



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ZDVIŽNÉHO POZIČNÍHO STOLU

DESIGN OF LIFT POSITIONAL TABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ONDŘEJ HÁJEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ondřej Hájek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh zdvižného pozičního stolu

v anglickém jazyce:

Design of lift positional table

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvižný stůl u dopravní linky v hromadné výrobě pro zdvih palety s dopravovaným materiálem.

Technické parametry:

- Rozměry palety 1200mm x 800mm
- Hmotnost nákladu 550kg
- První pozice tratě od země 700mm
- Druhá pozice tratě od země 2700mm

Cíle bakalářské práce:

Proved'te:

- Koncepti typu pohonu zvedání.
- Funkční výpočet pohonu zdvihu.
- Funkční výpočet pohonu podavače palet na stole.
- Stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu.

Nakreslete:

- Sestavný výkres zdvižného stolu.
- Rám stolu
- Výkresy dle pokynů vedoucího práce

Seznam odborné literatury:

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN:
80-86490-74-2
GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT
Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21.11.2014

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvižného pozičního stolu pro překonání výškového rozdílu mezi dvěma válečkovými tratěmi. Hmotnost přepravovaných břemen je 550 kg a výškový rozdíl válečkových tratí činí 2000 mm. Cílem práce je navrhnout typ pohonu zvedání, funkční výpočty pohonu zdvihu, funkční výpočet pohonu podavače palet a stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu. Příloha obsahuje sestavený výkres zdvižného stolu a rámu stolu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zdviž, paletová zdviž, dopravník, válečkový dopravník, podavač palet, zdvižný poziční stůl, plochý řemen

ABSTRACT

This bachelor's thesis describes the design of a lift positional table for overcome the height difference between the two roller tracks. Weight of the load is 550 kg and height difference of roller tracks is 2000 mm. The aim is to suggest the type of power lifting, power lifting functional calculation, functional calculation of the driver tray pallets and determining the main dimensions of the lifting table. The Appendix contains technical drawings of the lifting table and the table frame.

KEYWORDS

Lift, pallet lift, conveyor, roller conveyor, pallet feeding, positional table, flat belt

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HÁJEK, O. *Návrh zdvižného pozičního stolu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 47 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Ondřej Hájek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za poskytnutí cenných rad. Dále děkuji své přítelkyni Marii Cedivodové za podporu a cenné postřehy při zpracování práce. A v neposlední řadě děkuji své rodině za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod.....	15
1 Cíle práce	16
2 Varianty řešení	17
2.1 Deska stolu s podavačem palet.....	17
2.2 Mechanismus zdvihu	17
2.2.1 Nůžkový mechanismus	18
2.2.2 Pístová zdviž.....	18
2.2.3 Výtah.....	19
3 Volba řešení	20
4 Poháněná válečková trať	21
4.1 Maximální zatížení na jeden váleček	21
4.2 Volba válečků	21
4.3 Volba rozteče dopravníkových válečků	22
4.4 Uspořádání válečkové dráhy s umístěním motoru.....	23
4.5 Uspořádání řetězových smyček	23
4.6 Výpočet válečkové tratě.....	23
4.6.1 Odpory na jednom válečku	23
4.6.2 Síla přenášená na náklad smyčkovým třením	24
4.6.3 Volba pohonu válečkové tratě.....	25
4.6.4 Volba řetězového kola na výstupu převodového motoru	26
4.6.5 Kontrola motoru na rozběh	27
5 Konstrukce zdvižného stolu.....	30
5.1 Rám stolu.....	30
5.2 Rám stolu s podavačem.....	30
5.3 Vymezovací mechanismus	31
5.4 Volba vodících kol.....	32
5.5 Volba tažného řemene.....	34
5.6 Ukotvení tažného řemene.....	34
6 Návrh zdvižného mechanismu	35
6.1 Volba pohonu zdviže	35
6.2 Řemenová kladka.....	37
6.3 Navíjecí buben.....	37
6.4 Rám zdviže	38
6.5 Kryt zdviže	38
7 Kontrolní výpočty	39

7.1	Kontrola rámu stolu na ohyb	39
7.2	Kontrola čepu vymešovacího mechanismu na otlačení	40
	Závěr	41
	Seznam použitých zkratek a symbolů	44
	Seznam příloh	47

ÚVOD

Zdvižný poziční stůl je dopravník sloužící k dopravě nákladu vertikálním směrem po pevné dráze. Konstrukce je tvořena krátkou poháněnou válečkovou tratí, která je mechanicky tlačena nebo tažena. Těchto stolů se využívá ve chvílích, kdy je nutné změnit výšku dopravní linky na malém úseku.



Obr. 1 Řešení zdvižného pozičního stolu od firmy Qimarox [1]

1 CÍLE PRÁCE

Cílem práce je navržení zdvižného pozičního stolu pro přepravu palety s materiálem mezi dvěma válečkovými tratěmi z důvodu překonání výškového rozdílu jednotlivých tratí.

Cíle práce v bodech:

- návrh koncepce typu pohonu zvedání
- funkční výpočet pohonu zdvihu
- funkční výpočet pohonu podavače palet na stole
- stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu
- výkres sestavy zdvižného stolu
- výkres rámu stolu

Technické parametry:

- rozměr palety 1200 mm × 800 mm
- hmotnost nákladu 550 kg
- první pozice tratě od země 700 mm
- druhá pozice tratě od země 2700 mm

2 VARIANTY ŘEŠENÍ

2.1 DESKA STOLU S PODAVAČEM PALET

Pro zadané parametry přichází v úvahu jediné řešení a tím je krátká poháněná válečková trať. Válečková trať zastoupí úlohu podavače i přepravního elementu.



Obr. 2 Poháněná válečková trať [2]

2.2 MECHANISMUS ZDVIHU

Konstrukce zdvihu lze realizovat pomocí tlačného nebo tažného mechanismu. V následujících bodech budou popsána tři možná konstrukční řešení pro zadané parametry.

2.2.1 NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Patří do skupiny tlačných mechanismů. Pohon je realizován pomocí přímočarého hydromotoru. Pro dosažení požadované výšky zdvihu by bylo nutné použít vertikálně dvojitý nůžkový mechanismus.



Obr. 3 Vertikálně dvojitý nůžkový mechanismus [3]

2.2.2 PÍSTOVÁ ZDVIŽ

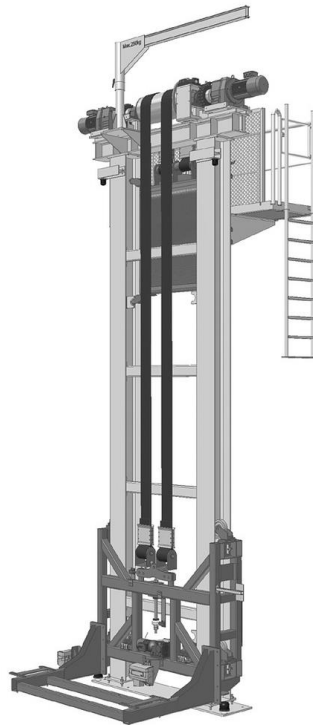
Opět se jedná o tlačný mechanismus. Celý systém je zabudován v podlaze a pro konstrukci by bylo nutné vybudovat jámku o hloubce tří metrů pro uložení hydraulického válce.



Obr. 4 Nadzemní část pístové zdviže [4]

