

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh modulárního kolejového vozíku

Design of a Modular Rail Cart

Student:

Dominik Pluskal

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Patrik Sniehotta, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student:	Dominik Pluskal
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma:	Návrh modulárního kolejového vozíku Design of a Modular Rail Cart
Jazyk vypracování:	čeština

Zásady pro vypracování:

Kolejové vozíky se převážně používají při opravách lokálních tratí. Slouží k převozu nářadí, sypkého materiálu, jako platformy pod těžká zařízení nebo pro přepravu kolejnic. V současné době se používají jednoúčelové vozíky.

Cílem práce je navrhnout modulární vozík, který dokáže nahradit více typů jednoúčelových vozíků. Práce je vytvářena ve spolupráci s firmou KOEXPRO OSTRAVA a.s.

Požadavky:

- rozchod kol 1435 mm
- průměr kol 250 mm
- rozměry ložné plochy 6x2,4 mm
- nosnost vozíku 6t
- možnost připojení pohonné jednotky (drezína, dvoucestný bagr)
- jednoduchá kompletace vozíků
- maximálně jednoduchá výměna nástaveb bez použití speciálního nářadí
- minimální využití v současnosti vyráběných dílů
- podvozek není brzděný

Požadované nástavby:

- pro přepravu jednotlivých kolejnic
- korba pro převoz 2,5 m³ sypkého materiálu
- plošina s úchyty pro převoz strojů
- uzamykatelná skříň pro přepravu nářadí

Cíle práce:

- rešerše a analýza stávajících řešení na trhu
- konstrukční návrh nového typu vozíku
- pevnostní výpočet hlavních částí vozíku
- vypracování výkresové dokumentace (sestava a jeden výrobní výkres)

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, Alfréd; Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
- DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s.

ISBN 80-7225-018-3.

KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 88 s. ISBN 80-248-0880-3.

KŘÍŽ, Rudolf; Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1994, 254 s. ISBN 80-85827-58-1.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

MORAVEC, Vladimír; Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.

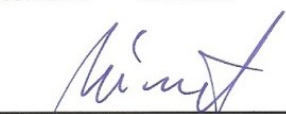
Firemní katalogy

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Patrik Sniehotta, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



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 15. května 2017



.....
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 15. května 2017



.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Dominik Pluskal

Adresa trvalého pobytu autora práce: Náměstí Jana Nerudy 618/2, Ostrava, 708 00

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu bakalářské práce **Ing. Patrik Sniehotta, Ph.D.** za odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PLUSKAL, D. *Návrh modulárního kolejového vozíku: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 45 s. Vedoucí práce: Sniehotta, P.

Cílem této práce je navrhnout modulární kolejový vozík, který bude sloužit k přepravě komodit nezbytných pro práci na kolejích. Podvozek vozíku musí odpovídat rozchodu kolejnic 1435 mm používaných v České republice a nebude bržděný. Dle požadavků bude nosnost vozíku 6 tun, bude umožňovat připojení pohonné jednotky (drezíny, dvoucestného bagru). Jednotlivé nástavby vozíku sloužící k různým účelům musí být snadno zaměnitelné dle potřeby dané práce.

KLÍČOVÁ SLOVA

kolejový vozík, nástavby

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PLUSKAL, D. *Design of a Modular Rail Cart: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 45 p. Thesis head: Sniehotta, P.

The aim of this work is to design a modular rail cart that will be used to transport the commodities requisite for work on the tracks. The wheelframe must correspond to the 1435 mm rail gauge used in the Czech Republic and will not be braked. According to requirements, the capacity of the cart will be 6 tons, it will allow the connection of the drive unit (the trolley, the two-way excavator). The individual extensions for different purposes must be easily interchangeable as required by the work.

KEY WORDS

rail cart, extensions

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod	12
2 Způsoby řešení na trhu	13
3 Návrh vlastní konstrukce.....	16
4 Pevnostní výpočty	19
4.1 Výpočet zatěžujících sil	19
4.2 Pevnostní kontrola podélných nosníků korby.....	24
4.3 Pevnostní kontrola dna korby	28
4.3.1 Zatížení podlahy	28
4.3.2 Výsledky	30
4.3.3 Zhodnocení výsledků výpočtu	31
4.4 Pevnostní kontrola bočnic korby.....	31
4.5 Pevnostní kontrola podvozku.....	32
4.5.1 Pevnostní kontrola příčného nosníku podvozku.....	32
4.5.2 Pevnostní kontrola poloviny podvozku	35
4.5.3 Kontrola trvanlivosti ložisek	38
4.5.4 Kontrola čepu pro připojení nástavby.....	39
4.5.5 Pevnostní kontrola svaru	41
5 Závěr.....	43
6 Literatura.....	44

Seznam použitých značek a symbolů

SYMBOL	VELIČINA	JEDNOTKA
l_k	maximální ložná délka	mm
A	plocha průřezu kolejnice	mm ²
Q_k	měrná hmotnost kolejnice	kg/m
Q_{k12}	měrná hmotnost 12 kusů kolejnic	kg/m
m'_k	hmotnost naložených 12 kusů kolejnic	kg
V_k	objem naložených 12 kusů kolejnic	m ³
Q_m	měrná hmotnost sypkého materiálu zrnitosti 32/63	kg/m ³
S	užitková ložná plocha korby	m ²
v	užitková výška korby	mm
V	objem korby	m ³
α_{max}	sypký úhel normálně sypkého materiálu	°
V_c	navýšený objem sypkého materiálu	m ³
V_{cp}	navýšený objem sypkého materiálu snížený o objem kolejnic	m ³
m'_c	celková hmotnost naložených komodit	kg
V_1	objem zatěžující oba nosníky mezi podpěrami	m ³
V_2	objem zatěžující oba nosníky za podpěrami	m ³
l_1	vzdálenost dvou podpěr	mm
l_2	délka nosníku za podpěrou	mm
V_{1p}	objem syp. materiálu zatěžujícího oba nosníky mezi podpěrami	m ³
V_{2p}	objem syp. materiálu zatěžujícího oba nosníky za podpěrami	m ³
m'_1	hmotnost materiálu zatěžujícího oba nosníky mezi podpěrami	kg
m'_2	hmotnost materiálu zatěžujícího oba konce obou nosníků	kg
m_1	hmotnost materiálu zatěžujícího jeden nosník mezi podpěrami	kg
m_2	hmotnost materiálu zatěžujícího oba konce jednoho nosníku	kg
G_1	tíha materiálu zatěžujícího jeden nosník mezi podpěrami	N
G_2	tíha materiálu zatěžujícího jeden nosník za oběma podpěrami	N
g	gravitační zrychlení	m/s ²
R_{ay}	reakce v podpoře A	N
R_{by}	reakce v podpoře B	N
M_{o1}	ohybový moment ve vzdálenosti l_1' k jedné z podpěr	N·mm
M_{o2}	ohybový moment ve vzdálenosti l_2' k jedné z podpěr	N·mm
W_{o1}	modul průřezu podélného nosníku korby v ohybu	mm ³
σ_{o1}	ohybového napětí od momentu M_{o1}	MPa

