

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zařízení na vyklápění kontejneru
Device for Dumping of a Container

Student: Jan Ulman

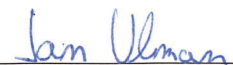
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2018

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 11. května 2018

A handwritten signature in blue ink, reading "Jan Ulman", is written above a horizontal line.

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 11. května 2018



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Ulman

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Medlov 110

783 91 Medlov

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování paní Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za její cenné rady a trpělivost při vedení mé bakalářské práce. Rovněž bych chtěl poděkovat prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za vstřícnost a pomoc při získávání odborných rad.

Anotace bakalářské práce

ULMAN, Jan. *Zařízení na vyklápění kontejneru: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 42 s. Vedoucí práce: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem zařízení na vyklápění kontejneru. Na začátku práce je proveden průzkum trhu, kde jsou uvedena podobná zařízení na vyklápění kontejneru.

Pákový mechanismus je ovládaný ručně pomocí čelních ozubených kol a je navržen na základě zásad pro vypracování. Nejprve je proveden návrh a pevnostní kontrola pákového mechanismu. Dále návrh a pevnostní kontrola čelních ozubených kol. Následně návrh a statická kontrola hřídele. Bakalářské práce obsahuje jako přílohy výkres sestavy zařízení, kusovník sestavy zařízení, výkres sestavy převodovky, kusovník sestavy převodovky a výrobní výkres hřídele.

Annotation of Bachelor Thesis

ULMAN, Jan. *Device for Dumping of a Container: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 42 s. Thesis head: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

This bachelor thesis deals with the design of device for dumping of a container. At the beginning of this paper, a market survey is presented showing similar devices for dumping of a container.

Lever mechanism is manually operated by spur gears and is designed on the basis of the development principles. First, the design and strength control of the lever mechanism is carried out. Further the design and strength control of spur gears is given. Finally, the design and static shaft control are presented. Attached to this thesis there is a drawing of the device assembly, individual parts of the device assembly, a drawing of the gearbox assembly, individual parts of the gearbox assembly and the production drawing of the shaft.

Obsah

Seznam použitých označení	3
1. Úvod	5
2. Průzkum trhu	6
3. Návrh	11
4. Vstupní hodnoty	13
4.1 Zavedení působících sil v pákovém mechanismu	14
4.1.1 Návrh poloměru kliky	16
5. Pevnostní výpočty	18
5.1 Výpočet pákového mechanismu	18
5.1.1 Výpočet kliky 4 na ohyb	18
5.1.2 Kontrola ojnice 3 na vzpěr	19
5.1.3 Výpočet ojnice 3 na ohyb v počáteční poloze	21
5.2 Výpočet ozubených kol	24
5.2.1 Rozdělení převodového poměru a návrh počtu zubů	24
5.2.2 Návrh modulů ozubení	26
5.2.3 Návrh osové vzdálenosti a úhlu šikmého ozubení	27
5.2.4 Výpočet geometrických a záběrových parametrů	27
5.2.5 Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení	28
5.3 Výpočet předlohové hřídele	29
5.3.1 Výpočet sil zatěžujících hřídel	30
5.3.2 Výpočet ohybových momentů, točivého momentu a posouvajících sil	31
5.3.3 Statická kontrola kritických míst	35
5.3.4 Průhyb a natočení hřídele	36
5.3.5 Výpočet ložisek	37
6. Závěr	39
7. Seznam použité literatury	40
8. Seznam příloh	42

Seznam použitých označení

Značka	Jednotka	Význam
a	[mm]	osová vzdálenost
b	[mm]	šířka
d	[mm]	průměr
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
i	[-]	celkový převodový poměr
Δi	[%]	tolerance převodového poměru
k	[-]	součinitel bezpečnosti
$l_{2,3,4}$	[mm]	vzdálenost mezi uchycením částí pákového mechanismu
l_{3c}	[mm]	celková délka ojnice
m	[kg]	hmotnost popelnice
m_c	[kg]	maximální přípustná hmotnost popelnice
m_n	[mm]	normální modul
r	[mm]	vzdálenost kraje trubky od osy
σ_{H2}	[-]	únavové namáhání v dotyku
u	[-]	dílčí převodový poměr
x	[mm]	vzdálenosti, na kterých působí ohybový moment
z	[-]	počet zubů
C_o	[N]	základní statická únosnost valivého ložiska
D	[mm]	průměr
F	[N]	síla
G	[N]	gravitační síla
J_{min}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
\dot{J}_{min}	[mm]	kvadratický poloměr průřezu
K_A	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
L	[mm]	délka, vzdálenost
M_k	[N·m]	krouticí moment

M_o	[N·m]	ohybový moment
P_o	[N]	ekvivalentní statické zatížení valivého ložiska
R	[N]	reakce
R_l	[mm]	poloměr
R_e	[MPa]	mez kluzu
S	[mm ²]	plocha průřezu
S_o	[-]	statická bezpečnost ložiska
T	[N·m]	točivý moment
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
X_o	[-]	součinitel statického radiálního zatížení valivého ložiska
Y_o	[-]	součinitel statického axiálního zatížení valivého ložiska
α	[°]	úhel
$\alpha_{\sigma o}$	[-]	součinitel koncentrace napětí v ohybu
$\alpha_{\tau k}$	[-]	součinitel koncentrace napětí v krutu
β	[°]	úhel sklonu zubů
δ	[mm]	průhyb hřídele
η	[-]	účinnost
λ	[-]	štíhlost
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{redmax}	[MPa]	redukované maximální napětí
σ_T	[MPa]	Tetmayerovo napětí
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
ϑ	[°]	natočení

1. Úvod

Tématem mojí bakalářské práce je návrh zařízení na vyklápění kontejneru. Kontejner obecně slouží k uskladnění surovin nebo ke sběru odpadu různého materiálu a různé velikosti v závislosti na rozměrech kontejneru. Ve strojnictví se setkáme nejčastěji s odpadem ve formě pilin, třísek nebo hoblin. Kontejner se v mém případě plní odpadními pilinami a hoblinami z provozu stolárny. Odpad se z kontejneru vyklopí do připraveného koše. Tato operace proběhne mnohokrát, než dojde k zaplnění koše. Z tohoto důvodu bude mít koš mnohem větší rozměry, než kontejner.

Cílem bakalářské práce je navrhnout zařízení na vyklápění kontejneru. Tento návrh se skládá z návrhu a pevnostní kontroly pákového mechanismu. Dále z návrhu a pevnostní kontroly čelních ozubených kol a následného návrhu a statické kontroly předlohové hřídele. Na závěr výpočtu zkontroluji ložiska.

2. Průzkum trhu

Zařízení na vyklápění kontejnerů mohou být ovládány člověkem nebo automaticky. Manuální zařízení je možné mít na kolečkách, díky kterým je kontejner mobilní. Pokud zařízení neobsahuje kolečka, lze přemísťovat kontejnery vysokozdvížným vozíkem, u některých typů jeřábem. Pracovník musí při vyklápění kontejneru použít páku nebo odjistit mechanismus ručně. Automatické kontejnery jsou zpravidla vyráběny i pro větší objemovou řadu. Mohou být přepravovány vysokozdvížným vozíkem nebo jeřábem. Při vyklápění automatických kontejnerů se zpravidla využívá vhodně umístěného těžiště.

Zařízení na vyklápění pomocí páky, která zajišťuje skobu

Základní informace:

- Nosnost: 800 kg nebo 1 000 kg.
- Objemová řada od 600 litrů do 1 700 litrů.
- Rozměry zařízení s kontejnerem (d, š, v): od 1 560 mm x 1 070 mm x 850 mm do 2 140 mm x 1 570 mm x 1 360 mm.
- Slouží na odpad a třísky.

Kontejner je zajištěn pomocí skoby. Ta se uvolňuje použitím páky, která ji zajišťuje. Kontejner se následně automaticky vysype a po vysypání se sám vrátí do původní polohy. Toho kontejner dosáhne díky správně uloženému těžišti.

Kontejner je k dostání s jednoduchým nebo dvojitým dnem. Jednoduché dno neumožňuje odvod kapaliny. Dvojitě dno umožňuje odvod řezné nebo jiné kapaliny do nádržky. Kontejner s dvojitým dnem se používá na odvod třísek, které vznikly při obrábění za použití chladicí kapaliny.

