) \quad \Delta y = 1,42 \text{ mm} \leq y_D = 5 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

$$\Delta x = (0,7 \cdot F_y \cdot l_k^3) / (48 \cdot E \cdot I_x) \quad \Delta x = 0,70 \text{ mm} \leq y_D = 5 \quad \text{--- VYHOVUJE}$$

5.1.6 Síly působící na podlahu prohlubně

Fp1 - pod každým vodítkem

$$F_{p1} = 10 \cdot G + B \quad F_{p1} = 15482,8 \text{ N}$$

Fp2 - pod nárazníky klece

$$F_{p2} = 40 \cdot (K + Q) \quad F_{p2} = 51200 \text{ N}$$

Fp3 - pod vyvažovacím závažím

$$F_{p3} = 40 \cdot Z \quad F_{p3} = 37340 \text{ N}$$

5.2 Zatížení "normální provoz - jízda"

Součinitel rázu k2= 1,2

$$F_{xj} = (k2 \cdot (QN \cdot (x_Q - x_S) + KN \cdot (x_K - x_S))) / (\nu_m \cdot h) \quad F_{xj} = 414,765 \text{ N} \leq F_x = 926 \text{ N}$$

$$F_{yj} = (k2 \cdot (QN \cdot (y_Q - y_S) + KN \cdot (y_K - y_S))) / (\nu_m / 2 \cdot h) \quad F_{yj} = 537,098 \text{ N} \leq F_y = 895 \text{ N}$$

5.3 Zatížení "normální provoz - nakládání"

platí pro výtahy do nosnosti 2500 kg

$$F_s = 0,4 \cdot QN \quad F_s = 2472,12 \text{ N}$$

$$F_{xn} = (KN \cdot x_{Kn} + F_s \cdot x_1) / (\nu_m \cdot h) \quad F_{xn} = 574,617 \text{ N} \leq F_x = 926 \text{ N}$$

$$F_{yn} = (F_s \cdot y_1) / (\nu_m / 2 \cdot h) \quad F_{yn} = 92,2433 \text{ N} \leq F_y = 895 \text{ N}$$

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 vodítek

5.4.1 Namáhání ohybem čelní části

Levá strana

$$\sigma_o = F_y \cdot I_1 / (4 \cdot W_1) = 7,12 \text{ MPa} \leq \sigma_{D 160} \text{ --- VYHOVUJE}$$

Pravá strana

$$\sigma_o = F_y \cdot I_1 / (4 \cdot W_1) = 7,12 \text{ MPa} \leq \sigma_{D 160} \text{ --- VYHOVUJE}$$

5.4.2 Namáhání ohybem boční části

Levá strana

$$\sigma_o = F_x \cdot I_2 / (2 \cdot W_1) = 26,49 \text{ MPa} \leq \sigma_{D 160} \text{ --- VYHOVUJE}$$

Pravá strana

$$\sigma_o = F_x \cdot I_2 / (2 \cdot W_1) = 26,49 \text{ MPa} \leq \sigma_{D 160} \text{ --- VYHOVUJE}$$

6.0 Ověření nárazníků

6.1 Nárazníky klece

pužitý typ nárazníku	D2-D
počet nárazníků	2
zatížení jednoho nárazníku	640 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	D2-D
počet nárazníků	1
zatížení jednoho nárazníku	933,5 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

zde nejsou aplikované, nová podlaha

Počet nosníků	nzn=	4
Profil nosníku		U140
Modul průřezu ohybu v ose x	$W_x =$	86,40 E-6 m³
Moment setrvačnosti k ose x	$I_x =$	6,050 E-6 m⁴
Délka nosníku (činná)	$l =$	3,1 m
Dovolené napětí	$\sigma_{D} =$	96 MPa

7.1.1 Namáhání na ohyb

$$\sigma_o = (Q_N + K_N + Z_N + S_N) \cdot k \cdot l / (nzn \cdot 4 \cdot W) = 70,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{D 96} \text{ --- VYHOVUJE}$$

7.1.2 Průhyb nosníku

$$y_D = l / 1000 \quad y_D = 3,1 \text{ mm}$$
$$\Delta y = ((Q_N + K_N Z_N + S_N) \cdot k \cdot l^3) / (nzn \cdot 48 \cdot E) \quad 3,0 \text{ mm} \leq y_D = 3,1 \text{ --- VYHOVUJE}$$

ve strojovně je 2x dvojice U140-3600, mezi podpěrami 3300, podle stavebního projektu...