σ_{o2}	ohybového napětí od momentu M_{O2}	MPa
σ_d	dovolené napětí	MPa
k_s	součinitel statické bezpečnosti	-
$R_{e_{min}}$	minimální mez kluzu	MPa
E	modul pružnosti oceli	MPa
I_1	kvadratický moment podélného nosníku korby	mm ⁴
α	úhel natočení podélného nosníku korby	rad
y_{max1}	průhyb podélného nosníku korby	mm
G_c	tíhová síla nákladu	N
p	tlak od tíhy nákladu	MPa
Q_{max}	maximální měrná hmotnost nákladu	kg/m ³
l_b	délka bočnice	mm
F_B	hydrostatická síla od naložených komodit	N
p_B	tlak na bočnici	MPa
m_k	uvažovaná hmotnost korby	kg
G_v	síla zatěžující jeden podvozek	N
R_{by}'	reakce v podpoře B'	N
R_{ay}'	reakce v podpoře A'	N
W_{o2}	modulu průřezu nosníku podvozku v ohybu	mm ³
M_{o3}	ohybový moment v místě působení síly G_v	N·mm
l_3'	vzdálenost působení síly G_v ve středu nosníku podvozku od nápravy	mm
σ_{o3}	ohybového napětí od síly G_v	MPa
I_2	kvadratický moment nosníku podvozku	mm ⁴
α_{A2}	úhel natočení nosníku podvozku	rad
y_{max2}	průhyb nosníku podvozku	mm
F_h	síla působící na jednu osu	N
l_t	vzdálenost působení síly $F_h/2$ od středu ložiska	mm
l_k	vzdálenost středů ložisek	mm
\varnothing_{d_o}	průměr osy	mm
R_{by}'	reakce v podpoře B'	N
M_{o4}	ohybový moment od síly $F_h/2$	N·mm
W_{o3}	modul průřezu v ohybu pro osu	mm ³
σ_{o4}	ohybové napětí od síly $F_h/2$ na osu	MPa
R_m	mez pevnosti materiálu	MPa
R_e	mez kluzu materiálu	MPa
k_{so}	statická bezpečnost osy	-

C	základní dynamická únosnost	N
C ₀	základní statická únosnost	N
r	mezní otáčky	min ⁻¹
L ₁₀	zákl. trvan. ložiska v miliónech otáčkách při 90 % spolehlivosti	mil.ot.
p	exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem	-
v _{max}	maximální provozní rychlost	m/min
Ø _{d_k}	průměr pojezdového kola	mm
n _k	provozní otáčky	min ⁻¹
L _{10h}	trvanlivost ložiska v provozních hodinách	h
m _{vteor}	maximální teoretická hmotnost vozíku	kg
f	koeficient tření litina/ocel za sucha	-
F _f	třecí síla mezi koly a koleje	N
l _p	délka uložení čepu v příčném nosníku korby	mm
l _b	tloušťka bronzové desky	mm
M _{oč}	ohybový moment od třecí síly	N·mm
W _{o4}	modul průřezu v ohybu čepu	mm ³
σ _{oč}	ohybové napětí v čepu	MPa
p _o	napětí čepu na otlačení	MPa
p _s	napětí čepu na stříh	MPa
Re _{11 523}	mez kluzu materiálu čepu	MPa
σ _{doč}	dovolené napětí čepu	MPa
a	charakteristický rozměr svaru	mm
t	rozměr svaru	mm
β	součinitel velikosti svaru	-
τ _{Mo} ; τ _F	jmenovité namáhání svaru	MPa
σ _c	celkové napětí ve svaru	MPa
σ _{DO SV}	dovolené napětí ve svaru	MPa

1 Úvod

Kolejové vozíky nacházejí uplatnění především při práci a opravách na lokálních tratích. Při výměnách či jiných úkonech s kolejemi je potřeba dopravit požadovaný materiál, stroje a nářadí až do několika kilometrových vzdáleností, které bývají často nedostupné pro silniční vozidla, což vede k potřebě použití dopravy po kolejích. Vzhledem k aktuálním konstrukčním řešením nabízených vozíků je značně pracné a zdlouhavé, jelikož vozíky jsou ve většině případů pouze jednoúčelové nebo nevyhovují požadovaným nárokům.

Pro přepravu sypkého materiálu nejsou na českém trhu k dostání adekvátní nástavby, tudíž se sypký materiál přepravuje vždy po jedné výkopové lžící bagru, jejíž objem odpovídá přibližně jedné tuně materiálu, a to maximální rychlostí 20 kilometrů za hodinu.

Výsledkem této práce je pojezdový vozík, který umožňuje přepravu nejen sypkého materiálu, ale také dalších nezbytných součástí a nářadí pro práci na kolejích.

2 Způsoby řešení na trhu

Mezi nejvíce rozšířené manipulační kolejové vozíky jednoznačně patří ruční kolejové vozíky. Tyto vozíky slouží k přepravě náradí a potřebného materiálu po kolejích při provádění úkonů na železnici. Jedná se o lehký dopravní prostředek ovládaný lidskou silou, uzpůsobený pro jízdu po železničních kolejích s rozchodem 1435 mm. Tyto vozíky nedisponují příliš velkou nosností, z pravidla se jedná o vozíky s nosností 500 nebo 250 kg. Samotná konstrukce takovýchto vozíků se sestává z ložné plošiny, ke které jsou ze spodní strany upevněna většinou čtyři pojezdová kola. Po bocích a čelech mohou být vozíky vybaveny bočnicemi, které slouží zároveň jako madla pro tlačení, nebo případně tažení lidskou silou. Tyto bočnice slouží také jako zábradlí pro zabezpečení proti pohybu naloženého materiálu. Bočnice mohou být odnímatelné pro snadnější manipulaci s naloženým materiálem. Vzhledem k malé velikosti těchto vozíků, bývají vozíky často skládací, což umožní jednodušší přepravu vozíku mezi jednotlivými pracovišti.