2.2.3 VÝTAH

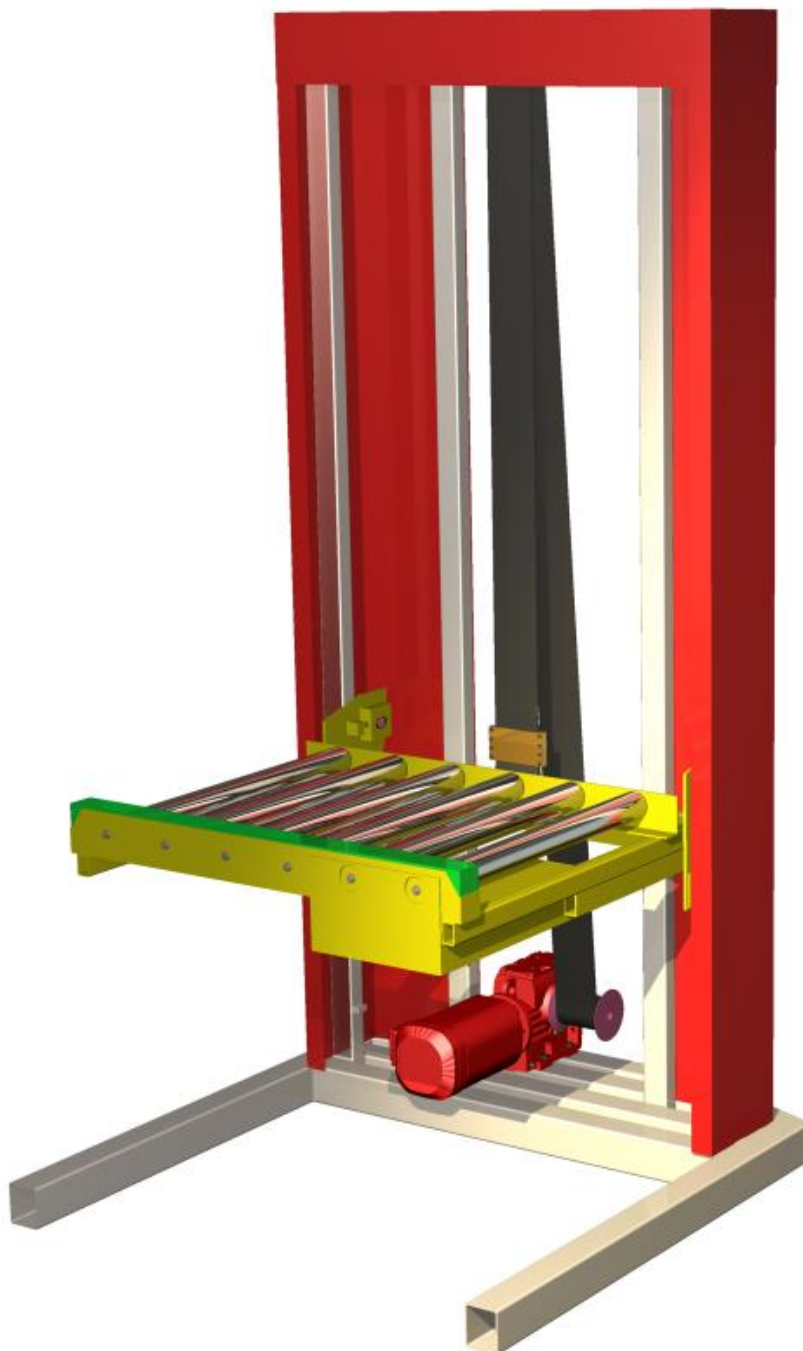
Konstrukce se podobá moderním výtahům pro dopravu osob. Deska stolu je tažena lanem, řetězem či řemenem ve vedení. Pro zdvih může být použito protizávaží nebo navíjení na buben.



Obr. 5 Vertikální dopravník s protizávažím tažený plochým řemenem [5]

3 VOLBA ŘEŠENÍ

Deska stolu bude řešena jako poháněná válečková trať. Budou použity válečky od firmy Interroll poháněné převodovým motorem od firmy SEW. Rozvod krouticího momentu zajistí šest řetězových smyček. Mechanismus zdvihu bude řešen pomocí tažného plochého řemene LiftPower od firmy Uzimex, který bude navíjen na buben. Pohon bubnu je rovněž zajištěn převodovým motorem od firmy SEW.



Obr. 6 3D Model návrhu

4 POHÁNĚNÁ VÁLEČKOVÁ TRATĚ

Válečkovou trať bude tvořit šest válečků, z nichž každý bude poháněný.

4.1 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ NA JEDEN VÁLEČEK

$$q = \frac{m_c}{k} \cdot g = \frac{m_n + m_p}{k} \cdot g = \frac{550 + 25}{6} \cdot 9,82 = 941 \text{ N} \quad (4.1)$$

kde:

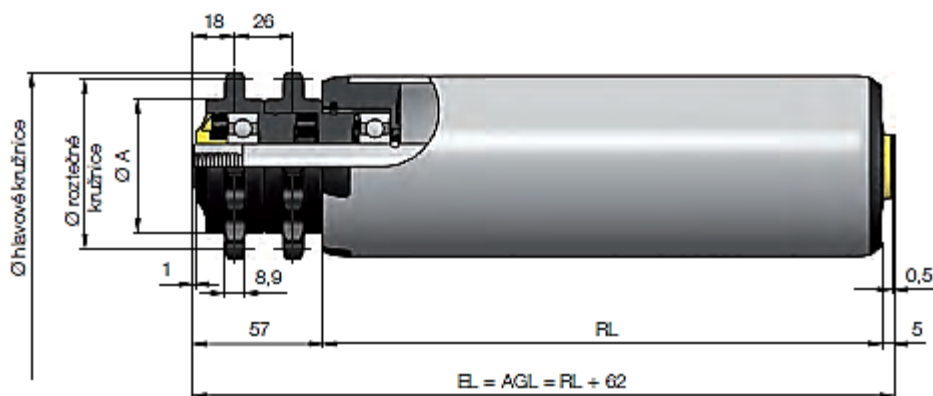
m_c	kg	celková hmotnost nákladu
m_n	kg	hmotnost nákladu
m_p	kg	hmotnost palety

4.2 VOLBA VÁLEČKŮ

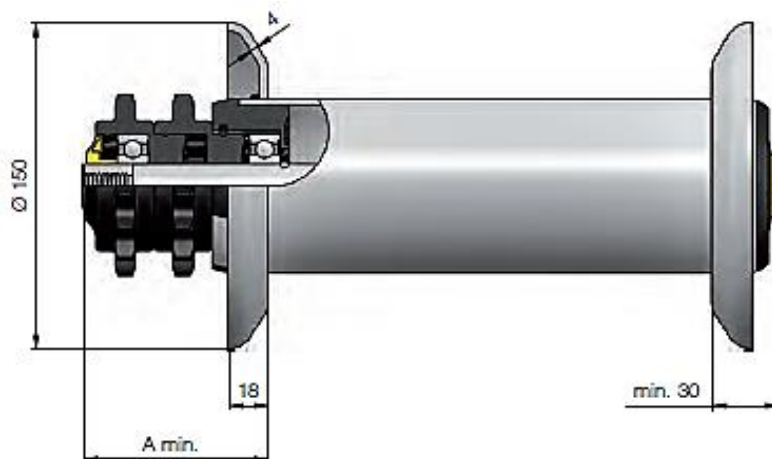
Na základě zatížení na jeden váleček volím válečky INTERROLL SÉRIE 3600. Válečky jsou přímo určené pro dopravu palet a umožňují umístění vodících nákolků.

Technické informace: [6]

- průměr válečku 80 mm
- délka válečku EL 1000 mm
- tloušťka stěny válečku 3 mm
- průměr hřídele 20 mm
- počet zubů řetězového kola 18
- maximální zatížení na váleček 2930 N
- maximální dopravní rychlost $0,5 \text{ m.s}^{-1}$
- průměr hlavové kružnice řetězového kola 98 mm
- průměr roztečné kružnice řetězového kola 91,42 mm
- průměr A 66 mm
- vzdálenost vodícího nákolku A min. 82 mm



Obr. 7 Válečky Interroll série 3600 [6]



Obr. 8 Válečky Interroll série 3600 s nákolky [6]

4.3 VOLBA ROZTEČE DOPRAVNÍKOVÝCH VÁLEČKŮ

Rozteč válečků t je závislá na použitém válečkovém řetězu. Velikost rozteče musí být rovna násobkům rozteče p válečků řetězu. Celková délka válečkové trati je navrhována tak, aby bylo zajištěno, že v každém okamžiku se pod břemenem bude nacházet všech šest válečků. Rozteč válečků musí být v toleranci (0 až $-0,7$) mm.