Zařízení je možné zakoupit v provedení s polyamidovými kolečky nebo bez koleček. [7]



Obr. 2.1 Zařízení na vyklápění pomocí páky, která zajišťuje skobu [7]

Výklopný kontejner s automatickým vyklápěním

Materiály:

- Kontejner a tělo zařízení – ocelový plech 2,5 mm s povrchovou úpravou práškovým lakem.

Základní informace:

- Nosnost od 150 kg do 3 000 kg
- Objemová řada od 150 litrů do 3 000 litrů.
- Rozměry zařízení s kontejnerem (d, š, v): od 815 mm x 760 mm x 580 mm do 2 073 mm x 1 866 mm x 1 248 mm.
- Slouží na kov, šterk, cement, dřevo, a komunální odpad.
- Celá konstrukce je svařovaná.

Tlaková destička při nárazu podstavce do velkého sběrného kontejneru automaticky spouští vyklápění kontejneru. Po uvolnění tlakové destičky se kontejner vrátí do původní polohy. Toto zařízení je také opatřeno ruční pákou pro manuální vyklápění. Přeprava je prováděna pomocí vysokozdvizného vozíku. [4]



Obr. 2.2 Výklopný kontejner s automatickým vyklápěním [4]

Kontejner s výklopným dnem

Materiály:

- Kontejner – ocelový plech 2,5 mm opatřený práškovým lakem.

Základní informace:

- Objemová řada od 700 litrů do 1 800 litrů.
- Rozměry kontejneru (d, š, v): od 1 200 mm x 800 mm x 900 mm do 1 600 mm x 1 000 mm x 1 300 mm.
- Slouží na odpad i stavební materiál.

Tento kontejner se vyznačuje automatickým vyklápěním a možností stohování. Díky výklopnému dnu se kontejner vyprázdní během jediného okamžiku, poté se kontejner automaticky uzavře. Kontejner je možné přepravovat vysokozdvížným nebo paletovým vozíkem. [3]



Obr. 2.3 Kontejner s výklopným dnem [3]

Výklopný kontejner T

Základní informace:

- Nosnost od 156 kg do 390 kg.
- Objemová řada od 60 litrů do 150 litrů.
- Rozměry zařízení s kontejnerem (d, š, v): od 599 mm x 470 mm x 664 mm do 804 mm x 560 mm x 861 mm.
- Slouží na suť, odpad, písek, nářadí atd.

Kontejner je opatřen zajišťovacím mechanismem. Po odjištění je možné kontejner vyklápět na dvě strany. Zavěšuje se na jeřáb nebo vrátek. [15]



Obr. 2.4 Výklopný kontejner T [15]

Výklopný kontejner A-D

Základní informace:

- Nosnost od 1 000 kg do 16 000 kg.
- Objemová řada od 500 litrů do 8 000 litrů.
- Rozměry zařízení s kontejnerem (d, š, v): od 1 280 mm x 1 050 mm x 1 080 mm do 3 425 mm x 2 269 mm x 2 743 mm.
- Slouží na zeminu, suť, kameny, odpad apod.

Tento kontejner garantuje snadnou a jednoduchou práci, protože se vyklápí automaticky bez potřeby asistenta. To eliminuje riziko, že obsluha vstoupí do nebezpečného prostoru. K vyklápění dochází zvedáním kontejneru pomocí jeřábu. [14]



Obr. 2.5 Výklopný kontejner A-D [14]

Kontejner pro otočné vidlice

Základní informace:

- Nosnost 1 000 kg.
- Objemová řada od 1 100 litrů a 1 300 litrů.
- Rozměry kontejneru (d, š, v): 1 000 mm x 1 200 mm x 950 mm a 1 200 mm x 1 200 mm x 950 mm.

- Vhodné pro přepravu nebo skladování surovin, polotovarů nebo komunálního a tříděného odpadu.

Kovový kontejner s integrovaným adaptérem pro manipulaci s vysokozdvizným vozíkem. Vyprazdňování lze provádět pomocí otočného mechanismu vidlic vysokozdvizného vozíku. Kontejnery lze stohovat pouze prázdné. Při stohování nelze s kontejnerem manipulovat. [11]



Obr. 2.6 Kontejner pro otočné vidlice [11]

3. Návrh

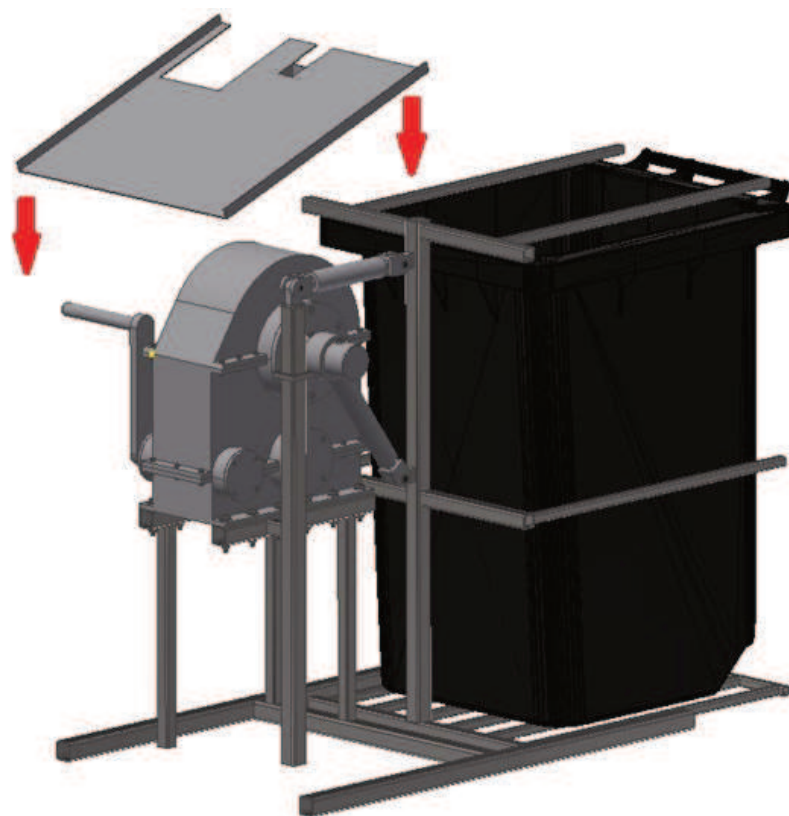
Zařízení na vyklápění kontejneru se skládá z pákového mechanismu, převodovky a svařované konstrukce.

Nejdříve se postaví svařovaná konstrukce ke koši, do kterého se bude vysypávat kontejner. Konstrukce se skládá z vhodně svařených profilů. Na tuto konstrukci se použitím šroubových spojů umístí převodovka.

Jedná se o převodovku s čelními ozubenými koly. Ke vstupnímu hřídeli do převodovky je uchycena klika. Točení kliky způsobuje vznik točivého momentu na vstupní hřídeli. Vstupní hřídel je uložen v radiálních valivých ložiskách ve skříni převodovky. Jedno ložisko musí zajišťovat pohyb v axiálním směru, protože se jedná o axiálně volné ložisko. Toto ložisko je pojištěno pojistným kroužkem na hřídeli a osazením hřídele. Druhé ložisko je axiálně vodivé a musí být zajištěno pojistným kroužkem na hřídeli, pojistným kroužkem ve skříni převodovky, víkem a osazením hřídele. Přímou na vstupní hřídeli je vyroben pastorek. Tento pastorek je v záběru s ozubeným kolem, které je spojeno s předlohovou hřídelí těsným perem. Na této hřídeli je vyroben pastorek, který slouží jako hnací pro další stupeň převodu. V záběru s tímto pastorkem je kolo, které je přímo spojené s výstupní hřídelí také pomocí pera. Uložení předlohového a výstupního hřídele je podobné jako u vstupního hřídele. Točivý moment je převáděn díky ozubeným soukolím na výstupní hřídel. Konce hřídelů jsou zakryty víky. Víka na vstupu a na výstupu z převodovky jsou průchozí. Ostatní víka jsou neprůchozí. Pákový mechanismus je uchycen použitím těsného pera ke konci výstupní hřídele. Skříň převodovky je tvořena ze tří částí. Tyto části jsou spojené šroubovými spoji.

Pákový mechanismus se skládá ze tří částí páky. První část páky je jedním koncem spojena s výstupním hřídelem převodovky a druhým koncem spojena čepem s druhou částí mechanismu. Kontejner se ukládá na svařovaný rošt, který je přivařen ke druhé části mechanismu. Aby nedošlo k překlopení kontejneru do koše a vyklopení kontejneru do strany, jsou k druhé části přivařeny trubky. Třetí část je spojena jedním koncem se svařovanou konstrukcí, pomocí čepového spoje. Druhá strana je také spojena čepovým spojem s druhou částí.