Obr. 2.1 Ruční manipulační vozík

Nejčastěji využívaným vozem pro přepravu sypkých materiálu je jednoúčelový vůz Falls 11 vyráběný firmou ČD Cargo. Jedná se o čtyřnápravový výsypný vůz s pneumatickým ovládáním výsypných klapek. Výrobce uvádí, že vůz je určen pro přepravu uhlí, koksu a dalších volně ložených sypkých substrátů o zrnitosti max. 250 a to o maximálním objemu 75 m³. Podvozek vozu je brzděný a přizpůsoben provozu na tratích s rozchodem kolejnic 1435 mm. Hmotnost prázdného vozu činí 26,8 t, tudíž je vůz tažen nebo tlačěn za pomoci lokomotivy.



Obr. 2.2 Vůz Falls 11

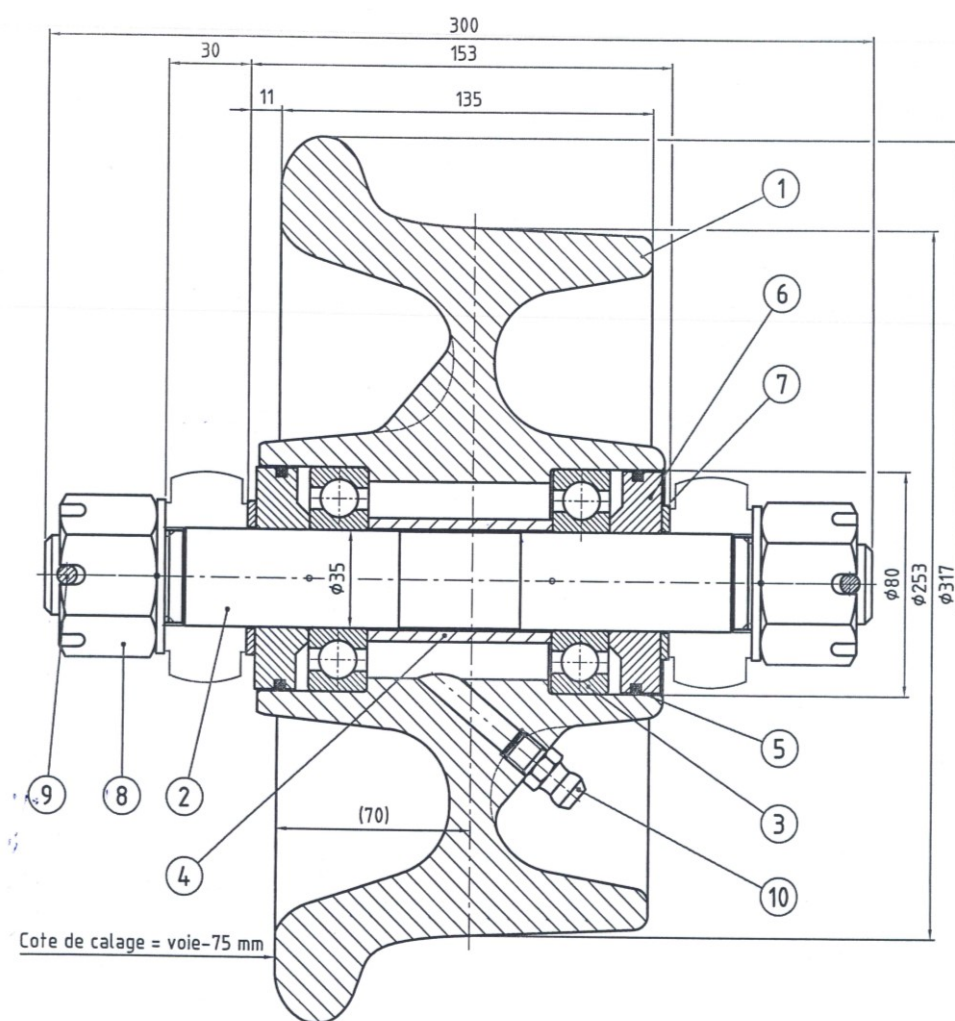
Pro přepravu kolejnic se využívá souprava SDK II. Tato souprava umožňuje přepravu 24 kusů dlouhých kolejnicových pásů do délky až 250 m. Souprava je funkčně oboustranná k přepravě, nakládání i skládání kolejnicových pásů. Při použití soupravy je možné skládání jednotlivých kolejnicových pásů nebo dvojice přímo do osy koleje nebo také nakládání jednotlivých pásů nebo dvojic pásů z osy koleje, nebo z míst za hlavami pražců. Při práci se soupravou je potřeba 5členné posádky samotné soupravy a dalších 6 až 16 pomocných zaměstnanců, podle zvoleného postupu práce při manipulaci s dlouhými kolejnicovými pásy.



Obr. 2.3 Souprava SDK II

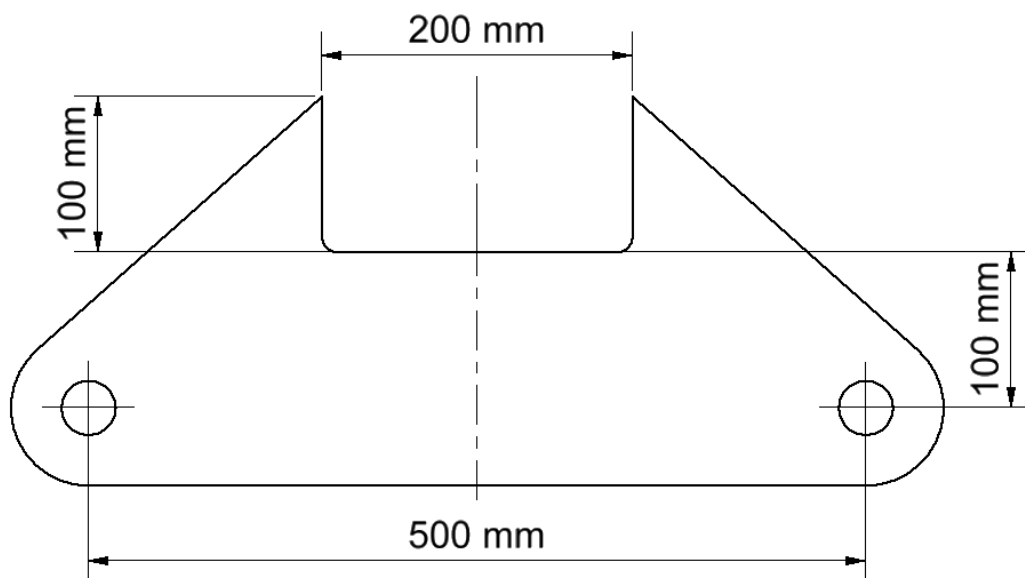
3 Návrh vlastní konstrukce

Konstrukce podvozku musí odpovídat zadaným požadavkům. Tudiž jsem použil kola o průměru 250 mm dodávaných firmou Geismar, dle požadavků firmy Koexpro. Výrobce uvádí, u jím dodávaným uložením kola, maximální nosnost 2,5 tuny. Pro můj podvozek jsem použil taková kola čtyři, na každé straně nápravy podvozku dvě, takže při uvažování rovnoměrného rozložení tíhy od nákladu, by podvozek měl být schopen převážet až 10 tun.