Technické informace:

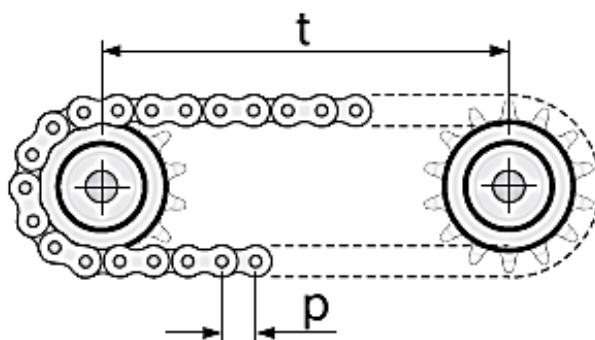
- válečkový řetěz dle ČSN 02 3311, DIN 8187 10B o rozteči $p = 15,875$ mm [7]
- délka palety $l_p = 1200$ mm

$$t = 13 \cdot p = 13 \cdot 15,875 = 206,375_{-0,7}^0 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Rozteč mezi dvěma krajními válečky

$$t_c = 5 \cdot t = 5 \cdot 206,375 = 1031,88 \text{ mm} \quad (4.3)$$

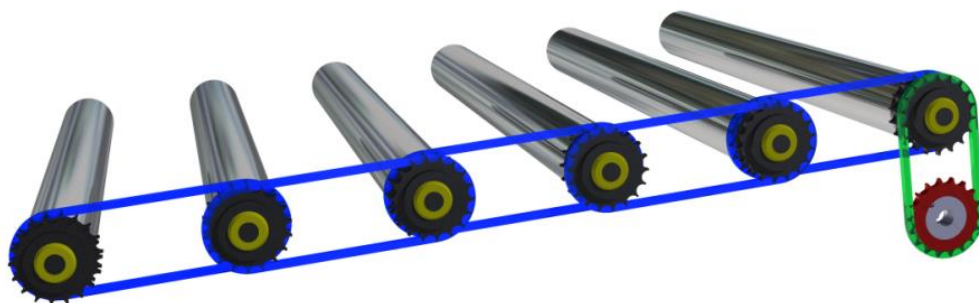
- Celkovou délku stolu volím 1300 mm



Obr. 9 Schéma řetězové smyčky [6]

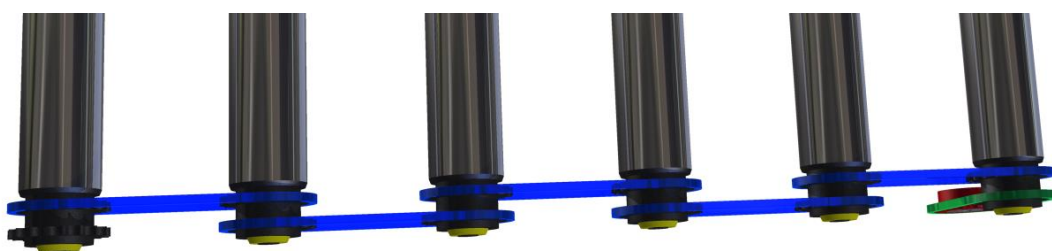
4.4 USPOŘÁDÁNÍ VÁLEČKOVÉ DRÁHY S UMÍSTĚNÍM MOTORU

U krátké trati není nutné umísťovat motor na střed. Umístěním motoru na kraj se vyhneme složitějšímu návrhu řetězové smyčky, která by při umístění na středu musela pohánět dva válečky současně. Zároveň při tomhle řešení není třeba řešit napínání hnací řetězové smyčky.



Obr. 10 3D model navrhované válečkové trati

4.5 USPOŘÁDÁNÍ ŘETĚZOVÝCH SMYČEK



Obr. 11 Detail uspořádání řetězových smyček

4.6 VÝPOČET VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Při výpočtu se vycházelo z postupu dle sbírky řešených příkladů, konkrétně dle příkladu č. 3. [8]

4.6.1 ODPORY NA JEDNOM VÁLEČKU

Složka vlastní tíhy předmětu

- U vodorovných tratí nulová

Odpor vlivem valivého a čepového tření

$$\begin{aligned} W_1 &= q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e+f_{\xi}+r_{\xi}}{R} + q_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} = \\ &= 95,83 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot \frac{0,0012 + 0,05 \cdot 0,01}{0,04} + 11,6 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,01}{0,04} = \\ &= 41,376 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností a nepravidelností stykové plochy

$$W_2 = 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta = 0,005 \cdot 95,83 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ = 4,7 \text{ N} \quad (4.5)$$

Celkový odpor na jednom válečku

$$W = W_1 + W_2 = 41,376 + 4,7 = 46,076 \text{ N} \quad (4.6)$$

kde:

β	°	náklon trati
e	m	součinitel valivého odporu [9]
f_{ξ}	-	součinitel čepového tření [10]
r_{ξ}	m	poloměr čepu v ložiscích [6]
R	m	poloměr válečku [6]
q_v	kg	hmotnost rotujících částí válečku [6]

4.6.2 SÍLA PŘENÁŠENÁ NA NÁKLAD SMYKOVÝM TŘENÍM

Síla musí být větší nebo rovna celkovému odporu proti pohybu.

$$F = m_c \cdot g \cdot \frac{k_p}{k_1} \cdot \mu \cdot \cos \beta = 575 \cdot 9,81 \cdot \frac{6}{6} \cdot 0,35 \cdot \cos 0^\circ = 1974,3 \text{ N} \quad (4.7)$$

kde:

m_c	kg	celková hmotnost nákladu
k_p	-	počet poháněných válečků pod předmětem
k_1	-	počet válečků pod předmětem
μ	-	součinitel smykového tření [11]
β	°	náklon trati

podmínka: $F \geq W$

$1974 \text{ N} \geq 46,076 \text{ N} \rightarrow \text{podmínka splněna}$

4.6.3 VOLBA POHONU VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Pro volbu pohonu je třeba znát potřebný výkon, výstupní otáčky a výstupní krouticí moment převodového motoru. Ozubené kolo na výstupu převodovky motoru bude mít stejný počet zubů jako ozubené kolo válečku, z čehož plyne, že potřebné otáčky na výstupu převodovky budou shodné s otáčkami válečků tratě.

Výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu po trati

$$P = \left(j \cdot m_c \cdot g \cdot \left(\pm \sin \beta \cdot \cos \beta \cdot \left(\frac{e \cdot f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} + 0,005 \right) \right) + q_v \cdot g \cdot k \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \right) \cdot \frac{v}{\eta^6} = \quad (4.8)$$
$$= \left(1 \cdot 575 \cdot 9,81 \left(\pm \sin 0^\circ + \cos 0^\circ \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,05 \cdot 0,01}{0,04} + 0,005 \right) \right) + 11,6 \cdot 9,81 \cdot 6 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,01}{0,04} \right) \cdot \frac{0,5}{0,98^6}$$
$$= 156,05 \text{ W}$$

kde:

j	-	počet přepravovaných předmětů
m_c	kg	celková hmotnost nákladu
β	°	náklon trati
e	m	součinitel valivého odporu [9]
f_{ξ}	-	součinitel čepového tření [10]
r_{ξ}	m	poloměr čepu v ložiscích [6]
R	m	poloměr válečku [6]
q_v	kg	hmotnost rotujících částí válečku [6]
k	-	počet válečků na trati
v	m.s ⁻¹	dopravní rychlost
η	-	účinnost řetězového převodu

Otáčky válečku

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,08} = 1,98 \text{ s}^{-1} \rightarrow n = 119,4 \text{ min}^{-1} \quad (4.9)$$

kde:

v	m.s ⁻¹	dopravní rychlost
D	m	průměr válečku [6]

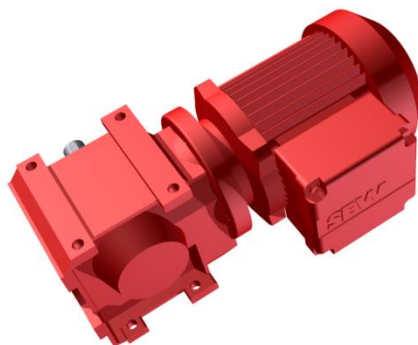
Potřebný krouticí moment

$$Mk = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{156,05}{2 \cdot \pi \cdot 1,98} = 12,5 \text{ Nm} \quad (4.10)$$

Na základě vypočtených hodnot je zvolen převodový motor SEW-EURODRIVE S37DR63M4.

Technické informace: [12],[13]

- výkon motoru 180 W
- výstupní otáčky 106 min^{-1}
- výstupní krouticí moment 14 Nm
- průměr výstupní hřídele 20 mm
- hmotnost 10 kg
- převodový poměr 12,48
- otáčky motoru 1320 min^{-1}
- poměr rozběhového a jmenovitého momentu 1,8



Obr. 12 Převodový motor SEW S37DR63M4 [18]

4.6.4 VOLBA ŘETĚZOVÉHO KOLA NA VÝSTUPU PŘEVODOVÉHO MOTORU

Zvoleno řetězové kolo Taper Lock® jedno-řadé pro válečkový řetěz 10B.