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

8.1.1 Výpočet max. síly v laně OR při vybavení OR

$$f_{nOR} = m_{iOR} / \sin(\gamma_{OR} / 2) \quad f_{nOR} = 0,6651$$

$$e_{fanOR} = e^{(f_{nOR} \cdot a_{OR})} \quad e_{fanOR} = 8,08021$$

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

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

8.1.2 Koeficient bezpečnosti použitého lana

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

Machine calculation

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
 Date **25.01.2022**
 Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
 Suspension **1:1**

Technical data (Geared ASM)

Rated load		Q =630	kg
Maximum car mass		P _{max} =650	kg
Maximum cw weight (P _{max} + 0,45 * Q + M _{Trav} /2)		M _{cwt} _{max} =939	kg
Travel height		H =16,8	m
Total force travelling cable+compensation chain		F _{Trav} =103	N
Force of suspension ropes [N]		F _{sr} =287	N
Force of compens. unit [N]		F _{cr} =0	N
Machine type		TW45	
Gear ratio		41:2	
Traction sheave diameter		D _t =440	mm
Rope diameter PAWO F7S		d _r =10	mm
Quantity of suspension ropes		n _s =4	ST
Number of rope pulleys (Rolling bearing)		N _p =1	
Total eff. of rope pulleys		η ₃ =0,995	
Gear efficiency η _{2brh} = 0,47, η _{2trh} = 0,56, η _{2br} = 0,82,		η _{2tr} =0,8	
Starts per hour		Z =180	
Operating time of lift		ED =50	%
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	
Rated speed	vn = 1	v _{ger} =1	m/s
Motorspeed (890 - 1249)	n = 890	n _{ger} =890	1/min
Radius of inertia(motor shaft)		y =0,01073	

Overweight forces, replacement weight forces, torques

K1u = 3974	K2o = 3240	K3o = 3160	K4u = 2547	N
K1m = 3740	K2m = 3003	K3m = 3396	K4m = 2783	N
K1o = 3505	K2u = 2767	K3u = 3631	K4o = 3018	N
		G _{ma3o} = 22496	G _{mv1o} = 22151	N
MLHhr = 76,5	MAH = 81,3	MLH = 53,6	MLHm = 46,5	Nm
	MVB = -48,5	MLB = -31,8	MLBm = -27,7	Nm
Required motor output	PLBm = 2,6	PLHm = 4,34	P _{Nerf} = 4,34	kW
Motor list data (L)	C 7,0 400 TW45/TW63 00	MT132S4 - STD / 7,5kW	PN = 4,44	kW
kproj = 483 mm	MN = 48,1 Nm	MA = 78,3 Nm	U _{eff} = 340	V
Etam = 0,82	IN = 14,68 A	IA = 22,2		
Mass moments of inertia	J1 = 0,0045	Jh = 0,01	Jm = 0,024	kgm ²
J2a = 0,3318	Jgesa = 0,3719	J2v = 0,2122	Jgesv = 0,2523	kgm ²
Acceleration	amin = 0,5	amax = 0,8	abetr = 0,71	m/s ²
Operating data ILH = 15,68 A	ILHm = 14,48 A	IAHb = 22,2 A	MAHb = 78,3	Nm
Brake	MBr = 100 Nm		0.5*MBr / ABS(MLB) = 1,57	
UBr = 180/90V DC	aBr _{min} = 0,4	aBr = 2,9	aBr/2 = 0,77	m/s ²
		Uue/lue = 180 V / 1,7 A	Uh/lh = 90 V / 0,84 A	
Generatic efficiency		PGLBm = 2,13	PGVB = 0	kW
	Travel time over entire travel height		tH = 16,8	s
Frequency inverter (L)	MFC 20-15 ASM 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 22/1.9		PRB = 0	PRB2 = 4,1	kW