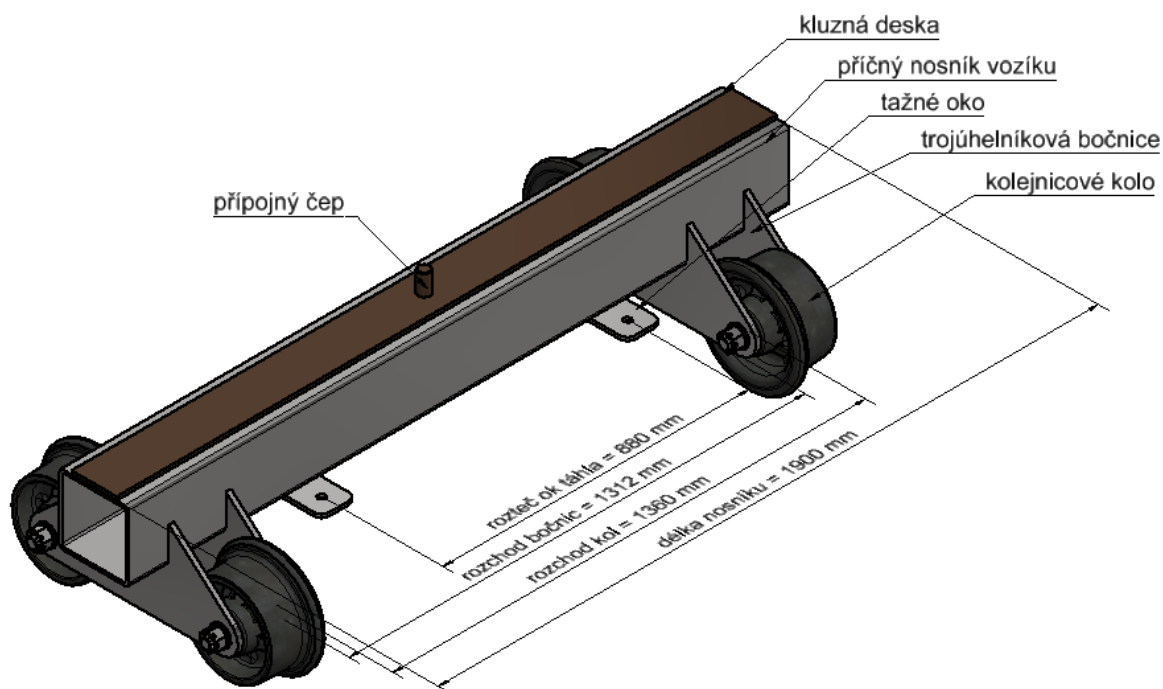
Obr. 3.1 Výkres uložení použitého kola

Dvě kola na každé straně podvozku jsou spojena z obou stran bočnicí – trojúhelníkovým výpalkem o tloušťce 15 mm s roztečí os kol 500 mm. V horní části tohoto výpalku je výřez pro přivaření příčného nosníku o rozměrech 200x200x8 mm. Příčný nosník je do výpalku zasazen z poloviny a spojuje dva páry kol (nápravy).



Obr. 3.2 Rozměry trojúhelníkového výpalku

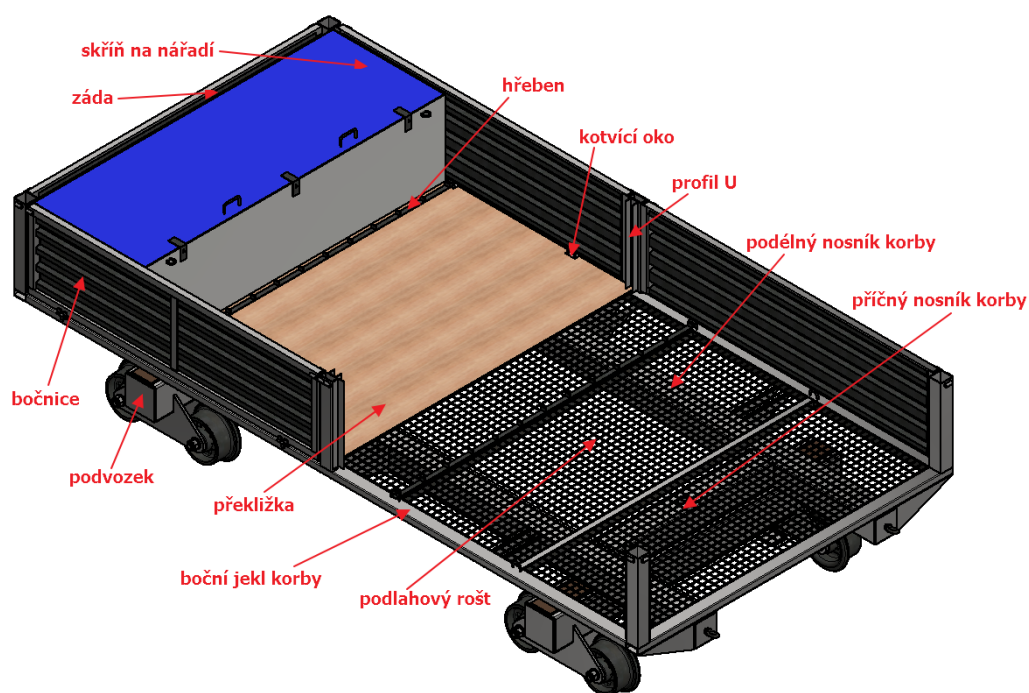
Pro ukotvení nástaveb slouží přípojný čep ve středu příčného nosníku. Podvozek umožňuje připojení k pohonné jednotce použitím táhla ST 03 K dodávaného firmou Koexpro. Rozteč připojovacích ok pro toto táhlo je 880 mm. Na horní části je k nosníku přilepena bronzová deska, která slouží jako kluzné ložisko pro možné natáčení podvozku při průjezdu výhybkami.



Obr. 3.3 Schéma podvozku

Vozík jako celek je tvořen dvěma podvozky a víceúčelovou korbou. Podvozky je možné spojit dvěma zahnutými tyčemi k vymezení odpovídající vzdálenosti přípojných čepů od sebe pro správné umístění korby.