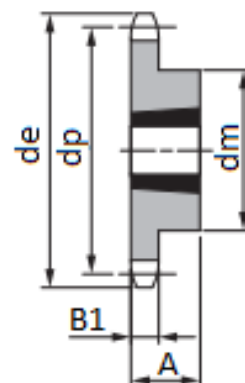
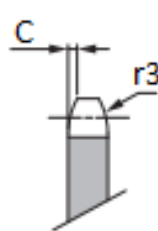
Technické informace: [14]

- počet zubů 18
- průměr d_e 98,3 mm
- průměr d_p 91,42 mm
- průměr d_m 71 mm
- šířka A 25 mm
- šířka B 9,1 mm
- poloměr zaoblení zubu r_3 16 mm
- zaoblení zubu C 1,6 mm

- Typ pouzdra *Taper Lock 1610*



Obr. 14 Řetězové kolo *Taper Lock* [14]



Obr. 13 Hlavní rozměry řetězového kola [14]

Upínací pouzdro *Taper Lock 1610*

Technické informace: [15]

- Průměr 20 mm
- Délka 25,4 mm



Obr. 15 Upínací pouzdro *Taper Lock* [15]

4.6.5 KONTROLA MOTORU NA ROZBĚH

Pro rozběh motoru musí platit podmínka $M_m > M_{roz}$

Doba rozběhu předmětu

$$t_s = \frac{v}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[\cos \beta \cdot \left(\mu - \frac{2e}{D} \right) - \frac{k_1}{k_p} \sin \beta \right]} = \quad (4.11)$$

$$= \frac{0,5}{\frac{6}{6} \cdot 9,81 \cdot \left[\cos 0^\circ \cdot \left(0,35 - \frac{2 \cdot 0,0012}{0,08} \right) - \frac{6}{6} \sin 0^\circ \right]} = 3,14 \text{ s}$$

kde:

v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	dopravní rychlost
k_p	-	počet poháněných válečků pod předmětem
k_1	-	počet válečků pod předmětem
β	$^\circ$	náklon trati
μ	-	součinitel smykového tření [11]
e	m	součinitel valivého odporu [9]
D	m	průměr válečku [6]

Rozběhový moment redukováný na hřídeli motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o \quad (4.12)$$

1. Moment třecí

$$M_t = j \cdot k_p \cdot q_v \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R}{i \cdot \eta} = \quad (4.13)$$
$$= 1 \cdot 6 \cdot 11,6 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,35 \cdot \frac{0,04}{12,48 \cdot 0,98} = 0,782 \text{ Nm}$$

kde:

j	-	počet přepravovaných předmětů
q_v	kg	hmotnost rotujících částí válečku [6]
R	m	poloměr válečku [6]
i	-	převodový poměr převodovky [12]
η	-	účinnost řetězového převodu

2. Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot

$$M_{zp} = j \cdot m_c \cdot \frac{v \cdot R}{t_s \cdot i \cdot \eta} = 1 \cdot 575 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 12,48 \cdot 0,98} = 0,299 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

kde:

m_c	kg	celková hmotnost nákladu
-------	-------------	--------------------------

3. Moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_{zr} = z_p \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \quad (4.15)$$

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = q_v \cdot R^2 = 11,6 \cdot 0,04^2 = 0,01856 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.16)$$

Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_s} = \frac{2 \cdot v}{t_s \cdot D} = \frac{2 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,08} = 3,98 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.17)$$

$$M_{zr} = 6 \cdot 0,01856 \cdot 3,98 \cdot \frac{1}{12,48 \cdot 0,98} = 0,036 \text{ Nm} \quad (4.18)$$

kde:

z_p - celkový počet poháněných válečků

4. Moment od stálých odporů

$$M_o = \frac{P}{\omega_m} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{60 \cdot 156,05}{2 \cdot \pi \cdot 1320} = 1,129 \text{ Nm} \quad (4.19)$$

kde:

P W výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu po trati
 n_m min^{-1} otáčky motoru [13]

$$M_{roz} = 0,782 + 0,299 + 0,036 + 1,129 = 2,246 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_m = \frac{M_A}{M_N} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{M_A}{M_N} \cdot \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = 1,8 \cdot \frac{180 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1320} = 2,344 \text{ Nm} \quad (4.21)$$

kde:

$\frac{M_A}{M_N}$ - poměr rozběhového a jmenovitého momentu [13]
 P_m W výkon motoru [12]

Kontrola podmínky

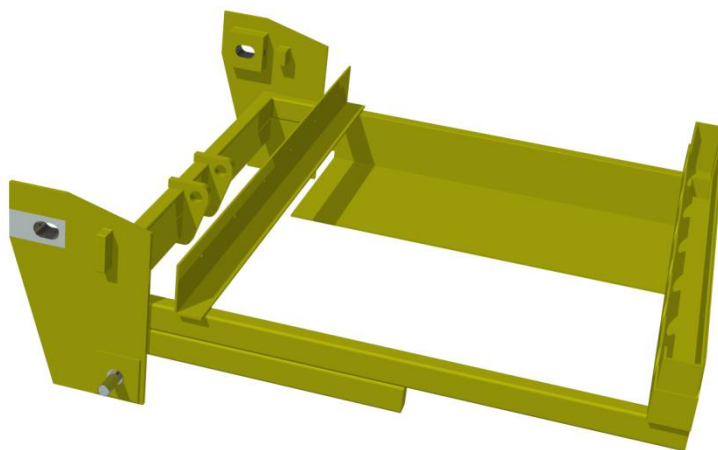
$$M_m > M_{roz} \quad (4.22)$$

$2,344 > 2,246 \rightarrow \text{podmínka splněna}$

5 KONSTRUKCE ZDVIŽNÉHO STOLU

5.1 RÁM STOLU

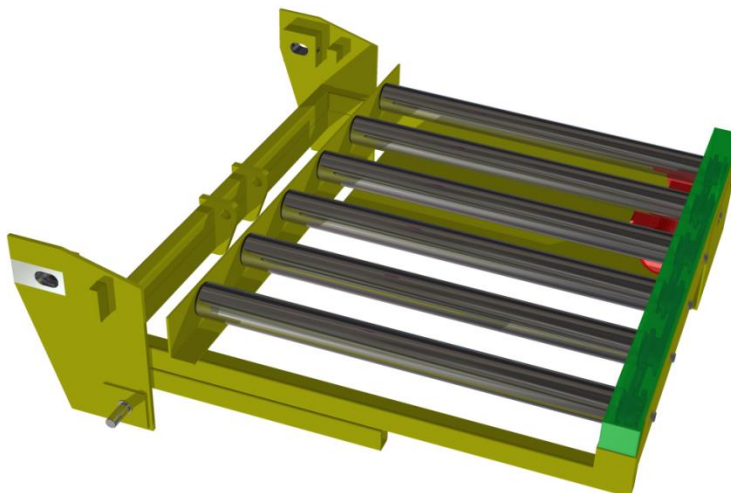
Rám stolu je z důvodu tuhosti konstruován jako jeden svařený celek. Nosnou část tvoří ocelové bezešvé trubky TR 60×40×5 ČSN 425720.00. Uložení válečků je konstruováno pomocí ohýbaných plechů o tloušťce 5 mm ČSN 42 5315. K nosné konstrukci jsou dále přivařeny dvě konzole z plechu o tloušťce 10 mm ČSN 42 5315 sloužící k uchycení čepů pro pojezdová kola. Uchycení motoru je tvořeno ohýbaným plechem o tloušťce 5 mm ČSN 42 5315, který je ke konstrukci rovněž přivařen. Spojení desky stolu a tažného řemene zajišťuje dvojice kotvicích prvků z plechu o tloušťce 20 mm ČSN 42 5315 přivařených k nosné části rámu.