Na zařízení se umísťuje plech pro lepší odvod třísek do koše.



Obr. 3.1 3D model navrženého zařízení

4. Vstupní hodnoty

Jako kontejner volím popelnici SULO 240 L. Tato popelnice má hmotnost $m = 14 \text{ kg}$ a maximální přípustnou hmotnost $m_c = 110 \text{ kg}$. [12] Popelnice bude použita bez víka.



Obr. 4.1 Popelnice SULO 240 L [12]

Popelnice se bude vysypávat do koše. Volím kontejner od firmy Siegl jako koš. Kontejner má rozměry (d, š, v) 4 100 mm x 2 100 mm x 700 mm. [13]

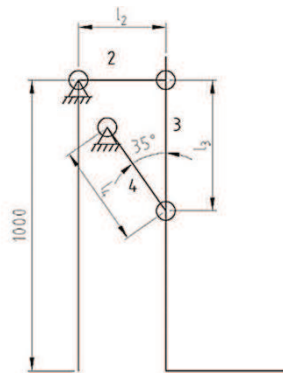


Obr. 4.2 Kontejner Siegl 4 m³ [13]

Při návrhu délek částí pákového mechanismu vycházím z podmínky (4.1). Jednotlivé délky volím: $l_3 = 450 \text{ mm}$, $l_4 = 350 \text{ mm}$ a $l_2 = 300 \text{ mm}$.

$$l_3 \geq l_4 \geq l_2 \tag{4.1}$$

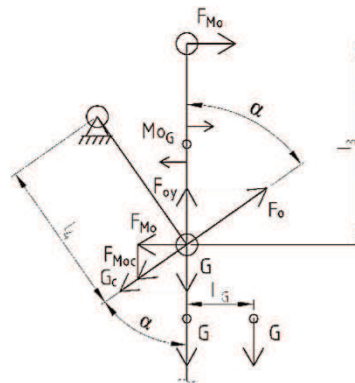
Úhel, který svírá páka 4 s ojnicí 3 je 35° .



Obr. 4.3 Délky částí pákového mechanismu

4.1 Zavedení působících sil v pákovém mechanismu

Maximální hmotnost popelnice m_c vyvolává gravitační sílu G . Tato síla leží ve vzdálenosti L_G od ojnice 3. Vzniká ohybový moment M_{oG} , který působí na klouby silou F_{Mo} . Gravitační síla působí také přímo v ose ojnice 3. Síla potřebná k vyklápní popelnice F_o musí být větší, než složky sil působící proti ní. Proti F_o působí složka gravitační síly G_c a složka síly od ohybového momentu F_{Moc} . Složka síly potřebné k vyklápní popelnice F_{oy} musí být větší, než gravitační síla G , aby mechanismus plnil svoji funkci. Pro lepší přehlednost je vyobrazení zavedených sil na obr. 4.4.



Obr. 4.4 Zavedení působících sil

Výpočet úhlu α

Síla potřebná k vyklápní popelnice F_o působí vůči páce 4 pod úhlem 90° . Jelikož znám úhel mezi pákou 4 a ojnící 3, lze úhel α dopočítat pomocí vztahu:

$$\alpha = 90 - 35 = 55^\circ \quad (4.2)$$

Výpočet gravitační síly

$$G = m_c \cdot g = 110 \cdot 9,81 = 1\,079,1 \text{ N} \quad (4.3)$$

Ohybový moment od gravitační síly

$$M_{oG} = G \cdot L_G = 1\,079,1 \cdot 395,74 = 427\,043 \text{ Nmm} = 427,04 \text{ Nm} \quad (4.4)$$

Síla od ohybového momentu v kloubech

$$M_{oG} = F_{Mo} \cdot l_3 \text{ [Nm]}$$

$$F_{Mo} = \frac{M_{oG}}{l_3} = \frac{427,04 \cdot 10^3}{450} = 948,9 \text{ N} \quad (4.5)$$

Složka gravitační síly působící proti síle F_o

$$\cos \alpha = \frac{G}{G_c} \text{ [-]}$$

$$G_c = \frac{G}{\cos \alpha} = \frac{1\,079,1}{\cos 55^\circ} = 1\,881,3 \text{ N} \quad (4.6)$$

Složka síly od ohybového momentu v kloubech působící proti síle F_o

$$\sin \alpha = \frac{F_{Mo}}{F_{Moc}} \text{ [-]}$$

$$F_{Moc} = \frac{F_{Mo}}{\sin \alpha} = \frac{948,9}{\sin 55^\circ} = 1\,158,4 \text{ N} \quad (4.7)$$

Porovnání velikosti síly F_o proti působícím silám

$$F_o > F_{Moc} + G_c$$

$$F_o = F_{Moc} + G_c = 1\,158,4 + 1\,881,3 = 3\,039,8 \text{ N} \quad (4.8)$$

Protože F_o musí být větší, než součet sil působících proti ní, zvětšuji F_o na $F_o = 3\,050\text{ N}$.

Složka síly potřebné k vyklopení popelnice

$$\cos \alpha = \frac{F_{oy}}{F_o} [-]$$

$$F_{oy} = F_o \cdot \cos \alpha = 3\,050 \cdot \cos 55^\circ = 1\,749,4\text{ N} \quad (4.9)$$

Porovnání složky síly potřebné k vyklopení popelnice ve směru osy ojnice s gravitační silou

$$F_{oy} \geq G \quad (4.10)$$

$$1\,749,4 \geq 1\,079,1 \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

4.1.1 Návrh poloměru kliky

Při návrhu poloměru kliky vycházím z výstupního momentu převodovky M_{k4} . Následně počítám moment M_{k1} na vstupu do převodovky, který je potřeba vyvinout člověkem. Protože člověk dokáže vyvinout pouze určitou sílu $F_{\check{c}L}$, musím spočítat, jakému rameni tato síla odpovídá.

Moment na výstupu z převodovky

$$M_{k4} = F_o \cdot l_4 \quad (4.11)$$

l_4 je vzdálenost mezi klouby kliky 4 a má hodnotu $l_4 = 350\text{ mm}$.

$$M_{k4} = F_o \cdot l_4 = 3\,050 \cdot 350 = 1\,067\,500\text{ Nmm} = 1\,067,5\text{ Nm}$$

Účinnost převodové skříně [1]

$$\eta_{\text{přev}} = \eta_{L1} \cdot \eta_{L2,3} \cdot \eta_{L4} \cdot \eta_{OK1,2} \cdot \eta_{OK3,4} \quad (4.12)$$

Účinnost ložisek volím $\eta_{L1}, \eta_{L2,3}, \eta_{L4} = 0,995$. [1] Účinnost převodu pro ozubená kola s šikmými zuby volím $\eta_{OK1,2}, \eta_{OK3,4} = 0,98$.

$$\eta_{přev} = \eta_{L1} \cdot \eta_{L2,3} \cdot \eta_{L4} \cdot \eta_{OK1,2} \cdot \eta_{OK3,4} = \eta_{OK}^2 \cdot \eta_L^3 = 0,98^2 \cdot 0,995^3 = 0,946$$

Moment na vstupu do převodovky [1]

$$M_{k4} = M_{k1} \cdot i \cdot \eta_{přev}$$

Celkový převodový poměr volím $i = 18,8$.

$$M_{k1} = \frac{M_{k4}}{i \cdot \eta_{přev}} = \frac{1\,067,5}{18,8 \cdot 0,946} = 60 \text{ Nm} \quad (4.13)$$

Délka poloměru kliky

$$M_{k1} = F_{\check{C}L} \cdot L_k \cdot \frac{1}{k_{\check{c}}}$$

Sílu $F_{\check{C}L}$, která vyjadřuje krátkodobý špičkový výkon člověka, volím $F_{\check{C}L} = 250 \text{ N}$. Bezpečnost mechanismu volím $k_{\check{c}} = 1,1$.

$$L_k = \frac{M_{k1} \cdot k_{\check{c}}}{F_{\check{C}L}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{250} = 264 \text{ mm} \quad (4.14)$$

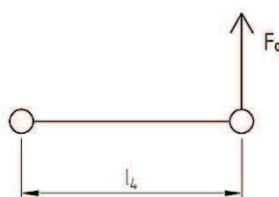
Volím délku kliky $L_k = 265 \text{ mm}$.