Machine calculation

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
Date **25.01.2022**
Customer number **85073**
Suspension **1:1**

Commission: **LM-20-718-22-**

Motor operating output (EVU sheet)

Electrical connected load (without control system)

Heat dissipation

Qg = 1365
Qz = 63

Qm = 1229
Qs = 3600

(PMR = Qg + Qm + Qu + Qrb + Qz + Qs)

SBLH = 5,8

IBLH = 8,38

Qu = 143

PBLH = 4,34

SBAH = 8,22

IBAH = 11,86

PMR = 7742

Qrb = 1342

kW

kVA

A

kJ/h

kJ/h

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

Machine calculation

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
 Date **25.01.2022**
 Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
 Suspension **1:1**

Input values

Rated speed [m/s]	$v_n = 1$	m/s
Travel height	$H = 16,8$	m
Depth of side positioned drive (from top landing)	depth = 0	m
Suspension	roping = 1:1	
Rated load	$Q = 630$	kg
Maximum car mass	$P_{max} = 650$	kg
Compensation rated load CW	$Q \% = 45$	%
Rope diameter PAWO F7S	$d_{sr} = 10$	mm
Quantity of suspension ropes	$n_{sr} = 4$	ST
S.ropes mass per meter	$S_{sr} = 0,436$	kg/m
Trav.cabl.mass per meter[kg/m]	$S_{Trav} = 1,25$	kg/m
Number of rope pulleys	$N_p = 1$	
Total effic. of rope pulleys (Rolling bearing)	$\eta_3 = 0,995$	
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 = 180	
Operating time of lift	OT = 50	%
Minimum acceleration	a min = 0,5	m/s ²
Maximum acceleration	a max = 0,8	m/s ²
Machine type (Geared (ASM))	TW45	
Gear ratio	41:2	
Gear rated effic. at driving	$\eta_{2tr} = 0,8$	
Gear rated effic. at braking	$\eta_{2br} = 0,82$	
Gear start. effic. at driving	$\eta_{2trh} = 0,56$	
Gear start. effic. at braking	$\eta_{2brh} = 0,47$	
Type of wrap	SW	
Traction sheave diameter	$D_t = 440$	mm
Calculated values		
Radius of inertia(motor shaft)	$y = 0,01073$	
Maximum cw weight ($P_{max} + 0,45 * Q + M_{Trav}/2$)	$M_{cwt_{max}} = 939$	kg
Force of suspension ropes [N]	$F_{sr} = 287$	N
Force of compens. unit [N]	$F_{cr} = 0$	N
Total force travelling cable+compensation chain	$F_{Trav} = 103$	N

Machine calculation

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
Date **25.01.2022**
Customer number **85073**
Suspension **1:1**

Commission: **LM-20-718-22-**

Overweight forces

Accel. full up, car bottom	$k1_{down} = 3974$	N	Accel. empty down, car bottom	$k2_{top} = 3240$	N
Accel. full up, car middle	$k1_{mid} = 3740$	N	Accel. empty down, car middle	$k2_{mid} = 3003$	N
Accel. full up, car top	$k1_{top} = 3505$	N	Accel. empty down, car bottom	$k2_{down} = 2767$	N
Decel. full down, car top	$k3_{top} = 3160$	N	Decel. empty up, car bottom	$k4_{down} = 2547$	N
Decel. full down, car middle	$k3_{mid} = 3396$	N	Decel. empty up, car middle	$k4_{mid} = 2783$	N
Decel. full down, car bottom	$k3_{down} = 3631$	N	Decel. empty up, car top	$k4_{top} = 3018$	N