Obr. 16 Rám stolu

5.2 RÁM STOLU S PODAVAČEM

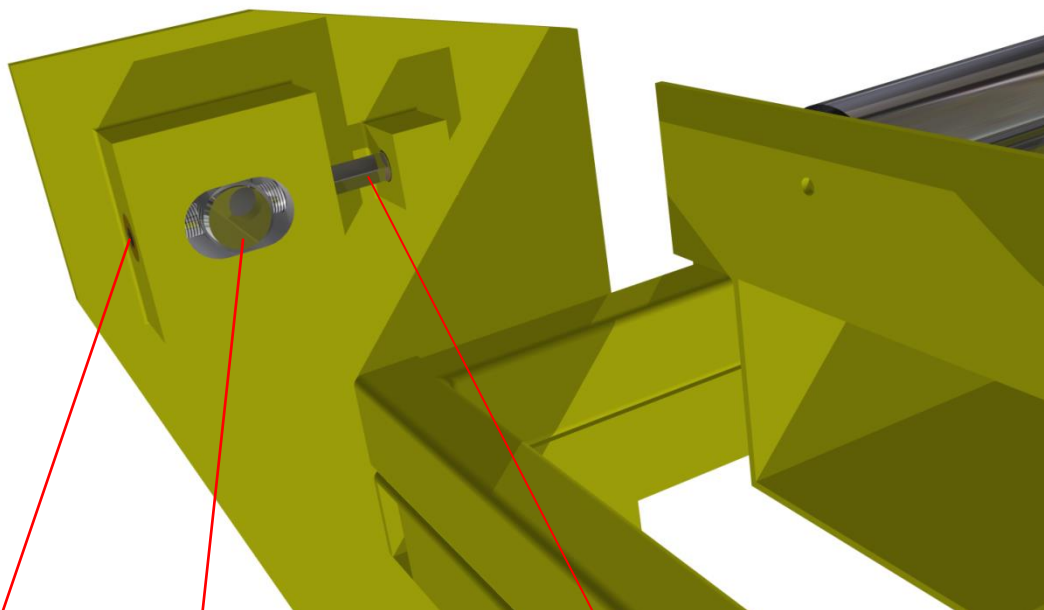
Válečky podavače jsou k rámu stolu přimontovány pomocí šroubů M12 × 25 ISO 4014 a podložek velikosti 12 ISO 7089. Převodový motor je připevněn pomocí šroubů M8 × 25 ISO 4014 a matic M8 ISO 4032. Pod maticí je vložena pojistná podložka velikosti 8 ČSN 02 1740. Řetězové rozvody a ozubené kola válečků jsou uzavřena víkem z plechu o tloušťce 3 mm ČSN 42 5315.



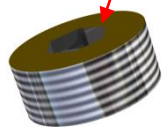
Obr. 17 Rám stolu s podavačem

5.3 VYMEZOVACÍ MECHANISMUS

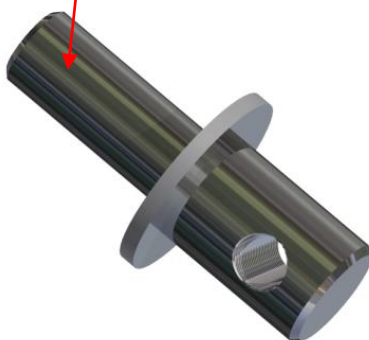
Slouží k pohybu a demontáži horní dvojice pojezdových koleček. Pomocí natáčení čtyřstěnné části závitové tyče lze v malém rozsahu pohybovat pojezdovými kolečky. Tím je možné zajistit, aby zdvižný stůl byl v rovině i po mírném opotřebení pojezdových kol. Mechanismus se skládá ze závitové tyče opatřené metrickým závitem $M16 \times 1,5$ ČSN 01 4013, čepu s vnitřním závitem $M16 \times 1,5$ ČSN 01 4013 a pojistným červem se závitem $M24 \times 1,5$ ČSN 01 4013. Pojistný červ zajišťuje nulový pohyb závitové tyče ve směru její osy.



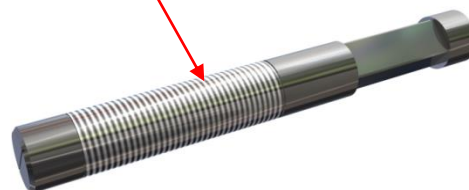
Obr. 18 Vymezovací mechanismus



Obr. 20 Pojistný červ



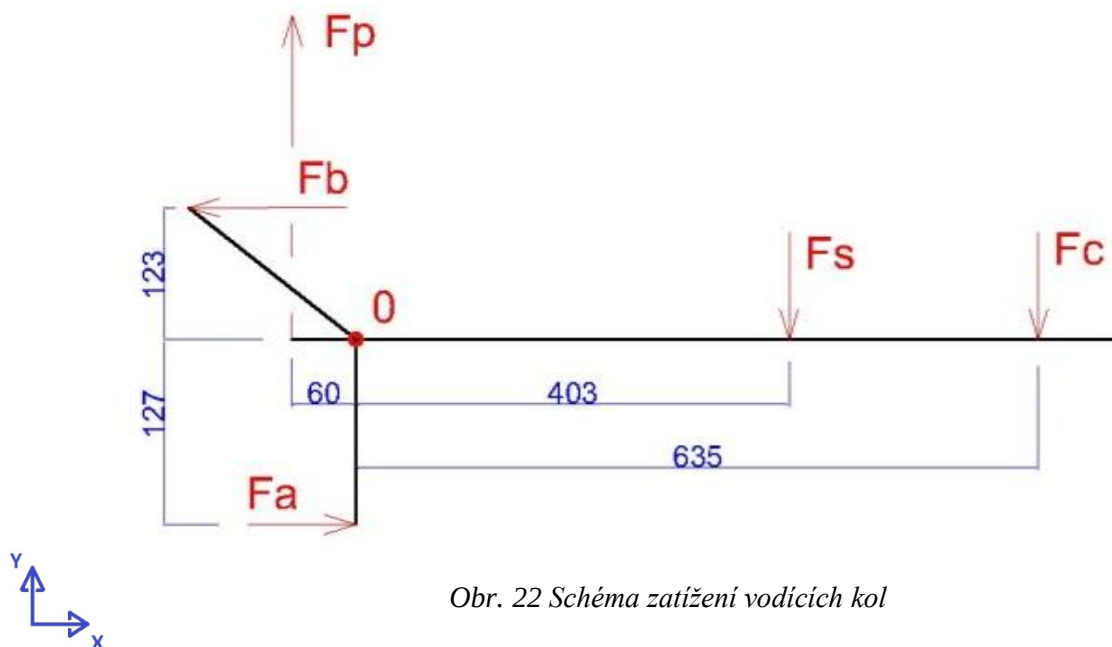
Obr. 21 Čep



Obr. 19 Závitová tyč

5.4 VOLBA VODÍCÍCH KOL

Pro volbu vodících kol je nutné znát zatížení na jedno kolo. To získáme ze statické rovnováhy.



Obr. 22 Schéma zatížení vodících kol

$$F_p = (m_c + m_s) \cdot g = (575 + 103) \cdot 9,81 = 6651 \text{ N} \quad (5.1)$$

$$F_s = m_s \cdot g = 103 \cdot 9,81 = 1010 \text{ N} \quad (5.2)$$

$$F_c = m_c \cdot g = 575 \cdot 9,81 = 5641 \text{ N} \quad (5.3)$$

$$\sum F_x : F_a - F_b = 0 \Rightarrow F_a = F_b \quad (5.4)$$

$$\sum F_y : F_p - F_s - F_c = 0 \Rightarrow F_p = F_s + F_c \quad (5.5)$$

$$\sum M_0 : F_b \cdot 0,123 + F_a \cdot 0,172 - F_s \cdot 0,403 - F_c \cdot 0,635 - F_p \cdot 0,06 = 0 \quad (5.6)$$

$$\sum M_0 : F_b \cdot 0,123 + F_a \cdot 0,172 - 1010 \cdot 0,403 - 5641 \cdot 0,635 - 6651 \cdot 0,06 = 0$$

$$F_b = F_a = 14875 \text{ N} \quad (5.7)$$

Skutečné zatížení je z důvodu symetrie stolu poloviční.

Tedy:

$$F_{bskut} = F_{askut} = \frac{F_b}{2} = \frac{F_a}{2} = 7437,5 \text{ N} \quad (5.8)$$

kde:

F_p	N	síla od zavěšení
F_s	N	tíhová síla od stolu
F_c	N	celková tíhová síla od břemene
F_a, F_b	N	zatížení kol
m_s	kg	hmotnost stolu
m_c	kg	hmotnost nákladu

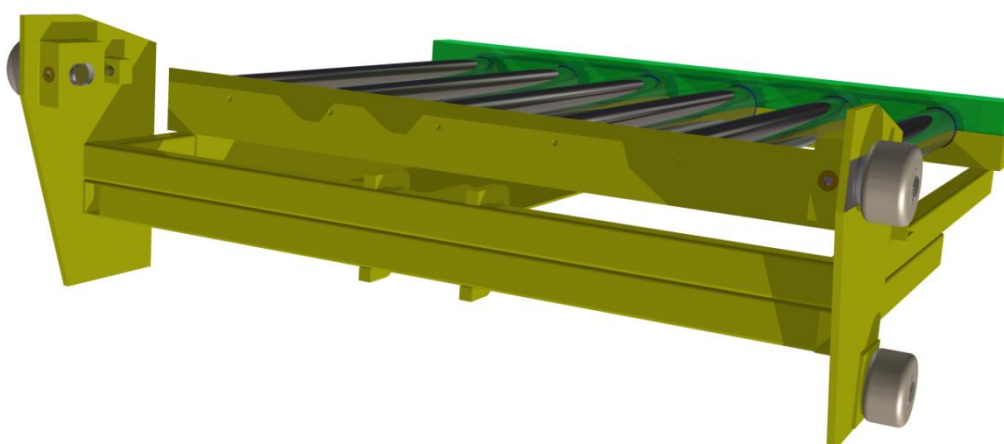
Na základě zatížení volím kola od firmy Blickle s označením GSPO 101/25K [16]

Technické informace: [16]

- Průměr kola 100 mm
- Šířka kola 55 mm
- Nosnost 1500 Kg
- Průměr otvoru 25 mm
- Délka náboje 60 mm



Obr. 23 Kolo blickle GSPO 101/25K [16]



Obr. 24 Stůl s nasazenými pojezdovými koly

5.5 VOLBA TAŽNÉHO ŘEMENE

Na základě zatížení řemene viz rovnice (5.1) volím plochý řemen LiftPower Standard od firmy Uzimex. Řemene se upíná deskami a je veden přes válcové kladky. Díky ohebnosti lze použít kladky malých průměrů.