Konstrukci korby jsem navrhnul tak, aby bylo co nejjednodušší její rozložení na samotnou ložnou plochu. Vozík umožňuje převážet bezpečně uložených 12 kusů jakéhokoliv typu širokopatných kolejnic. Pro bezpečné uložení kolejnic jsem navrhnul hřeben, který je možné zasunout mezi dvě oka na každé straně korby a značně tak zamezit pohybu kolejnic v příčném směru vůči směru pohybu vozíku. Při odejmutí zad lze získat vozík, který lze použít pro převážení delších kusů kolejnic podobně jako souprava SDK II (2.3) zmíněná v rešerši. Bezpečné ukotvení strojů při přepravě je možné použitím 4 párů ok přivařených k bočním podélným jeklům korby. Těmito oky lze protáhnout upínací popruhy a bezpečně tak náklad zajistit. Korbu lze také jednoduše rozdělit na dvě stejně velké části, a to umístěním bočnice (zad) do středu korby, kde pro uložení středové přepážky (bočnice, zad) slouží na obou středových sloupcích přivařené profily U. Pro převoz ručního náradí jsem navrhl uzamykatelnou skříň tak, aby ji bylo možné umístit vždy mezi kotvící oka a zajištění jejího pohybu pomocí hřebenu či zad. K vyztužení dna jsem použil podlahové rošty, pro jejich malou hmotnost a zároveň dobré pevnostní vlastnosti. Na podlahové rošty přijde položit tenká dřevěná překližka, pro zabránění propadnutí menších zrn sypkého materiálu. Základním spojovacím prvkem všech dílů vozíku jsou svary. Jelikož svary korby jsou především pouze spojovací, nikoliv nosné, neprovádím jejich pevnostní kontrolu.



Obr. 3.4 Konstrukce vozíku

4 Pevnostní výpočty

Dle požadavků zadání má vozík umožňovat převážet kolejnice a $2,5 \text{ m}^3$ sypkého materiálu zrnitosti 32/63. Po konzultaci s firmou Koexpro jsme se dohodli, že na vozík bude možné naložit až 12 kusů libovolného typu širokopatných kolejnic dodávaných Třineckými železárnami, a to o maximální délce $l_k = 4080 \text{ mm}$.

4.1 Výpočet zatěžujících sil

Pro pevnostní výpočty uvažují naložení 12 kusů největšího typu kolejnic dodávaných firmou Třinecké železárně, a to typem 136RE.

Tvar kolejnice	H – výška kolejnice	B – šířka paty	C – šířka hlavy	S – tloušťka stojiny	G-hmotnost	A – průřez. plocha	Moment setrvačnosti	Modul průřezu
jednotka	mm	mm	mm	mm	(kg/m)	(cm^2)	$J_x (\text{cm}^4)$	$W_x (\text{cm}^3)$
46E1/SBB1	145	125	65	14	46,17	58,82	1641,1	217
M48	148	120	70	14	48,4	61,69	1745,4	234,7
49E5	149	125	70	14	49,13	62,59	1799,7	237
49E1/S49	149	125	70	14	49,39	62,92	1816	240,3
100ARA-A	152,4	139,7	68,9	14,3	49,9	63,57	2028	245,7
50E6/U50	153	140	67,4	15,5	50,9	64,84	2017,8	248,3
54E2/UIC54E	161	125	69,5	16	53,82	68,56	2307	276,4
54E4	154	125	70	16	54,31	69,19	2056	259,2
54E3/S54	154	125	70	16	54,57	69,52	2074	262,8
54E1/UIC54	159	140	72,2	16	54,77	69,77	2337,9	278,7
115RE	168,28	139,7	69,06	15,88	56,74	72,37	2726	295
60E2	172	150	74,3	16,5	60,05	76,5	3022	330,4
60E1/UIC60	172	150	74,3	16,5	60,21	76,7	3038,3	333,6
R65	180	150	75	18	64,87	82,64	3543,1	359
P65	180	150	75	18	64,88	82,65	3540	358
136RE	185,73	152,4	74,61	17,46	67,41	85,86	3914	387,6

Obr. 4.1 Typy vyráběných širokopatných kolejnic

- plocha průřezu kolejnice $A = 8586 \text{ mm}^2$

- měrná hmotnost kolejnice $q_k = 67,41 \text{ kg/m}$

- měrná hmotnost 12 kusů kolejnic:

$$q_{k12} = 12 \cdot q_k = 12 \cdot 67,41 = 808,92 \text{ kg/m} \quad (4.1)$$

- hmotnost naložených 12 kusů kolejnic:

$$m'_k = \rho_{k12} \cdot l_k = 808,92 \cdot 4,080 = 3300,393 \text{ kg} \quad (4.2)$$

- objem naložených 12 kusů kolejnic:

$$V_k = 12 \cdot A \cdot l_k = 12 \cdot 8586 \cdot 4080 = 420370560 \text{ mm}^3 \doteq 0,42 \text{ m}^3 \quad (4.3)$$

Kolejnice uvažují pro ten výpočet naložené na dně korby v úchytech pro to navržené. Zbytek objemu korby (prostor mezi kolejnicemi, prostor nad nimi a kolem nich) uvažují zasypán sypkým materiálem. Takovýto způsob naložení nejspíš nikdy nenastane, jelikož by bylo velice obtížné až téměř nemožné vyložení sypkého materiálu z korby. Příklad naložení uvažují jen teoreticky, pro získání představy o rozložení materiálu v korbě a jeho celkovou hmotnost, se kterou budu celý vozík dimenzovat.

- měrná hmotnost sypkého materiálu zrnitosti 32/63 $\rho_m = 1288 \text{ kg/m}^3$

Pro výpočet užitékové ložné plochy korby jsem použil software Autodesk Inventor Professional 2017.

- užitéková ložná plocha korby $S = 8235200 \text{ mm}^2 = 8,235 \text{ m}^2$

K výpočtu tíhové síly od naložených komodit potřebuji spočítat objem korby.