5. Pevnostní výpočty

5.1 Výpočet pákového mechanismu

U pákového mechanismu kontrolují, ohyby jednotlivých částí. Ojníci 3 kontrolují i na vzpěr. Dále provádím návrh čepů, které spojují jednotlivé části pákového mechanismu.

5.1.1 Výpočet kliky 4 na ohyb



Obr. 5.1 Působení síly na klice 4

Výpočet ohybového momentu

$$M_{o4} = F_o \cdot l_4 = 3\,050 \cdot 350 = 1\,067\,500 \text{ Nmm} = 1\,067,5 \text{ Nm} \quad (5.1)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (5.2)$$

Průměr tyče volím $d = 45 \text{ mm}$.

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8\,946,1 \text{ mm}^3$$

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{1\,067,5 \cdot 10^3}{8\,946,1} = 119,3 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

Výpočet dovoleného ohybového napětí

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} \quad (5.4)$$

Materiál tyče volím 11 503. Tento materiál má mez kluzu $R_e = 335 \text{ MPa}$. [5]
Bezpečnost volím $k = 2$.

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{335}{2} = 167,5 \text{ MPa}$$

Porovnání ohybového napětí s dovoleným ohybovým napětím

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \quad (5.5)$$

$$119,3 \leq 167,5$$

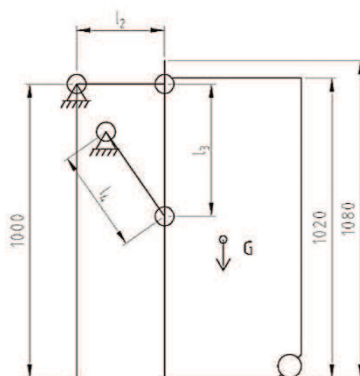
Napětí působící v tyči je menší než dovolené napětí. Tyč pevnostně vyhovuje.

5.1.2 Kontrola ojnice 3 na vzpěr

Volím materiál trubky 11 375 a průřez $40 \times 40 \times 3 \text{ mm}$. Tato trubka má plochu průřezu $S = 421 \text{ mm}^2$, kvadratický moment průřezu $J_{\min} = 93\,200 \text{ mm}^4$ a kvadratický poloměr průřezu $\check{J}_{\min} = 14,9 \text{ mm}$. [9]

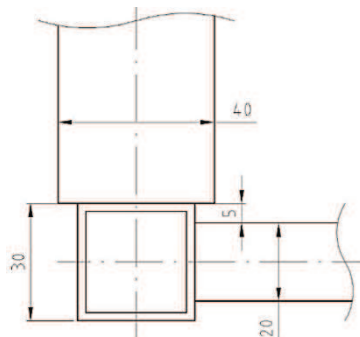
Výpočet vzpěrné délky

Kloub, který spojuje kliku 2 a ojnici 3 se nachází ve výšce $1\,000 \text{ mm}$. Výška popelnice je $1\,020 \text{ mm}$. Ojnice 3 sahá do výšky $1\,080 \text{ mm}$.



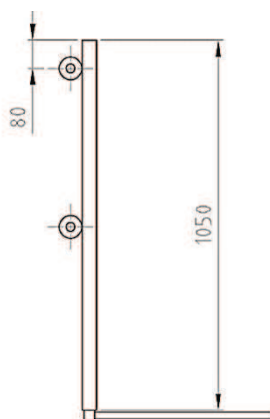
Obr. 5.2 Zobrazení délek pro výpočet vzpěrné délky

Ke konci ojnice 3 je přivařená trubka o průřezu 30 x 30 x 2 mm. Proto je třeba odečíst délku strany této trubky 30 mm. Popelnice je umístěná na trubkách o průřezu 20 x 20 x 2 mm. Trubky, na které se umísťuje popelnice, jsou přivařeny rovnoměrně kolem trubky 30 x 30 x 2 mm.



Obr. 5.3 Konec ojnice 3

$$l_{3c} = L_{vzp} = 1\,000 + (1\,020 - 1\,000) + (1\,080 - 1\,020) - 30 = 1\,050 \text{ mm} \quad (5.6)$$



Obr. 5.4 vzpěrná délka

Výpočet štíhlosti

$$\lambda_o = \frac{L_{vzp}}{j_{\min}} = \frac{1\,050}{14,9} = 70,4 \quad (5.7)$$

Stanovení mezní štíhlosti [2]

Mezní štíhlost volím pro nelegované oceli $\lambda_M = 105$. Protože platí $\lambda_o \leq \lambda_M$, provádím výpočet v nepružné oblasti materiálu podle Tetmayera.

Tetmayerovo napětí [2]

Materiál 11 375 splňuje rozmezí dané tabulkou pro R_m a R_e . Vypočtená štíhlost λ_0 splňuje rozsah platnosti. Volím konstanty a i b podle této tabulky.

Tab. 5.1 Nepružná oblast materiálu

Materiál	Mez pevnosti R_m (Mpa)	Mez kluzu R_e (Mpa)	Tetmajerova-Jasinského rovnice σ_{kr} (MPa)	Rozsah platnosti		Kontrola na prostý tlak pro λ menší než	
				λ			
				od	do		
Litina	780		$776 - 12\lambda + 0,053\lambda^2$	0	80		
Ocel	11 373	370 ÷ 450	200 ÷ 250	$289 - 0,82\lambda$	60	100	60
	11 500	500 ÷ 620	260 ÷ 290	$335 - 0,62\lambda$	60	100	60
Ocel tř. 17	500 ÷ 750	380 ÷ 420		$589 - 3,82\lambda$	0	86	22
Dřevo jehličnaté - rovnoběžně s vlákny	28			$29,3 - 0,194\lambda$	0	100	
Dřevo bukové a dubové - rovnoběžně s vlákny	40			$37,5 - 0,275\lambda$	0	100	

$$\sigma_T = \sigma_{kr} = a - b \cdot \lambda_0 = 289 - 0,82 \cdot 70,4 = 231,2 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

Tetmayerova kritická síla [2]

$$F_{kr} = \sigma_T \cdot S = 231,2 \cdot 421 = 97\,339,4 \text{ N} \quad (5.9)$$

Vzpěrná bezpečnost

$$k'_{Tet} = \frac{F_{kr}}{G} = \frac{97\,339,4}{1079,1} = 90,2 \quad (5.10)$$

Vzpěrnou bezpečnost volím $k_{Tet} = 3,5$. Vypočtená vzpěrná bezpečnost musí být větší než 3,5.

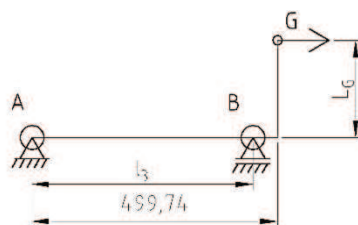
$$k'_{Tet} \geq k_{Tet} \quad (5.11)$$

$$90,2 \geq 3,5$$

Vzpěrná bezpečnost vyhovuje.

5.1.3 Výpočet ojnice 3 na ohyb v počáteční poloze

Ojnici 3 kontroluji na ohyb v počáteční a ve vodorovné poloze. Počáteční poloha je kolmá k zemi. Gravitační síla je mezi těmito dvěma kontrolami pootočená o 90°.