Technické informace: [17]

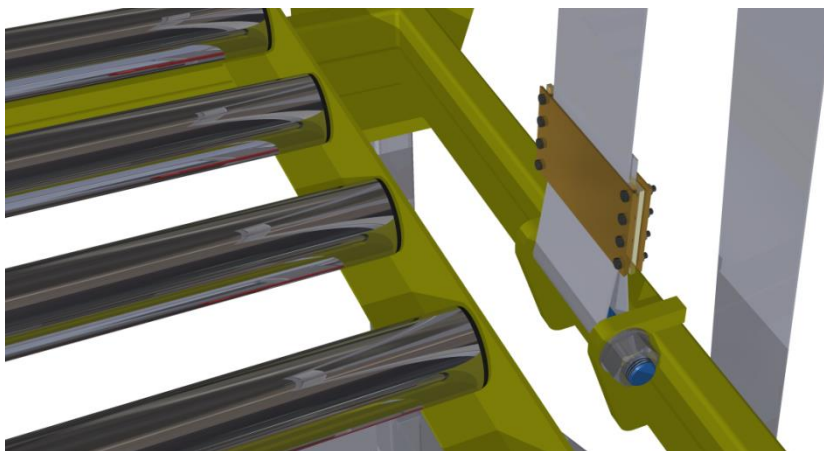
- šířka řemenu 150 mm
- tloušťka řemene 2,5 mm
- minimální průměr kladky 56 mm
- počet tažných vláken 92
- minimální pevnost 159160 N
- přípustné pracovní napětí 15916 N



Obr. 25 Plochý řemen LiftPower Standard [17]

5.6 UKOTVENÍ TAŽNÉHO ŘEMENE

Řemen je zakončen okem tvořeným třemi ocelovými deskami průměru 5 mm ČSN 42 5315 stažených osmi šrouby M8 × 20 ISO 4018 a matkami M8 ISO 4032. Okem je nasunut čep se závitem M30 ČSN 014013, který je vsunut do kotvicích prvků na rámu stolu a zajištěn matkou M30 ISO 4032 s podložkou ISO 7089.



Obr. 26 Ukotvení řemene

6 NÁVRH ZDVIŽNÉHO MECHANISMU

Pohyb stolu je realizován pomocí tažného řemene, jenž je přes kladku navíjen na bubnu, který je poháněný převodovým motorem



Obr. 27 Tažný mechanismus

6.1 VOLBA POHONU ZDVIŽE

Navíjecí buben má průměr 100 mm a při maximálním zdvihu musí navinout 3 m řemene. Pro volbu pohonu je nutné znát průměr bubnu při maximálním zdvihu. Rychlost zdvihu volena $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Tíhová síla od stolu viz rovnice (5.1)

Valivý odpor vodících kol

$$F_{vk} = \frac{[2 \cdot (F_a + F_b) \cdot e_{vk}]}{0,05} = \frac{[2 \cdot (14875 + 14875) \cdot 0,002]}{0,05} = 2380 \text{ N} \quad (6.1)$$

Počet navinutí

$$n_v = \frac{l}{o} = \frac{l}{\pi \cdot D} = \frac{3}{\pi \cdot 0,1} = 9,5 \cong 10 \quad (6.2)$$

Průměr maximálně navinutého bubnu

$$D_{max} = 10 \cdot 2 \cdot t_r + D = 10 \cdot 2 \cdot 2,5 + 100 = 150 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Potřebný krouticí moment

$$M_{k2} = (F_p + F_{vk}) \cdot \frac{D_{max}}{2} = (6651 + 2380) \cdot \frac{0,15}{2} = 677,3 \text{ Nm} \quad (6.4)$$

Otáčky bubnu

$$n_b = \frac{v_z}{\pi \cdot D} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,1} = 1,59 \text{ s}^{-1} \quad (6.5)$$

Úhlová rychlost bubnu

$$\omega_b = 2 \cdot \pi \cdot n_b = 2 \cdot \pi \cdot 1,59 = 9,99 \text{ rad.s}^{-1} \quad (6.6)$$

Potřebný výkon motoru

$$P_m = M_k \cdot \omega_b = 677,3 \cdot 9,99 = 6766,5 \text{ W} \quad (6.7)$$

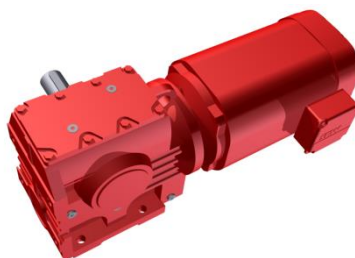
kde:

e_{vk}	m	součinitel valivého odporu [9]
l	m	délka navinutého řemene
D_b	m	průměr bubnu
D_{bmax}	m	průměr maximálně navinutého bubnu
t_r	mm	tloušťka řemene [17]
F_p	N	síla od zavěšení
v_z	m.s ⁻¹	rychlost zdvihu

Na základě vypočtených hodnot je zvolen převodový motor SEW-EURODRIVE S 77DRS13234. Motor je ke konstrukci připevněn pomocí čtyř šroubů M16 × 16 ISO 4018, které jsou zajištěny pružnými podložkami 16 ČSN 021740.11

Technické informace: [12],[13]

- výkon motoru 5500 W
- výstupní otáčky 65 min⁻¹
- výstupní krouticí moment 715 Nm
- průměr výstupní hřídele 45 mm
- hmotnost 89 kg



Obr. 28 Převodový motor SEW S77DRS132S4 [18]

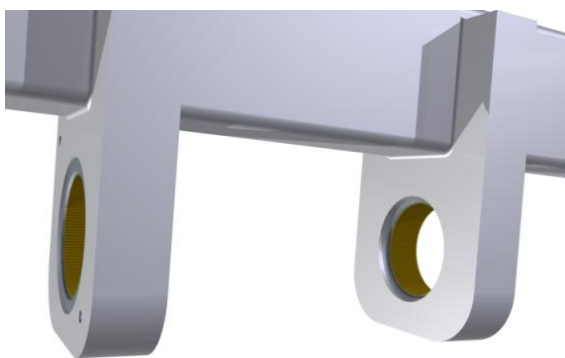
6.2 ŘEMENOVÁ Kladka

Kladka je uložena v jehlových ložiscích bez vnitřního kroužku RNA 4909 2RS 52/22 [19]. Pozice ložisek je vymezena vnitřním osazením díry a víkem z plechu o tloušťce 5 mm ČSN 42 5315. Víko je ke konstrukci přimontováno pomocí dvojce šroubů $M5 \times 10$ ISO 4018.

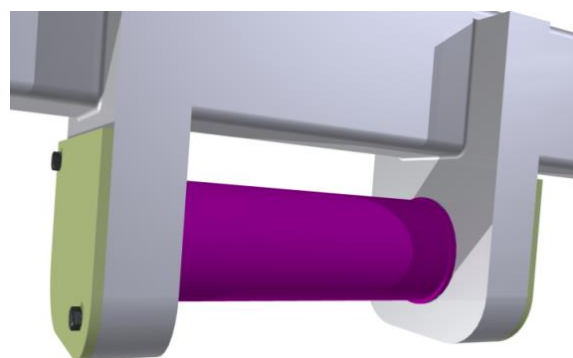
Technické parametry ložiska: [19]

- průměr otvoru ložiska 52 mm
- vnější průměr ložiska 68 mm
- šířka ložiska 22 mm
- dynamická únosnost 47300 N

Velikost ložisek byla volena s ohledem na konstrukční rozměry kladky. Minimální průměr kladky je podle výrobce plochého řemene 56 mm. Z toho důvodu muselo být zvoleno ložisko větších rozměrů, s čímž je spojena i jeho dynamická únosnost. Ta je několika násobně vyšší, než je nutné.