- užitéková výška korby $v = 510 \text{ mm}$

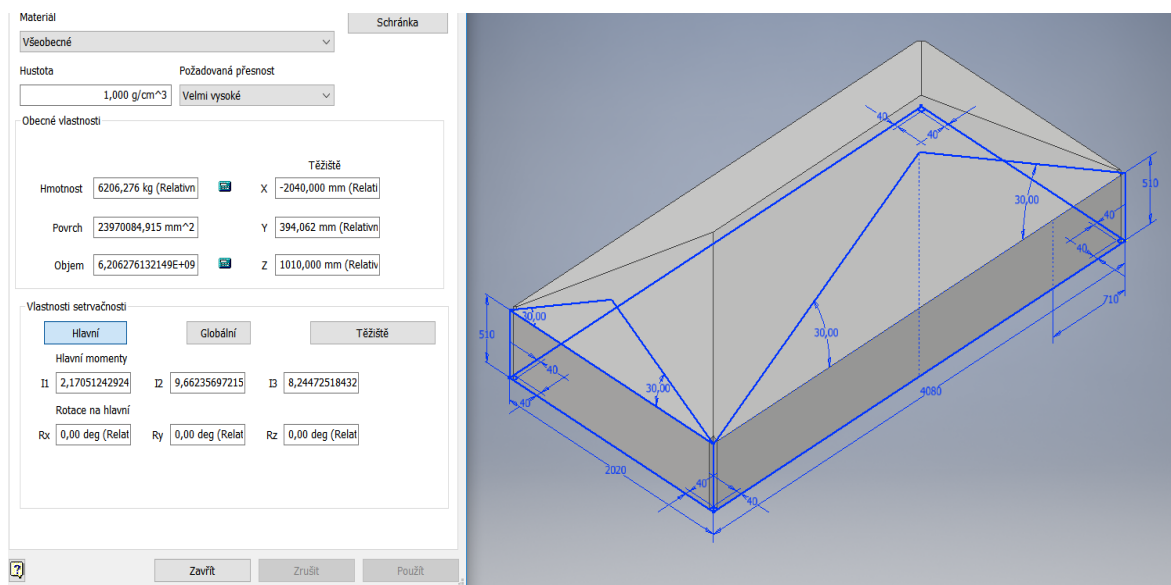
- výpočet objemu korby:

$$V = S \cdot v = 8235200 \cdot 510 = 4199952000 \text{ mm}^3 \doteq 4,2 \text{ m}^3 \quad (4.4)$$

Vlivem sypkosti materiálu pro normálně sypké materiály je možné objem navýšit pod sypkým úhlem $\alpha_{\max} = 30^\circ$. Takto navýšený objem jsem zjistil opět pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2017.

- navýšený objem sypkého materiálu:

$$V_c = 6206276132 \text{ mm}^3 \doteq 6,2 \text{ m}^3 \quad (4.5)$$



Obr. 4.2 Výpočet navýšeného objemu sypkého materiálu

Pro pevnostní výpočty tedy uvažuji zasypání již zmíněných 12 kusů kolejnic sypkým materiálem zrnitosti 32/63. Musím snížit navýšený objem sypkého materiálu o objem kolejnic.

- navýšený objem sypkého materiálu snížený o objem kolejnic:

$$V_{cp} = V_c - V_k = 6,2 - 0,42 = 5,8 \text{ m}^3 \quad (4.6)$$

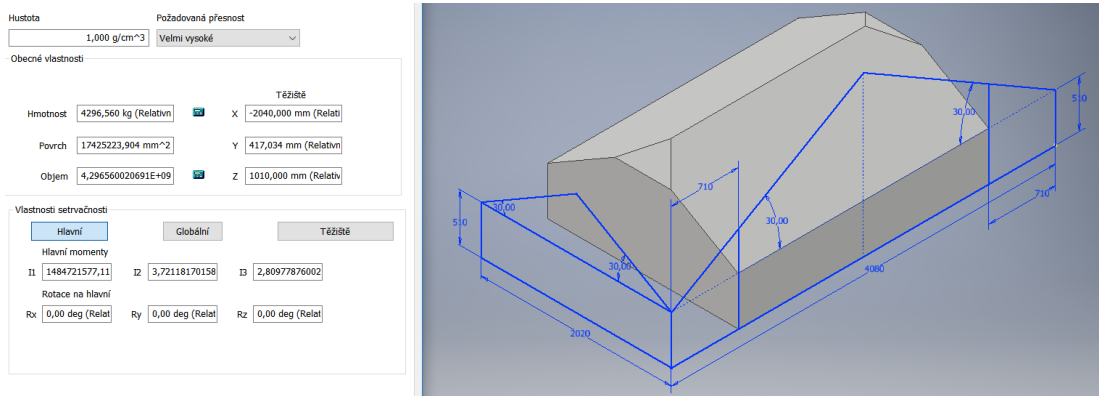
- celková hmotnost naložených komodit:

$$m_c' = V_{cp} \cdot \rho_m + m_k' = 5,785 \cdot 1288 + 3300,393 = 10752,5 \text{ kg} \quad (4.7)$$

V případě plného zatížení korby uvažuji pro výpočet rozložení hmotnosti rovnoměrně na dva podélné nosníky. Vzhledem ke konstrukci korby jsem rozdělil objem na tři části, dvě části zatěžují nosníky v části za podpěrami (podvozky) a třetí část objemu zatěžuje nosníky mezi podpěrami (dvěma podvozky). Tyto objemy jsem určil vymodelováním předpokládané podoby v softwaru Autodesk Inventor Professional 2017.

- objem zatěžující oba nosníky mezi podpěrami (viz Obr. 4.3):

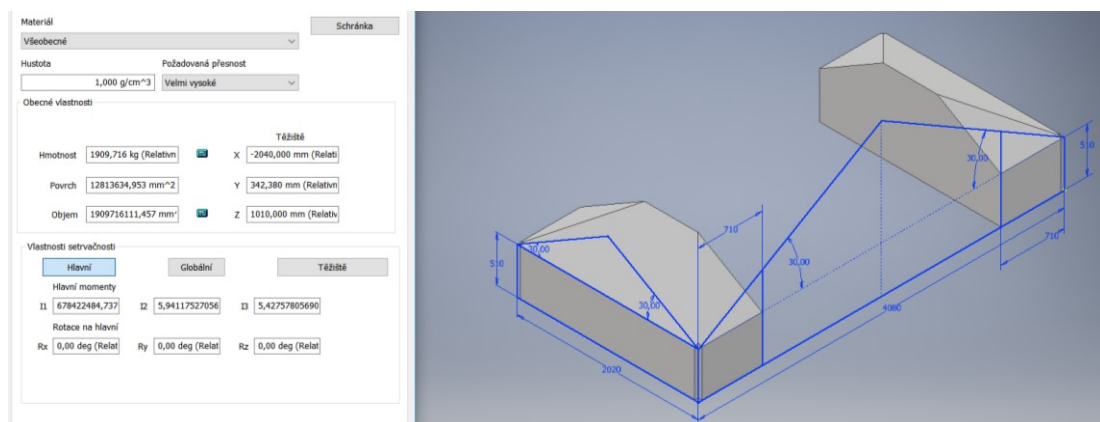
$$V_1 = 4296560020,691 \text{ mm}^3 \doteq 4,3 \text{ m}^3 \quad (4.8)$$



Obr. 4.3 Výpočet objemu mezi podpěrami

- objem zatěžující oba nosníky za podpěrami (viz Obr. 4.4):

$$V_2 = 1909716111,457 \text{ mm}^3 \doteq 1,91 \text{ m}^3 \quad (4.9)$$



Obr. 4.4 Výpočet objemu za podpěrami

Vzhledem k uvažování naložení komodit o různé měrné hmotnosti je potřeba i tyto objemy snížit o objem kolejnic na dané ploše.