Obr. 5.5 Zobrazení počáteční polohy ojnice 3

Podmínky rovnováhy

$$x: R_{ax} - G = 0$$

$$y: R_{ay} + R_{by} = 0$$

$$M_{ob}: R_{ay} \cdot l_3 + G \cdot L_G = 0$$

Výpočet reakcí

Z momentové podmínky se získá reakce R_{ay} .

$$R_{ay} = \frac{-G \cdot L_G}{l_3} = \frac{-1\,079,1 \cdot 395,74}{450} = -948,9 \text{ N} \quad (5.12)$$

Z rovnováhy sil v ose y se získá reakce R_{by} .

$$R_{by} = -R_{ay} = 948,9 \text{ N} \quad (5.13)$$

Z rovnováhy v ose x se získá reakce R_{ax} .

$$R_{ax} = G = 1\,079,1 \text{ N} \quad (5.14)$$

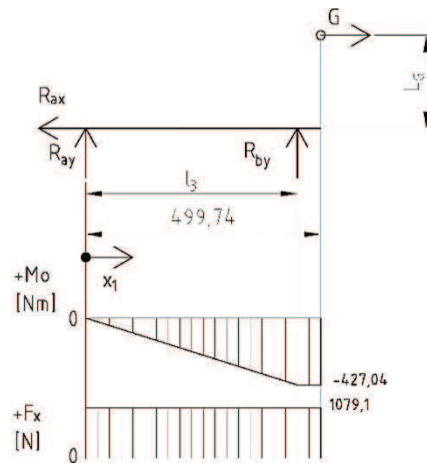
Průběh ohybového momentu

$$M_{oA} = R_{ay} \cdot x_1 \quad (5.15)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oA} = 0 \quad (5.16)$$

$$x_1 = l_3 \rightarrow M_{oA} = -948,9 \cdot 450 = -427\,043 \text{ Nmm} \quad (5.17)$$

$$M_{oG} = M_{omax} = G \cdot L_G = 1\,079,1 \cdot 395,74 = 427\,043 \text{ Nmm} \quad (5.18)$$



Obr. 5.6 Průběhy ohybových momentů a posouvajících sil

Modul průřezu v ohybu [9]

Vzdálenost kraje trubky od osy je $r = 20$ mm.

$$W_o = \frac{J_{\min}}{r} = \frac{93\,200}{20} = 4\,660 \text{ mm}^3 \quad (5.19)$$

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{427\,043}{4\,660} = 91,6 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

Výpočet dovoleného ohybového napětí

Mez kluzu pro materiál 11 375 a tloušťku 40 mm je $R_e = 225$ MPa.[6] Bezpečnost volím $k = 2$.

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

Porovnání ohybového napětí s dovoleným ohybovým napětím

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \quad (5.22)$$

$$91,6 \leq 112,5$$

Napětí působící v trubce je menší než dovolené napětí. Trubka v počáteční poloze pevnostně vyhovuje.

Výpočet ojnice 3 na ohyb ve vodorovné poloze je uveden ve výpočtové příloze. Rovněž výpočet čepu, který spojuje kliku 4 a ojnici 3 a výpočet pera na výstupu z převodovky, jsou uvedeny ve výpočtové příloze.

5.2 Výpočet ozubených kol

Nejprve vhodně rozdělují převodový poměr a volím počty zubů. Potom počítám skutečný převodový poměr a kontroluji, zda leží v toleranci převodového poměru. Následně programem Modul získávám vhodnou velikost modulů. Dále provádím kontrolu geometrie kol, výpočet osové vzdálenosti a úhlu β . Na závěr pevnostně kontroluji spolu zabírající kola.

5.2.1 Rozdělení převodového poměru a návrh počtu zubů

Celkový převodový poměr $i = 18,8$. Větší část tohoto převodového poměru volím na první stupeň. Převodový poměr na prvním stupni volím $u_{1,2} = 5$.

Výpočet části převodového poměru na druhém stupni

$$i = u_{1,2} \cdot u_{3,4}$$
$$u_{3,4} = \frac{i}{u_{1,2}} = \frac{18,8}{5} = 3,76 \quad (5.23)$$

Návrh počtu zubů

Počet zubů pastorku na vstupní hřídeli volím $z_1 = 21$ zubů.

$$u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}$$
$$z_2 = u_{1,2} \cdot z_1 = 5 \cdot 21 = 105 \text{ zubů} \quad (5.24)$$

Volím sudý počet zubů $z_2 = 106$ zubů. Počet zubů pastorku na předlokové hřídeli kola volím $z_3 = 27$ zubů.

$$u_{3,4} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$z_4 = u_{3,4} \cdot z_3 = 3,76 \cdot 27 = 101,5 \text{ zubů} \quad (5.25)$$

Volím sudý počet zubů $z_4 = 102$ zubů.

Skutečné převodové poměry

$$u_{1,2sk} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{106}{21} = 5,048 \quad (5.26)$$

$$u_{3,4sk} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{102}{27} = 3,778 \quad (5.27)$$

$$i_{sk} = u_{1,2sk} \cdot u_{3,4sk} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{106}{21} \cdot \frac{102}{27} = 19,069 \quad (5.28)$$

Dolní krajní hodnota tolerance převodového poměru

Toleranci převodového poměru volím $\Delta i = 3 \%$.

$$i - \Delta i = i \cdot \left(1 - \frac{3}{100}\right) = 18,8 \cdot \left(1 - \frac{3}{100}\right) = 18,236 \quad (5.29)$$

Horní krajní hodnota tolerance převodového poměru

$$i + \Delta i = i \cdot \left(1 + \frac{3}{100}\right) = 18,8 \cdot \left(1 + \frac{3}{100}\right) = 19,364 \quad (5.30)$$

Kontrola, zda skutečný převodový poměr leží v daném rozmezí

$$i - \Delta i \leq i_{sk} \leq i + \Delta i \quad (5.31)$$

$$18,236 \leq 19,069 \leq 19,364$$

Daná kombinace zubů vyhovuje. Skutečný převodový poměr leží v určeném rozmezí.

5.2.2 Návrh modulů ozubení

Návrh normálních modulů provádím podle programu Modul.[20] Výpočet normálního modulu předpokládá únavové poškození zubů z namáhání v ohybu a v dotyku. Úhel sklonu zubů volím $\beta = 18^\circ$. Poměrnou šířku ozubení volím $\psi_m = 20$. Velikost součinitele vnějších dynamických sil volím pro ruční pohon $K_A = 1,2$. Materiál pastorku volím zušlechtěnou ocel 12 061. Pastorek je vyroben na hřídeli. Materiál se dodává válcovaný za tepla. Potom následuje obrobení pastorku. Dále se provádí zušlechtování. Po této operaci je potřeba provést broušení funkčních ploch pastorku. Stejný postup i materiál platí pro pastorek na předlohoové hřídeli. Výpočet soukolí 3,4 je uveden ve výpočtové příloze.

Výpočet točivého momentu na vstupní hřídeli

$$T_4 = M_{k4}$$

$$T_4 = T_1 \cdot i_{sk} \cdot \eta_{přev}$$

$$T_1 = \frac{T_4}{i_{sk} \cdot \eta_{přev}} = \frac{1\,067,5}{19,069 \cdot 0,946} = 59,2 \text{ Nm} \quad (5.32)$$

Obr. 5.7 Program Modul – návrh modulu prvního soukolí [20]

Normální modul volím vyšší, než který vyšel předběžným návrhem, a to z důvodu splnění pevnostních podmínek únavového namáhání v ohybu a dotyku a jednorázového přetížení zubů v dotyku a ohybu. Normální modul volím podle normalizované řady modulů pro první soukolí $m_{n1,2} = 2,75$ mm.

5.2.3 Návrh osové vzdálenosti a úhlu šikmého ozubení

Osová vzdálenost přímých zubů

$$a_{1,2} = \frac{m_{n1,2}}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{2,75}{2} \cdot (21 + 106) = 174,63 \text{ mm} \quad (5.33)$$

Osovou vzdálenost zaokrouhluji na $a_{1,2} = 180$ mm.

Výpočet úhlu šikmých zubů

Úhel β získám z pracovní osové vzdálenosti šikmých zubů.

$$a_{1,2} = \frac{m_{t1,2}}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{m_{n1,2}}{2 \cdot \cos\beta_{1,2}} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$\beta_{1,2} = \arccos \left[\frac{m_{n1,2}}{2 \cdot a_{1,2}} \cdot (z_1 + z_2) \right] = \arccos \left[\frac{2,75}{2 \cdot 180} \cdot (21 + 106) \right] = 14,04^\circ \quad (5.34)$$

Úhel šikmých zubů zaokrouhluji na $\beta_{1,2} = 14^\circ$. Úhel šikmých zubů soukolí 3,4 $\beta_{3,4} = 11^\circ$.