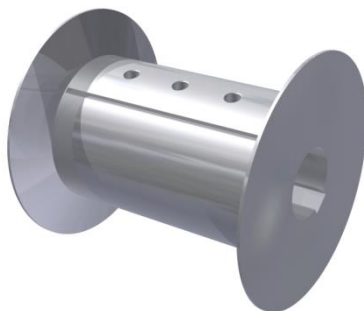
Obr. 30 Uložení řemenové kladky s umístěním ložisek



Obr. 29 Sestavení řemenové kladky

6.3 NAVÍJECÍ BUBEN

Buben je tvořen jako jeden obrobek z hliníkové kruhové tyče $\varnothing 160$ ČSN 42 7510.02, který je na výstupní hřídeli motoru uchycen pomocí pera $14c7 \times 9 \times 80$ a šroubu $M14 \times 90$ ISO 4014. Řemen je po zasunutí do drážky zajištěn trojicí šroubů $M6 \times 7$ ISO 4018.



Obr. 31 Navíjecí buben

6.4 RÁM ZDVIŽE

Nosný rám je tvořen jako jeden svařený celek. Základna je svařena z ocelových bezešvých trubek TR 100 × 120 × 5 ČSN 425720.00 a výtahová část z ocelových bezešvých trubek TR 60 × 80 × 5 ČSN 425720.00. K výtahovému rámu je přivařena dvojice uložení pro jehlová ložiska řemenové kladky. Rám plní funkci nosnou a současně slouží jako vedení pojezdových kol zdvižného stolu.



Obr. 32 Rám zdviže

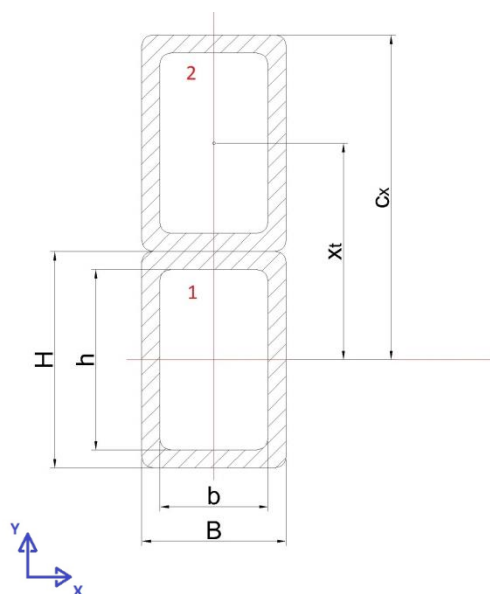
6.5 KRYT ZDVIŽE

Přední a zadní část pojezdu je zakrytována plechem o tloušťce 2 mm ČSN 42 5315. Umístění krytu viz (Obr. 6). Oplechování je ke konstrukci přimontováno šrouby M3 × 10 ISO 4018.

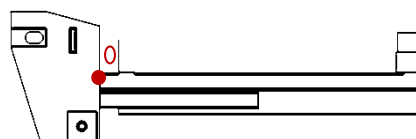
7 KONTROLNÍ VÝPOČTY

7.1 KONTROLA RÁMU STOLU NA OHYB

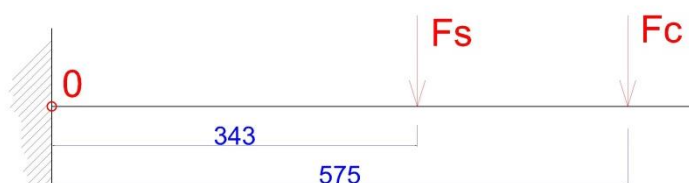
Nejvíce namáhanou částí desky stolu je nosný rám. Proto je nutné v místě maximálního ohybového momentu zkontrolovat bezpečnost. Rám je tvořen trubkami z materiálu 11 523 s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$. Profil trubek má rozměry $(60 \times 40 \times 5) \text{ mm}$.



Obr. 35 Profil rámu



Obr. 33 Označení místa s maximálním momentem



Obr. 34 Schéma zatížení rámu stolu

$$M_{o2} = F_s \cdot 343 + F_c \cdot 575 = 1010 \cdot 343 + 5641 \cdot 575 = 3590005 \text{ Nmm} \quad (7.1)$$

Skutečný ohybový moment je z důvodu symetrie stolu poloviční.

Tedy:

$$M_{o2skut} = \frac{M_o}{2} = \frac{3590005}{2} = 1795002 \text{ Nmm} \quad (7.2)$$

$$J_{x1} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = \frac{40 \cdot 60^3 - 30 \cdot 50^3}{12} = 407500 \text{ mm}^4 \quad (7.3)$$

$$J_{x2} = J_{x1} + S_{tr} \cdot x_T^2 = 407500 + 900 \cdot 60^2 = 461500 \text{ mm}^4 \quad (7.4)$$

$$W_o = \frac{J_{x1} + J_{x2}}{c_x} = \frac{407500 + 461500}{90} = 9655,5 \text{ mm}^3 \quad (7.5)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oskut}}{W_o} = \frac{1795002}{9655,5} = 185,9 \text{ MPa} \quad (7.6)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{333}{185,9} = 1,8 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.7)$$

kde:

J_{x1}, J_{x2}	mm^4	kvadratické momenty [20]
F_s	N	tíhová síla od stolu
F_c	N	celková tíhová síla od břemene
S_{tr}	mm^2	plocha průřezu
W_o	mm^3	průřezový modul v ohybu
σ_o	MPa	ohybové napětí
K	-	bezpečnost
R_e	MPa	mez kluzu [20]

7.2 KONTROLA ČEPU VYMEZOVACÍHO MECHANISMU NA OTLAČENÍ

Čep zajišťuje polohu závitové tyče vymezovacího mechanismu pojezdových kol. Na závit čepu je přenášena veškerá síla působící na pojezdové kolo. Jedná se o jemný závit se stoupáním $p = 1,5$ mm o délce závitu $l_z = 10$ mm. Vnější průměr závitu $d = 24$ mm, střední průměr závitu $d_2 = 23,026$ mm a malý průměr závitu $d_3 = 22,376$ mm. Dovolené napětí pro materiál 11 600 je $P_D = 110$ MPa.

$$z = \frac{l_z}{p} = 6,6 \rightarrow 6 \quad (7.8)$$

$$H = \frac{(d-d_3)}{2} = \frac{24-22,376}{2} = 1,624 \text{ mm} \quad (7.9)$$

$$S_z = \pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z = \pi \cdot 23,026 \cdot 1,624 \cdot 6 = 704,86 \text{ mm}^2 \quad (7.10)$$

$$P_z = \frac{F_b}{S_z} = \frac{7437,5}{704,86} = 10,55 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.11)$$

kde:

z	-	počet ovinutí závitu
l_z	mm	délka závitu
p_z	mm	stoupání závitu
d	mm	vnější průměr závitu
d_2	mm	střední průměr závitu
d_3	mm	malý průměr závitu
S_z	mm^2	celková plocha závitu
H	mm	hloubka závitu
F_b	N	zatížení kola

ZÁVĚR

Prvním úkolem při návrhu zdvižného pozičního stolu byl návrh konceptu, od kterého se nadále odvíjely veškeré dílčí návrhy a výpočty. Zvolení řešení podavače palet bylo snadným úkolem, jelikož se nabízelo pouze jedno řešení a to poháněná válečková trať. Řešení mechanismu zdvihu bylo zúženo na tři možná řešení. Výtahový mechanismus byl zvolen pro jeho konstrukční a mechanickou jednoduchost oproti dvojitému nůžkovému mechanismu a zároveň není nutné zasahovat do podlahy jako v případě pístové zdviže.

Dále se pokračovalo návrhem desky stolu s podavačem palet. Při návrhu podavače se postupovalo jako při návrhu poháněné válečkové tratě. Rám stolu byl navržen s ohledem na hmotnost a rozměry přepravovaného materiálu včetně palety. Počet vodících kol byl stanoven na čtyři a dle velikosti zatížení byla zvolena kola s odpovídající nosností. Z důvodu montáže bylo nutné, aby horní dvojice kol byla demontovatelná a umožňovala vymezení vůle v případě opotřebení kol. Tohoto cíle bylo dosaženo jednoduchým vymezovacím mechanismem.