Replacement force of transl. Masses at acceleration	$Gma3o = 22496$	N
Replacement force of transl. Masses at deceleration	$Gmv1o = 22151$	N
Mass moment inertia of motor	$J_{mot} = 0,024$	kgm ²
Mass moment inertia of all pulleys	$J_{pul} = 0,55$	kgm ²
Mass mom.inertia of hand wheel	$J_h = 0,01$	
Mass moment of inertia of gear	$J1 = 0,0045$	
Moment of inertia acceleration	$J2a = 0,3318$	kgm ²
Total moment of inertia acceleration	$J_{total a} = 0,3719$	kgm ²
Moment of inertia deceleration	$J2v = 0,2122$	kgm ²
Total moment of inertia deceleration	$J_{total v} = 0,2523$	kgm ²
Full load break torq.at frict.	$T_{lh} = 76,5$	Nm
Full load torque	$T_{lh} = 53,6$	Nm
Rating lift moment	$T_{lhm} = 46,5$	Nm
Full load start.torq. for amax	$T_{ah} = 81,3$	Nm
Braking torque of full load	$T_{lb} = -31,8$	Nm
Rating of braking torque	$T_{lhm} = -27,7$	Nm
Decelerat. torque of full load	$T_{vb} = -48,5$	Nm
Min. rotation speed of drive	$n_{min} = 890$	1/min
Max. rotation speed of drive	$n_{max} = 1249$	1/min
Planning drive rotation speed	$n = 890$	1/min
Rotation at end of acceleration phase	$n_{char oper} = 534$	1/min
Power of full load	$P_{lh} = 4,99$	kW
Rating lift power	$P_{lhm} = 4,34$	kW
Required motor power	$P_{req} = 4,34$	kW
Braking power of full load	$P_{lb} = 3$	kW
Rating of braking power	$P_{lhm} = 2,6$	kW
Generatoric effective power	$P_{glbm} = 2,13$	kW
Max. generatoric effec. power	$P_{gvb} = 0$	kW

Motor type C 7,0 400 TW45B/TW63 00 (L)

Nominal power of motor	$P_{nom} = 4,44$	kW
Rated torque of motor	$T_{nom} = 48,1$	Nm
Operating drive rotation speed	$n_{rot} = 890$	1/min
Nominal current	$I_{nom} = 14,68$	A
Starting torque of motor	$T_{a nom} = 78,3$	Nm
Starting current of motor	$I_{a nom} = 22,2$	A
Effective voltage	$U_{eff} = 340$	V
Motor efficiency	$\eta = 0,82$	
Weight of motor	$m = 60$	kg
Planning gauge	$k_{proj} = 483$	mm
System of protection motor	IP55	

Operating data

Operating Acceleration	$a_{oper} = 0,71$	m/s ²
Motor current of full load	$I_{lh Tlh} = 15,68$	A
Operating motor current	$I_{lh} = 14,48$	A
Op.current of full load, abter	$I_{ah} = 22,2$	A

Machine calculation

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
 Date **25.01.2022**
 Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
 Suspension **1:1**

Full load start.torq.for abetr $T_{ah_{oper}} = 78,3$ Nm

Type of Inverter MFC 20-15 ASM V1 (L)

Output-rated current of frequency inverter $I_{nom_{out}} = 18$ A
 Output-max current of frequency inverter $I_{max_{out}} = 30$ A
 Output-overload current of frequency inverter $I_{overload_{out}} = 31$ A
 Output-rated power of frequency inverter $S_{nom_{out}} = 11$ kVA
 Output-max power of frequency inverter $S_{max_{out}} = 18,5$ kVA
 Network power factor $\lambda = 0,94$
 Efficiency frequency inverter $\eta = 0,97$
 Lost heat access. of freq.inv. $P_{v\ acc} = 50$ W
 Type of brake resistor BR 22/1.9
 Schutzart der Steuerung

Electrical connected load (without control system)