5.2.4 Výpočet geometrických a záběrových parametrů

Geometrické a záběrové parametry získám jako výstup z programu Geometrie.[19]

Tab. 5.2 Výběr z geometrického výpočtu ozubení

Veličina	Označení	Rozměr	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Typ ozubení		[-]	vnější	vnější	vnější	vnější
Počet zubů	z	[-]	21	106	27	102
Normální modul	m_n	[mm]	2,75	2,75	3,5	3,5
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]	14	14	11	11
Osová vzdálenost	a	[mm]	180	180	230	230
Jednotková korekce	x	[-]	0,3401	-0,3295	0,267	-0,2599
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0,9353	-0,9062	0,9345	-0,9098
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	54,513	291,737	89,388	353,112
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	59,518	300,424	96,269	363,682
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	66,888	304,112	105,138	368,862
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	21,817	113,427	38,198	133,805
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3	14	4	13
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	5,278	27,441	7,289	25,531

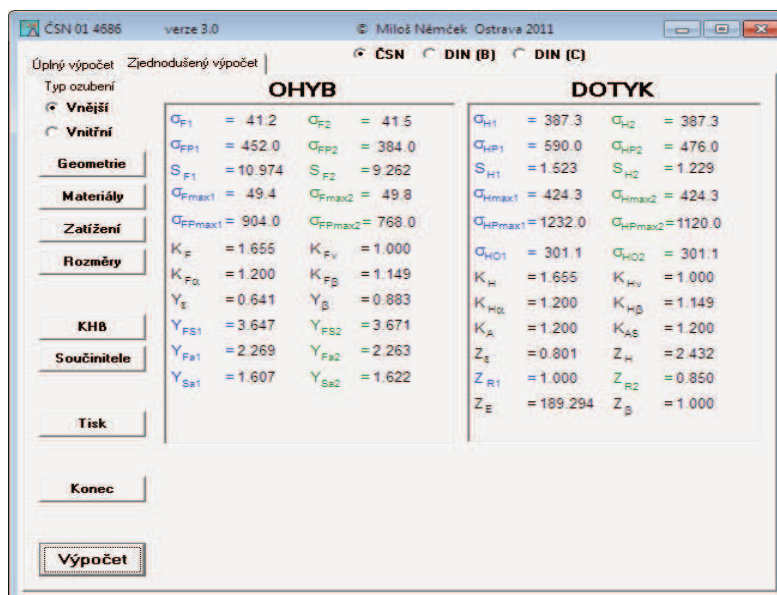
Šířku prvního soukolí volím $b_{1,2} = 60$ mm. Volená šířka je větší než minimální šířka kola pro měření.

$$b_{1,2} \geq b_{min1,2} \quad (5.35)$$

$$60 \geq 27,441$$

5.2.5 Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrolu provádím v programu ČSNw.[18] Materiál kola na vstupní hřídeli volím 42 2719 zušlechtěný. Výsledné hodnoty získám jako výstup z programu ČSNw.



Obr. 5.8 Výsledky zjednodušené pevnostní kontroly ozubení

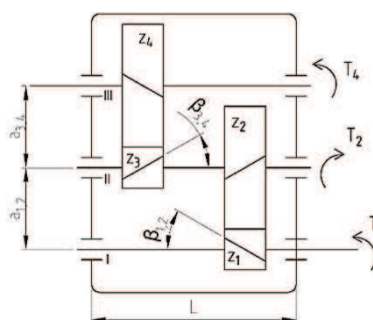
Ozubení pastorku a kola vyhovují pevnostní kontrole, když je současně splněno 8 pevnostních podmínek. Z nich nejkritičtější je únavové namáhání v dotyku druhého kola:

$$s_{H2} > 1,2 \quad (5.36)$$

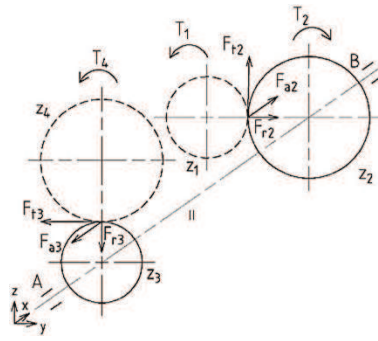
$$1,229 > 1,2$$

5.3 Výpočet předlokové hřídele

Nejprve počítám a určuji, kde působí síly zatěžující hřídel. Následně určuji reakce ve dvou na sebe kolmých rovinách. Dále vytipovávám kritická místa hřídele, pro které počítám ohybové momenty a provádím statickou kontrolu. Na závěr kontroluji ložiska, zda staticky vyhovují.



Obr. 5.9 Schéma převodu



Obr. 5.10 Určení směru působících sil zatěžujících hřídel

5.3.1 Výpočet sil zatěžujících hřídel

Výpočet obvodových sil

$$F_{t2,1} = F_{t1,2} = \frac{T_1}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_1}{\frac{z_1 \cdot m_{n1,2}}{\cos \beta_{1,2}}} = \frac{2 \cdot 59,2 \cdot 10^3}{\frac{21 \cdot 2,75}{\cos 14^\circ}} = 1\,988,6 \text{ N} \quad (5.37)$$

$$F_{t4,3} = F_{t3,4} = \frac{T_2}{\frac{d_{w3}}{2}} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OK}}{d_3} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OK}}{\frac{z_3 \cdot m_{n3,4}}{\cos \beta_{3,4}}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 59,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{106}{21} \cdot 0,995 \cdot 0,98}{\frac{27 \cdot 3,5}{\cos 11^\circ}} = 6\,051,4 \text{ N} \quad (5.38)$$

Výpočet radiálních sil

$$F_{r2,1} = F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}} = 1\,988,6 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 745,9 \text{ N} \quad (5.39)$$

$$F_{r4,3} = F_{r3,4} = F_{t3,4} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{3,4}} = 6\,051,4 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 11^\circ} = 2\,243,8 \text{ N} \quad (5.40)$$

Výpočet axiálních sil

$$F_{a2,1} = F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \text{tg} \beta_{1,2} = 1\,988,6 \cdot \text{tg} 14^\circ = 495,8 \text{ N} \quad (5.41)$$

$$F_{a4,3} = F_{a3,4} = F_{t3,4} \cdot \text{tg} \beta_{3,4} = 6\,051,4 \cdot \text{tg} 11^\circ = 1\,176,3 \text{ N} \quad (5.42)$$

5.3.2 Výpočet ohybových momentů, točivého momentu a posouvajících sil

Rovina y-x

Podmínky rovnováhy

$$y: 0 = R_{ay} - F_{t3} + F_{r2} + R_{by}$$

$$M_b: 0 = R_{ay} \cdot 212 - F_{t3} \cdot (212 - 73,5) + F_{r2} \cdot (212 - 151) - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}$$

Výpočet reakcí

Z momentové podmínky získávám reakci R_{ay} .

$$\begin{aligned} R_{ay} &= \frac{F_{t3} \cdot (212 - 73,5) - F_{r2} \cdot (212 - 151) + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{212} = \\ &= \frac{6\,051,4 \cdot (212 - 73,5) - 745,9 \cdot (212 - 151) + 495,8 \cdot \frac{300,472}{2}}{212} = 4\,090,1 \text{ N} \quad (5.43) \end{aligned}$$

Z rovnováhy sil v ose y získávám reakci R_{by} .

$$R_{by} = F_{t3} - F_{r2} - R_{ay} = 6\,015,4 - 745,9 - 4\,090,1 = 1\,215,4 \text{ N} \quad (5.44)$$

Výpočet ohybových momentů v kritických místech:

$$M_{oyx1} = R_{ay} \cdot 116 - F_{t3} \cdot (116 - 73,5) \quad (5.45)$$

$$M_{oyx1} = 4\,090,1 \cdot 116 - 6\,051,4 \cdot (116 - 73,5) = 217\,267,1 \text{ Nmm}$$

Místo 1 je kritickým místem. Působí, zde kromě ohybového momentu M_{o1} i točivý moment T_2 a dochází k přechodu průměru.

$$M_{oyx4} = R_{ay} \cdot 121 - F_{t3} \cdot (121 - 73,5) \quad (5.46)$$

$$M_{oyx4} = 4\,090,1 \cdot 121 - 6\,051,4 \cdot (121 - 73,5) = 207\,460,6 \text{ Nmm}$$

Místo 4 je kritickým místem. Působí, zde kromě ohybového momentu M_{o4} i točivý moment T_2 a dochází k přechodu průměru.

Rovnice průběhu ohybového momentu v oblasti x_1

$$M_{oyxx1} = R_{ay} \cdot x_1 \quad (5.47)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oyxx11} = 4\,090,1 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (5.48)$$

$$x_1 = 73,5 \rightarrow M_{oyxx12} = M_{oyx3} = 4\,090,1 \cdot 73,5 = 300\,622,4 \text{ Nmm} \quad (5.49)$$

Místo 3 je kritickým místem. Nachází se uprostřed třetího ozubeného kola pastorku. Působí zde ohybový moment M_{o3} i točivý moment T_2 .