Následovala volba tažného elementu. Zvolen byl plochý řemen, který vyniká v tichosti chodu, pevnosti a díky pružnosti umožňuje navíjení na bubny velice malých průměrů.

Pro konstrukci výtahového rámu bylo zapotřebí dvou sloupů, které slouží jako vedení výtahu a spolu s kladkou i jako zavěšení stolu. Pro tenhle účel posloužily silnostěnné bezešvé trubky obdélníkového profilu. Kromě dvou vodících sloupů je konstrukce opatřena další dvojicí sloupů pro zvýšení pevnosti a tuhosti konstrukce. Zároveň další dvojice sloupů usnadňuje zakrytování pohyblivých částí výtahu. Výška konstrukce byla navrhována s ohledem na potřebnou dopravní výšku.

Při volbě motoru válečkové tratě byl v katalogu vyhledán motor odpovídající vypočteným parametrům. Naopak při volbě motoru zdviže nebyl v katalogu motor odpovídajícího výkonu a otáček. Z toho důvodu byl zvolen motor o nižším výkonu a nižších otáčkách, ovšem s požadovaným krouticím momentem na výstupu. Takle volba se projeví pouze tak, že nebude splněna rychlost zdvihu $0,5 \text{ m.s}^{-2}$ což vzhledem k zadání, kde není čas dopravy limitován, nevadí.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Qimarox. Products. Prorunner MK1. [online]. 2013 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.vertical-conveyor.co.uk/index.php?pageId=105>
- [2] TITAN Conveyors. Products. MODEL 535. [online]. ©2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.titanconveyors.com/products/chain-driven-live-roller/model-535-chain-driven-live-roller-conveyor>
- [3] Edmo Lift. Products. TRD 500 [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: http://www.edmolift.se/sv-SE/scissor_lift_table/vertical_double_pair_table/TRD_500/do.aspx#.VVImR_ntlBd
- [4] Univer. Pístové zvedáky. Slift Solist SU 30.19X [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.univer.cz/jednopistovy-zvedak-slift-solist-su-30-19x-id3091>
- [5] AXMANN. Vertical Conveyor. Type 70.01 [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: http://www.axmann-fs.com/senkrechtfoerderer_senkrechtfoerderer_70_01_en.html
- [6] Interroll [online]. 2011 [cit. 2015-05-13]. Dopravníkové válečky. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/editorial_media/interroll_group/downloads/antriebe_foerderrollen/drivers_rollers/conveyor_rollers_catalogue/foerderrollen_katalog_2013/FR_CS_2013_WEB.pdf
- [7] MORAVIAN CHAINS [online]. ©2009 [cit. 2015-05-13]. Válečkové řetězy. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>
- [8] POKORNÝ, Přemysl, Ing.. Dopravní a manipulační zařízení: řešené příklady. Brno: 2002
- [9] CONVERTER. Valivé tření (Valivý odpor) [online]. 2002 [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [10] RIPRA s.r.o.: Technické informace [online]. Praha: 2002 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://www.ripra.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=95:souiniteleteni&catid=55:mechanika&Itemid=55
- [11] CONVERTER. Smykové tření [online]. 2002 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://www.ripra.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=95:souiniteleteni&catid=55:mechanika&Itemid=55
- [12] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. SEW EURODRIVE. [online]. Bruchsal: 2014 [cit.2015-05-13]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011.pdf>
- [13] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. SEW EURODRIVE. [online]. Bruchsal: 2014 [cit.2015-05-13]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16826817.pdf>

- [14] HABERKORN. Řetězová kola [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezova-kola/06_retezova-kola_web_74-89.pdf
- [15] HABERKORN. Upínací pouzdra [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/prislusenstvi-pohonu/08_Spojeni-hridel-naboj_taper-lock.pdf
- [16] Blickle. Kola pro vysoké zatížení [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.blickle.com/epaper/cz/#314>
- [17] UZIMEX. Ploché řemeny. Lift PowerTM Standard [Online]. ©2006 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <http://www.uzimex.cz/Vyrobce/Gates/Ploche-remeny/LiftPower.html>
- [18] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. DriveGate. Drive Confugurator [Online]. [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <https://portal.drivegate.biz/configurator>
- [19] TOBEX. Katalog jehlových ložisek [online]. 2006 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <http://www.tobex.cz/eshop/eShop-loziska/jehlova-a-linearni-loziska/katalog-jehlovych-lozisek.html>
- [20] LEINVEBER Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky 4. vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

D	[m]	průměr válečku
d	[mm]	vnější průměr závitu
d ₂	[mm]	střední průměr závitu
d ₃	[mm]	malý průměr závitu
D _b	[m]	průměr bubnu
D _{bmax}	[m]	průměr maximálně navinutého bubnu
e	[m]	součinitel valivého odporu
F	[N]	síla přenášená na náklad smykovým třením
f _c	[-]	součinitel čepového tření
H	[mm]	hloubka závitu
i	[-]	převodový poměr převodovky
j	[-]	počet přepravovaných předmětů
J	[kg.m ²]	setrvačný moment jednoho válečku
K	[-]	bezpečnost
k ₁	[-]	počet válečků pod předmětem
K _p	[-]	počet poháněných válečků pod předmětem
l _z	[mm]	délka závitu
m _c	[kg]	celková hmotnost nákladu
M _{k2}	[N.m]	Potřebný krouticí moment motoru zdvižného mechanismu
m _n	[kg]	hmotnost nákladu
M _{o2}	[N.mm]	ohybový moment v bodě 0
M _{o2skut}	[N.mm]	Skutečný ohybový moment v bodě 0
m _p	[kg]	hmotnost palety
M _t	[N.m]	moment třecí
M _{zp}	[N.m]	Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot
M _{zr}	[N.m]	Moment zrychlujících sil rotujících hmot
n	[min ⁻¹]	otáčky válečku
n _b	[s ⁻¹]	otáčky bubnu
n _m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
p	[mm]	rozteč válečkového řetězu
P	[W]	výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu po trati

p_z	[mm]	stoupání závitu
P_z	[MPa]	napětí v závitu
q	[N]	maximální zatížení na jeden váleček
q_v	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku
R	[m]	poloměr válečku
r_e	[m]	poloměr čepu v ložiscích
R_e	[MPa]	Mez kluzu
S_{tr}	[mm ²]	plocha průřezu
S_z	[mm ²]	celková plocha závitu
t_c	[mm]	rozteč mezi dvěma krajními válečky
t_r	[mm]	Tloušťka řemene
t_s	[s]	doba rozběhu předmětu
v	[m.s ⁻¹]	dopravní rychlost
v_z	[m.s ⁻¹]	rychlost zdvihu
W	[N]	celkový odpor na jednom válečku
W_1	[N]	odpor vlivem valivého a čepového tření
W_2	[N]	odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
z	[-]	počet ovinutí závitu
z_p	[-]	celkový počet poháněných válečků
β	[°]	náklon trati
μ	[-]	součinitel smykového tření
D_{max}	[mm]	Průměr maximálně navinutého bubnu
F_a, F_b	[N]	zatížení kol
F_c	[N]	celková tíhová síla od břemene
F_p	[N]	síla od zavěšení
F_s	[N]	tíhová síla od stolu
F_{vk}	[N]	valivý odpor vodících kol
J_{x1}, J_{x2}	[mm ⁴]	kvadratické momenty průřezů
M_A/M_N	[-]	poměr rozběhového a jmenovitého momentu
M_k	[N.m]	potřebný krouticí moment motoru válečkové tratě
M_m	[N.m]	moment na hřídeli motoru při rozběhu
M_o	[N.m]	moment od stálých odporů

M_{roz}	[N.m]	rozběhový moment
P_m	[W]	výkon motoru
P_m	[W]	potřebný výkon motoru zdviže
e_{vk}	[m]	součinitel valivého odporu pojezdových kol
k	[-]	počet válečků na trati
l	[m]	délka navinutého řemene
n_v	[-]	počet navinutí
t	[mm]	rozteč dopravníkových válečků
ε	[$rad \cdot s^{-2}$]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost řetězového převodu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
ω	[$Rad \cdot s^{-1}$]	úhlová rychlost válečků
ω_b	[$rad \cdot s^{-1}$]	úhlová rychlost bubnu

SEZNAM PŘÍLOH

ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL	BP – A0 – 01/00
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL (kusovník)	BP – A4 – 01/00 – K
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL (kusovník)	BP – A4 – 01/00 – K
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL (kusovník)	BP – A4 – 01/00 – K
RÁM STOLU	BP – A1 – 02/00
RÁM STOLU (kusovník)	BP – A4 – 02/00 – K