Motor operating output (EVU sheet) PBLH = 4,34 kW
 Input-rated current of frequency inverter $I_{line\ rms} = 8,38$ A
 Input-max current of frequency inverter $I_{line\ max} = 11,86$ A
 Input-rated power of frequency inverter $S_{line\ rms} = 5,8$ kVA
 Input-rated power full car starting of inverter $S_{line\ max} = 8,22$ kVA

Cable load correction

suspension rope weighting TSGF = 1742 g/m
 Tr.c. lower rope weight factor HKUSGF = 313 g/m

Brake (electrical supply)

Type of brake 2X50RSZ
 Mech. brak. torque, oper.brake $T_{brake} = 100$ Nm
 Maximum acceleration $a_{max} = 0,8$ m/s²
 Min.decelerat.at one brakecir. $a_{min} = 0,4$ m/s²
 Safety factor of mech.brake $T_{brake} / (2 * Abs(T_{lb})) = 1,57 > 1,3$ (min)
 Decel. of total mech. brake $a_{brake} = 2,9 > 0,8$ m/s²
 Decel. of one brake circuit $a_{brake} / 2 = 0,77 > 0,4$ m/s²
 Brake voltage $U_{pick\ up/stat} = 180/90V\ DC$
 Brake current at pick up $I_{pick\ up} = 1,7$ A
 Brake current at holding $I_{stat} = 0,84$ A

Air conditioning system – Heat dissipation

Heat loss of controller Q contr = 3600 kJ/h
 Heat loss of motor Q mot = 1229 kJ/h
 Heat loss of gear Q gear = 1365 kJ/h
 Heat loss of frequency inverter Q inverter = 143 kJ/h
 Verlustwärme Bremswiderstand Q rb = 1342 kJ/h
 Heat loss additional devices of frequency inverter Q s = 63 kJ/h
 Total cooling load Q total = 7742 kJ/h

Traction, EN81-20 - datasheet

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
 Date **25.01.2022**
 Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
 Suspension **1:1**

Technical Data

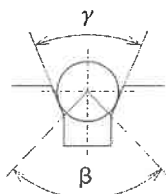
Rated load	Q =630	kg
Maximum car mass	Pmax =650	kg
Minimum car mass	Pmin =650	kg
Rated speed [m/s]	vn =1	m/s
Travel height	H =16,8	m
Total force travelling cable+compensation chain (STrav = 1,25 kg/m)	FTrav =103	N
Maximum cw weight (Pmax + 0,45 * Q + MTrav/2)	Mcwtmax =939	kg
Minimum cw mass (Pmin + 0,45 * Q + MTrav/2)	Mcwtmin =939	kg

Rope Data

Suspension rope type	PAWO F7S	
Rope diameter	dr =10	mm
Quantity of suspension ropes	ns =4	ST
Min. breaking load of a rope	BKmin =69500	N
Force of suspension ropes [N]	Fsr =287	N
Force of compens. unit [N]	Fcr =0	N

Traction Sheave Data

Groove type	V-groove	
Traction sheave diameter	Dt =440	mm
Wrap angle	α =141	deg
Undercut angle	β =105	deg
Opening angle	γ =45	deg
Hardened sheave	Yes	
Traction sheave width	Br =115	mm
No. of traction sh. grooves	nt =4	
Distance between grooves	RAt =18	mm



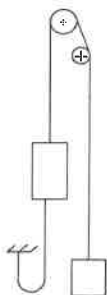
Pulley Data

Rope pulleys in general

Number of rope pulleys	Np =1	
Average diameter of rope pulleys	Dp =400	mm

Rope pulleys between traction sheave

Number of pulleys with simple rope bends	NPDScar =0	
Number of pulleys with reversed rope bends	NPDRcar =0	
No. of safety fr. rope pulleys	NPcar =0	
Based mass of reeving pulleys	mPcar =0	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 =1	
Number of pulleys with reversed rope bends	NPDRcwt =0	
No. rope pulleys of cw frame	NPcwt =0	ST
Based mass of reeving pulleys	mPcwt =0	kg
Based mass of rope pulleys	mPDcwt =13,8	kg
Based mass of deflection pulley (dw)	mPDWcwt =0	kg