Rovnice průběhu ohybového momentu v oblasti x_2

$$M_{oyxx2} = R_{ay} \cdot (73,5 + x_2) - F_{t3} \cdot x_2 \quad (5.50)$$

$$x_2 = 0 \rightarrow M_{oyxx21} = 4\,090,1 \cdot 73,5 = 300\,622,4 \text{ Nmm} \quad (5.51)$$

$$\begin{aligned} x_2 = 151 - 73,5 = 77,5 \rightarrow M_{oyxx22} &= M_{oyx2} = \\ &= 4\,090,1 \cdot (73,5 + 77,5) - 6\,051,4 \cdot 77,5 = 148\,621,6 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (5.52)$$

Místo 2 je kritickým místem. Nachází se uprostřed drážky pro pero pod druhým ozubeným kolem. Působí zde ohybový moment M_{o2} i točivý moment T_2 .

Rovnice průběhu ohybového momentu v oblasti x_3

$$M_{oyxx3} = R_{ay} \cdot (151 + x_3) - F_{t3} \cdot (77,5 + x_3) + F_{r2} \cdot x_3 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} \quad (5.53)$$

$$\begin{aligned} x_3 = 0 \rightarrow M_{oyxx31} &= \\ &= 4\,090,1 \cdot (151 + 0) - 6\,051,4 \cdot (77,5 + 0) + 745,9 \cdot 0 - 495,8 \cdot \frac{300,472}{2} = \\ &= 74\,134,6 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (5.54)$$

$$x_3 = 212 - 151 = 61 \rightarrow M_{oyxx32} = \quad (5.55)$$

$$= 4\,090,1 \cdot (151 + 61) - 6\,051,4 \cdot (77,5 + 61) + 745,9 \cdot 61 - 495,8 \cdot \frac{300,472}{2} = 0 \text{ Nmm}$$

Výpočet točivého momentu

$$T_4 = T_2 \cdot u_{3,4sk} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OK3,4}$$

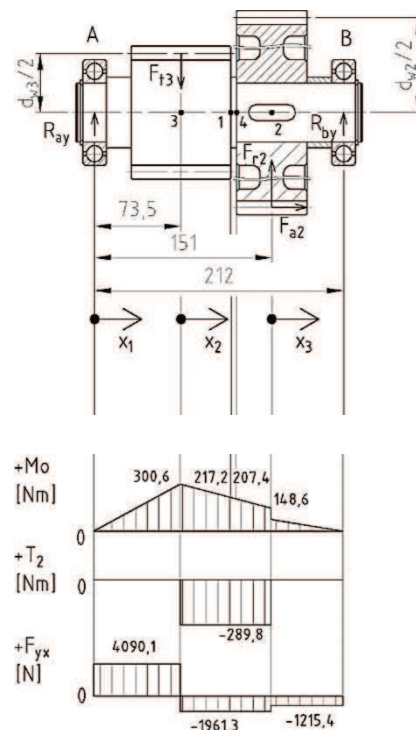
$$T_2 = \frac{T_4}{u_{3,4sk} \cdot \eta_L \cdot \eta_{OK3,4}} = \frac{1\,067,5}{3,778 \cdot 0,995 \cdot 0,98} = 289,8 \text{ Nm} \quad (5.56)$$

Posouvající síly

$$F_{yxx1} = R_{ay} = 4\,090,1 \text{ N} \quad (5.57)$$

$$F_{yxx2} = R_{ay} - F_{t3} = 4\,090,1 - 6\,051,4 = -1\,961,3 \text{ N} \quad (5.58)$$

$$F_{yxx3} = R_{ay} - F_{t3} + F_{r2} = 4\,090,1 - 6\,051,4 + 745,9 = -1\,215,4 \text{ N} \quad (5.59)$$



Obr. 5.11 Působení sil na hřídel v rovině $y - x$ a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Výpočet roviny z-x je uveden ve výpočtové příloze

Tab. 5.3 Výňatek vypočítaných hodnot roviny z-x z přílohy

Veličina	Rozměr	Hodnota
R_{az}	[N]	1 163,6
R_{bz}	[N]	-908,4
M_{ozx1}	[Nmm]	-17 598,5
M_{ozx2}	[Nmm]	-55 405,5
M_{ozx3}	[Nmm]	85 524,6
M_{ozx4}	[Nmm]	-22 999,5

Celkové ohybové momenty v kritických místech

$$M_{o3} = \sqrt{M_{oyx3}^2 + M_{ozx3}^2} \quad (5.60)$$

$$M_{o3} = \sqrt{300\,622,4^2 + 85\,524,6^2} = 312\,551,3 \text{ Nmm}$$

$$M_{o1} = \sqrt{M_{oyx1}^2 + M_{ozx1}^2} \quad (5.61)$$

$$M_{o1} = \sqrt{217\,267,1^2 + (-17\,598,5)^2} = 217\,978,7 \text{ Nmm}$$

$$M_{o4} = \sqrt{M_{oyx4}^2 + M_{ozx4}^2} \quad (5.62)$$

$$M_{o4} = \sqrt{207\,460,6^2 + (-22\,999,5)^2} = 208\,731,6 \text{ Nmm}$$

$$M_{o2} = \sqrt{M_{oyx2}^2 + M_{ozx2}^2} \quad (5.63)$$

$$M_{o2} = \sqrt{148\,621,6^2 + (-55\,405,5)^2} = 158\,613,2 \text{ Nmm}$$

Normální síla

$$x: 0 = F_N - F_{a3} + F_{a2}$$

$$F_N = F_{a3} - F_{a2} = 1\,176,3 - 495,8 = 680,5 \text{ N} \quad (5.64)$$

5.3.3 Statická kontrola kritických míst

Statická kontrola místa 2

Z tvarů hřídele a pera stanovují $d = 44,5 \text{ mm}$, $D = 50 \text{ mm}$, $R = R_1 = 0,6 \text{ mm}$ a $b = 14 \text{ mm}$. Součinitel koncentrace napětí v krutu volím pro drážku $\alpha_{\tau k2} = 1,4$. [16] Ze součinitele koncentrace napětí v krutu stanovují tento součinitel v ohybu. Platí, že tento součinitel v ohybu je přibližně o 30 % větší, než v krutu:

$$\alpha_{\sigma o2} = 1,3 \cdot \alpha_{\tau k2} = 1,3 \cdot 1,4 = 1,82 \quad (5.65)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{T_2}{W_{k2}} = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{289,8 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 44,5^3}{16}} = 16,7 \text{ MPa} \quad (5.66)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{M_{o2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{158\,613,2}{\frac{\pi \cdot 44,5^3}{32}} = 18,3 \text{ MPa} \quad (5.67)$$

Redukované maximální napětí

$$\sigma_{redmax2} = \sqrt{(\sigma_{o2} \cdot \alpha_{\sigma o2})^2 + 3 \cdot (\tau_{k2} \cdot \alpha_{\tau k2})^2} \quad (5.68)$$

$$\sigma_{redmax2} = \sqrt{(18,3 \cdot 1,82)^2 + 3 \cdot (16,7 \cdot 1,4)^2} = 52,6 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti

Mez kluzu materiálu předlokové hřídele je $R_e^{II} = 440 \text{ MPa}$. [20] Statickou bezpečnost volím $k_s = 1,5$.

$$k_{s2}' = \frac{R_e^{II}}{\sigma_{redmax2}} = \frac{440}{52,6} = 8,37 \quad (5.69)$$

$$k_{s2}' \geq k_s \quad (5.70)$$

$$8,37 \geq 1,5$$

Kritické místo 2 má dostatečnou bezpečnost. Vypočtená hodnota je větší než zvolená. Bezpečnost v místě 2 vyšla nejmenší. Jedná se tedy o nejdůležitější kritické místo. Výpočet ostatních kritických míst je uveden ve výpočtové příloze.