- vzdálenost dvou podpěr $l_1 = 2660 \text{ mm}$

- délka nosníku za podpěrou $l_2 = 710 \text{ mm}$

- objem sypkého materiálu zatěžujícího oba nosníky mezi podpěrami:

$$V_{1p} = V_1 - (12 \cdot A \cdot l_1) = 4296560020,691 - (12 \cdot 8586 \cdot 2660) =$$

$$V_{1p} = 4022494901 \text{ mm}^3 = 4,02 \text{ m}^3 \quad (4.10)$$

- objem sypkého materiálu zatěžujícího oba nosníky za podpěrami:

$$V_{2p} = V_2 - (12 \cdot A \cdot 2 \cdot l_2) = 1909716111 - (12 \cdot 8586 \cdot 2 \cdot 710) =$$

$$V_{2p} = 1763410671 \text{ mm}^3 = 1,76 \text{ m}^3 \quad (4.11)$$

Výsledné hmotnosti zatěžující jednotlivé části obou nosníků, jsou tedy součtem hmotností jednotlivých komodit uložených na dané ploše.

- hmotnost materiálu zatěžujícího oba nosníky mezi podpěrami:

$$m_1' = V_{1p} \cdot \rho_m + \rho_{km} \cdot l_1 = 4,02 \cdot 1288 + 808,92 \cdot 0,266 =$$

$$m_1' = 7332,0632 \text{ kg} \quad (4.12)$$

- hmotnost materiálu zatěžujícího oba konce obou nosníků:

$$m_2' = V_{2p} \cdot \rho_m + \rho_{km} \cdot 2 \cdot l_2 = 1,763 \cdot 1288 + 808,92 \cdot 2 \cdot 0,710 =$$

$$m_2' = 3419,939 \text{ kg} \quad (4.13)$$

V této situaci je korba zcela plná, tudíž uvažují rovnoměrné rozložení působení hmotnosti na dva podélné nosníky dle navržené konstrukce korby.

- hmotnost materiálu zatěžujícího jeden nosník mezi podpěrami:

$$m_1 = \frac{m_1'}{2} = \frac{7332,0632}{2} = 3666,0316 \text{ kg} \quad (4.14)$$

- hmotnost materiálu zatěžujícího oba konce jednoho nosníku:

$$m_2 = \frac{m_2'}{2} = \frac{3419,939}{2} = 1709,9695 \text{ kg} \quad (4.15)$$

- tíha materiálu zatěžujícího jeden nosník mezi podpěrami:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 3666,0316 \cdot 9,81 = 35936,77 \text{ N} \quad (4.16)$$

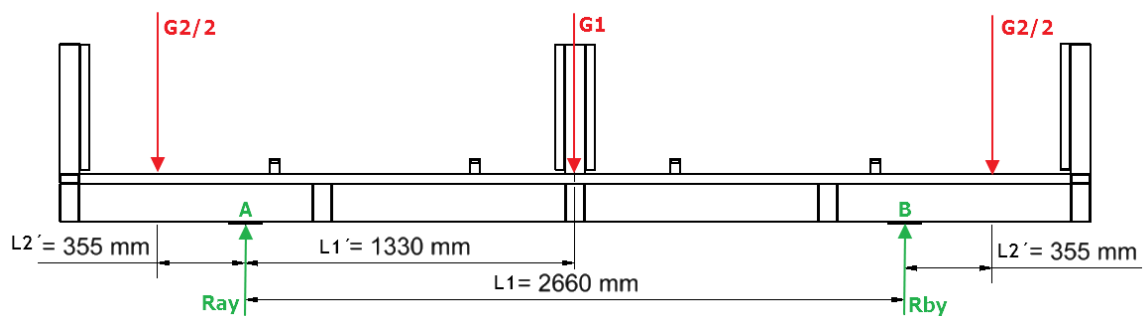
- tíha materiálu zatěžujícího jeden nosník za oběma podpěrami:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 1709,9695 \cdot 9,81 = 16774,8 \text{ N} \quad (4.17)$$

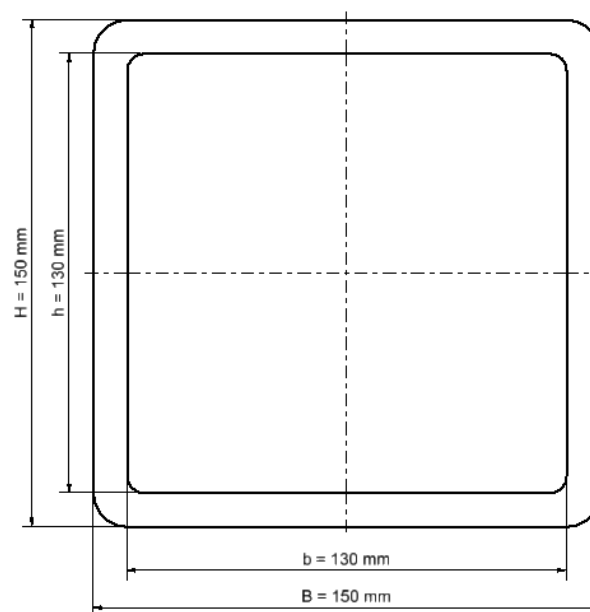
- gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

4.2 Pevnostní kontrola podélných nosníků korby

Při pevnostní kontrole uvažují působení tíhy G_1 v poloviční vzdálenosti l_1 mezi podpěrami a tíhy G_2 v poloviční vzdálenosti podpěry a konce ložné plochy. Tíha G_2 působí na obou koncích, tudíž obě části nosníku za podpěrou budou zatěžovány poloviční hodnotou tíhy G_2 .



Obr. 4.5 Zatížení podélného nosníku korby



Obr. 4.6 Profil podélného nosníku korby

Pro pevnostní kontrolu potřebuji spočítat reakce v jednotlivých podpěrách. Reakci v místě A vypočítám z rovnováhy sil v ose Y a reakci v místě B z momentové rovnováhy k místu A.