Traction, EN81-20 - result sheet

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
Date **25.01.2022**
Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
Suspension **1:1**

Calculation traction

Car loading

Required traction at loading

Actual traction at loading

$T1/T2 \leq e^{f\alpha}$ **OK**
 $T1/T2 = 1,5625$
 $e^{f\alpha} = 1,9023$

Emergency braking condition

Required traction at emergency braking

Actual traction at emergency braking

$T1/T2 \leq e^{f\alpha}$ **OK**
 $T1/T2 = 1,6242$
 $e^{f\alpha} = 1,7943$

Car stalled condition

Admissible traction at car stalled

Actual traction at car stalled

$T1/T2 \geq e^{f\alpha}$ **OK**
 $T1/T2 = 22,5433$
 $e^{f\alpha} = 3,6188$

Calculation rope safety

Anzahl der äquivalenten Seilrollen

Equivalent number of pulleys

Actual rope safety

Minimum rope safety

Min.rope safety rope lifetime

$N_{equiv} = 1,5$
 $N_{equiv} = 12,3$
 $SF_{ist} = 21,65$ **OK**
 $SF_{min} = 12$
 $SF = 17,28$

Minimum diameter of pulley

Necessary minimum diameter of pulley

Traction sheave diameter

Minimum diameter of rope pulleys

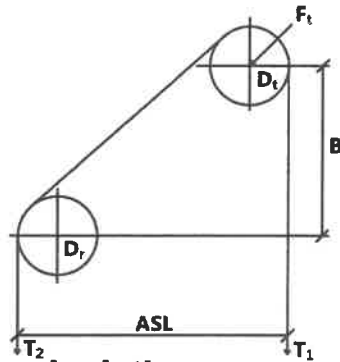
$D_{min} = 400$ mm
 $D_t = 440$ mm
 $D_{p_{min}} = 400$ mm

Traction sheave shaft

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
 Date **25.01.2022**
 Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
 Suspension **1:1**

Technical Data

Rated load	Q =630	kg
Maximum car mass	P _{max} =650	kg
Compensation rated load CW	q% =45	%
Maximum cw weight	Mcwt _{max} =939	kg
Travel height	H =16,8	m
Machine type	TW45C	
Total force travelling cable+compensation chain	F _{Trav} =103	N
Force of suspension ropes [N]	F _{sr} =287	N
Traction sheave diameter	D _t =440	mm
Mass of traction sheave	M _t =45	kg
Diameter of rope pulley	D _r =400	mm
Mass of diverter pulley	M _p =0	kg
Rope distance on mach. base frame (ASL)	ASL =970	mm
Vertical distance traction sheave to rope pulley	B =650	mm
Wrap angle	α =141	deg
Rope ramp at car on	Traction sheave	



Ft <= Ft_{zul} OK

Shaft load calculation

Max.force of all ropes, car	T1 =12656	N
Max.force of all ropes, cw	T2 =9495	N
TS actual force of shaft	Ft =21330	N
TS permissible force of shaft	Ft _{zul} =30000	N

Proof of TS shaft with Q

Lift Settings

Offer **2022.01.25.030.710.Mika**
Date **25.01.2022**
Customer number **85073** Commission: **LM-20-718-22-**
Suspension **1:1**

Rated load	630	kg
Car mass	650	kg
Compensation rated load CW	45	%
Rated speed [m/s]	1	m/s
Drive	TW45	
Gear ratio	41:2	
Motor	C 7,0 400 TW45B/TW63 00	
Frequency inverter	MFC 20-15 ASM V1	
Pole pair no	2	
Planning drive rotation speed	890	1/min
Frequency of supply	50	Hz
Nominal current	14,68	A
Effective voltage	340	V
Nominal power of motor	4,44	kW
Motor connection	star connected	