Tab. 5.4 Výňatek vypočítaných hodnot z přílohy

Veličina	Rozměr	Hodnota
τ_{k1}	[MPa]	6,8
σ_{o1}	[MPa]	10,3
$\sigma_{redmax1}$	[MPa]	31,4
k_{s1}'	[-]	13,98
τ_{k3}	[MPa]	2
σ_{o3}	[MPa]	4,5
$\sigma_{redmax3}$	[MPa]	11,3
k_{s3}'	[-]	39,04
τ_{k4}	[MPa]	11,8
σ_{o4}	[MPa]	17
$\sigma_{redmax4}$	[MPa]	52,4
k_{s4}'	[-]	8,39

5.3.4 Průhyb a natočení hřídele

Průhyb hřídele a natočení pod ozubenými koly a ložisky stanovují v programu INVENTOR. Výsledky jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 5.5 Průhyb a natočení hřídele

Veličina	Rozměr	Ložisko A	Ložisko B	Kolo 2	Pastorek 3
Průhyb	[mm]	0	0	0,00005	0,00004
Natočení	[°]	0,0043	0,0059	0,0041	0,0085

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozub kola 1,2

$$\delta_{sd1,2} = 0,01 \cdot m_{n1,2} = 0,01 \cdot 2,75 = 0,0275 \text{ mm} \quad (5.71)$$

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozub kola 3,4

$$\delta_{sd3,4} = 0,01 \cdot m_{n3,4} = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ mm} \quad (5.72)$$

Dovolené natočení ozubených kol $\vartheta_{sd} = 0,033^\circ$. Dovolené natočení kuličkových ložisek $\vartheta_{LD} = 0,17^\circ$. [10]

Hodnoty v tabulce jsou menší než dovolené hodnoty. Hřídel z hlediska deformací vyhovuje.

5.3.5 Výpočet ložisek

Nejprve je potřeba spočítat která ložisko je zatěžováno více. Ložisko, na které působí větší zatížení dále kontroluji. Protože ložisko nevykoná více než deset otáček za minutu, kontroluji ložisko staticky.

Výpočet výsledné reakce radiální v podpoře A

$$R_{vrA} = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{az}^2} \quad (5.73)$$

$$R_{vrA} = \sqrt{4\,090,1^2 + 1\,163,6^2} = 4\,252,4 \text{ N}$$

Výpočet výsledné reakce radiální v podpoře B

$$R_{vrB} = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bz}^2} \quad (5.74)$$

$$R_{vrB} = \sqrt{1\,215,4^2 + (-908,4)^2} = 1\,517,4 \text{ N}$$

Výpočet výsledné reakce axiální v podpoře A

$$R_{vaA} = (F_{a3} - F_{a2}) \quad (5.75)$$

$$R_{vaA} = (1\,176,3 - 495,8) = 680,5 \text{ N}$$

Ložisko A je více zatěžováno. Provádím statickou kontrolu Ložiska A. Ložisko volím 6210.

Ekvivalentní statické zatížení ložiska

Součinitel statického zatížení v radiálním směru volím $X_o = 0,6$. Součinitel statického zatížení v axiálním směru volím $Y_o = 0,5$. [8]

$$P_o = 0,6 \cdot R_{vrA} + 0,5 \cdot R_{vaA} \quad (5.76)$$

$$P_o = 0,6 \cdot 4\,252,4 + 0,5 \cdot 680,5 = 2\,891,7 \text{ N}$$

Pokud je P_o menší než R_{vrA} , volím $P_o = R_{vrA} = 4\,252,4 \text{ N}$.

Statická bezpečnost

Základní statická únosnost ložiska je $C_o = 19\,600 \text{ N}$. [8] Statická bezpečnost musí být větší než $S_o = 1,5$. [17]

$$S_o' = \frac{C_o}{P_o} = \frac{19\,600}{4\,252,4} = 4,47 \quad (5.77)$$

$$S_o' \geq S_o \quad (5.78)$$

$$4,47 \geq 1,5$$

Ložisko A vyhovuje.

6. Závěr

Výsledkem mé práce je zařízení na vyklápění kontejneru. Jedním z cílů byl návrh pákového mechanismu. Nejprve jsem provedl návrh délek jednotlivých částí pákového mechanismu. Dále jsem navrhl materiály a polotovary částí pákového mechanismu a provedl pro ně pevnostní kontrolu. Všechny části jsou dostatečně nadimenzovány z hlediska bezpečnosti. Aby nedocházelo k axiálnímu posuvu v kloubech pákového mechanismu, jsou klouby zajištěny čepovými spoji s podložkou a závlačkou. Pro čepové spoje jsem provedl pevnostní kontrolu. Tato kontrola ukázala, že všechny čepy pevnostně vyhovují.

Cílem práce byl také návrh a kontrola čelních ozubených kol. Nejprve jsem navrhl moduly pro obě dvě soukolí a následně kontrolu geometrie. Hnaná kola měla poměrně velké průměry. Protože jsem byl omezen prostorem mezi pákovým mechanismem a převodovkou snažil jsem se jejich velikost zredukovat. Na závěr jsem provedl pevnostní kontrolu obou soukolí. Pevnostní kontrola ukázala, že obě soukolí jsou z hlediska pevnosti správně navržena.

Dalším cílem byl návrh a statická kontrola předlokové hřídele. Vykonal jsem statickou kontrolu nebezpečných míst a výpočet natočení a průhybů. Hřídel je z hlediska statické kontroly lehce předimenzovaná z důvodu splnění dostatečné bezpečnosti v kritických místech. Deformace hřídele vychází malé a nemají na hřídel významný vliv. Na závěr jsem staticky zkontroloval ložiska. Ložiska jsou vhodně nadimenzována.

Ložiska jsou mazána plastickým mazivem. To zabraňuje vniknutí pilin do převodové skříně. Je nutné kontrolovat znečištění plastického maziva pilinami každé 3 měsíce. V případě znečištění maziva je nutné mazivo vyměnit. Plastické mazivo je třeba doplnit každých 12 měsíců.

7. Seznam použité literatury

- [1] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonu strojů*. Skriptum VŠB – TUO, Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] Leinveber, J.: *Strojnické tabulky. Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Albra, Úvaly, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] *Ajprodukty* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z:
<https://www.ajprodukty.cz/sklady-dilny-a-prumysl/transport-a-manipulace/vyklopne-kontejnery/kontejner-s-vyklopnym-dnem/463595-19437466.wf?productId=19437447>
- [4] *Ajprodukty* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z:
<https://www.ajprodukty.cz/sklady-dilny-a-prumysl/transport-a-manipulace/vyklopne-kontejnery/vyklopny-kontejner/463595-19436418.wf>
- [5] *Bolzano* [online]. [cit. 2018-03-18] Dostupné z:
http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti_S355J2.pdf
- [6] *Bolzano* [online]. [cit. 2018-03-22] Dostupné z:
http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP_prehled_vlastnosti_S235JR.pdf
- [7] *Broxtec* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z:
<http://www.broxtec.cz/page/1726.vyklopne-kontejnery-na-odpad-trisky/>
- [8] *Exvalos* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupní z:
http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf
- [9] *Ferona* [online]. [cit. 2018-03-18]. Dostupné z:
<https://online.ferona.cz/detail/27638/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-40x3>
- [10] Havlík, J. a P. Maršálek. *Výpočty a konstrukce strojních dílů cvičení* [online]. VŠB – TUO, Ostrava, 2014. Dostupné z:
https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf
- [11] *Mevatec* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z:
<https://www.mevatec.cz/Kontejner-pro-otocne-vidlice-1100-l-d2140.htm>

- [12] *SDO technika s.r.o.* [online] [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:
<http://obchod.sdotechnika.cz/Popelnice-plastova-SULO-2401-cerna-d1709.htm>
- [13] *Siegl* [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z:
<https://www.siegl.cz/kontejner-odpad-sut-zemina-4m3-5tun>
- [14] *Stavo-shop* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z:
<https://www.stavo-shop.cz/vyklopny-kontejner-a-d>
- [15] *Stavo-shop* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z:
<https://www.stavo-shop.cz/vyklopny-kontejner-t>
- [16] *The Car Tech* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z:
http://www.thecartech.com/newsite/subjects/machine_elements_design/note_2_files/image006.jpg
- [17] *ZKL Group* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z:
<http://www.zkl.cz/sites/default/files/jpg/t510.jpg>
- [18] Němček, M.: *Program ČSNw – ČSN 01 4686*, verze 1.2, 10/2008.
- [19] Němček, M.: *Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol*, verze 3, 2008.
- [20] Němček, M.: *Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4*, 5/2007.

8. Seznam příloh

Výkres sestavy Zařízení na vyklápění kontejneru	ULM0018-BP-01
Seznam položek Zařízení na vyklápění kontejneru	ULM0018-BP-01/K
Výrobní výkres předlohové hřídele s ozubeným kolem 3	ULM0018-BP-01-01-01
Výkres podsestavy převodovky	ULM0018-BP-01-01
Seznam položek převodovky	ULM0018-BP-01-01/K
Výpočtová příloha	