- výpočet reakce R_{ay} v podpoře A z rovnováhy sil v ose Y:

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad (4.18)$$

$$R_{ay} + R_{by} - G_2 - G_1 = 0$$

$$R_{ay} = G_2 + G_1 - R_{by}$$

$$R_{ay} = 16774,8 + 35936,77 - 26355,8 = 26355,8 \text{ N} \quad (4.19)$$

- výpočet reakce R_{by} v podpoře B z momentové rovnováhy:

$$\Sigma M_{iA} = 0 \quad (4.20)$$

$$\frac{G_2}{2} \cdot (l_2') + R_{by} \cdot l_1 - G_1 \cdot (l_1') - \frac{G_2}{2} \cdot (l_2' + l_1) = 0$$

$$R_{by} = \frac{35936,77 \cdot (1330) + \frac{16774,8}{2} \cdot (355 + 2660) - \frac{16774,8}{2} \cdot (355)}{2660} =$$

$$R_{by} = 26355,8 \text{ N} \quad (4.21)$$

- ohybový moment ve vzdálenosti l_1' k jedné z podpěr zleva:

$$M_{O1} = \frac{G_2}{2} \cdot (l_2' + l_1') - R_{ay} \cdot l_1' = \frac{16774,8}{2} \cdot (355 + 1330) - 26369 \cdot 1330 =$$

$$M_{O1} = -20938001 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.22)$$

- ohybový moment ve vzdálenosti l_2' k jedné z podpěr zleva:

$$M_{O2} = \frac{G_2}{2} \cdot (2 \cdot l_2' + l_1) + G_1 \cdot (l_2' + l_1') - R_{ay} \cdot (l_2' + l_1) - R_{by} \cdot (l_2') =$$

$$M_{O2} = \frac{16774,8}{2} \cdot (2 \cdot 355 + 2660) + 35936,77 \cdot (355 + 1330)$$

$$-26369 \cdot (355 + 2660) - 26369 \cdot (355) =$$

$$M_{O2} = -44534 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.23)$$

Pro výpočet ohybového napětí ještě potřebuji spočítat modul průřezu v ohybu zatěžovaného nosníku:

$$W_{O1} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{150 \cdot 150^3 - 130 \cdot 130^3}{6 \cdot 150} = 245155,5 \text{ mm}^3 \quad (4.24)$$

- výpočet ohybového napětí od momentu M_{O1} :

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{20938001}{245155,5} = 85,4 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

- výpočet ohybového napětí od momentu M_{O2} :

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O1}} = \frac{44534}{245155,5} = 0,181 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

Pro volbu vhodného materiálu jsem použil vztah pro výpočet dovoleného napětí z meze kluzu. Z tohoto vztahu jsem vyjádřil minimální hodnotu meze kluzu a dle této hodnoty zvolil adekvátní materiál, který musí zároveň mít zaručenou svařitelnost, jelikož k tomuto nosníku bude přivařeno několik dalších částí korby. Za dovolené napětí volím vyšší z hodnot ohybových napětí z výpočtů (4.25) a (4.26).

- vyšší z těchto hodnot je hodnota ohybového napětí σ_{O1} (4.26), uvažuji tedy:

- dovolené napětí $\sigma_d = \sigma_{max} = \sigma_{O1} = 85,4 \text{ MPa}$

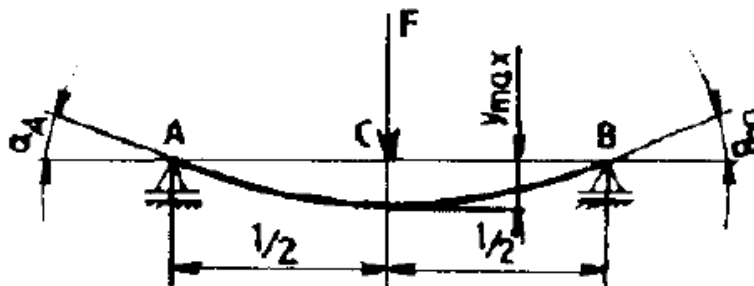
- součinitel statické bezpečnosti $k_s = 1,2$

- výpočet minimální meze kluzu Re_{min} :

$$Re_{min} = \sigma_{O1} \cdot k_s = 85,4 \cdot 1,2 = 102,5 \text{ MPa} \quad (4.27)$$

Pro tuto část korby volím ocel 11 523. Tato ocel má zaručenou svařitelnost a hodnotu $Re_{min} = 284 \text{ MPa}$. Dle strojnických tabulek je tato ocel vhodná pro mostní a jiné svařované konstrukce, což jen podporuje její vhodnost pro tento nosník. Situace, kterou pro výpočty uvažuji, je čistě teoretická, avšak by mohla nastat při nedodržení předepsané maximální nosnosti požadované firmou Koexpro a přetížení až o 4,5 tuny, což je přetížení o víc jak 2/3 maximální dovolené nosnosti.

Pro výpočet průhybu a úhlu natočení nosníku použijí vztahy ze strojnických tabulek dle typu nosníku a zatížení. Jedná se o nosník na dvou podpěrách a zjednodušeně uvažují zatížení pouze silou G_1 ve středu mezi podpěrami. Pro tyto výpočty potřebují určit kvadratický moment a stanovit modul pružnosti materiálu.



Obr. 4.7 Průhyb a natočení nosníku [5]

- modul pružnosti oceli $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa

- výpočet kvadratického momentu namáhaného nosníku:

$$I_1 = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = \frac{150 \cdot 150^3 - 130 \cdot 130^3}{12} = 18386666,7 \text{ mm}^4 \quad (4.28)$$

- úhel natočení nosníku na obou koncích si je roven:

$$\alpha = \frac{G_1 \cdot (l_1' \cdot 2)^2}{16 \cdot E \cdot I_1} = \frac{35936,77 \cdot (1330 \cdot 2)^2}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 18386666,7} = 4,115 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \quad (4.29)$$

- největší průhyb nosníku nastane v místě C, což je střed nosníku, kde působí G_1 :

$$y_{max1} = y_{c1} = \frac{G_1 \cdot (l_1' \cdot 2)^3}{48 \cdot E \cdot I_1} = \frac{35936,77 \cdot (1330 \cdot 2)^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 18386666,7} =$$

$$y_{max1} = y_{c1} = 3,649 \text{ mm} \quad (4.30)$$

Skutečný průhyb a úhel natočení pravděpodobně nebudou odpovídat vypočteným hodnotám, jelikož při tomto výpočtu nezapočítávám působení síly $G_2/2$ a reakcí působících proti průhybu a v rámci celé konstrukce se nosník bude chovat rozdílně.

4.3 Pevnostní kontrola dna korby

Vzhledem k obtížnosti analytického řešení příčných nosníků, použiji pro kontrolu napětí a posunutí této části korby metodu konečných prvků. Kontrolu konstrukce provádím při statickém zatěžování. Pro pevnostní kontrolu použiji zjednodušený model korby bez všech bočnic, čel a svarů. K tomuto výpočtu potřebuji určit tlak, kterým naložený materiál působí na uživatelskou ložnou plochu konstrukce korby.

4.3.1 Zatížení podlahy

Tlak působící na podlahu korby je způsoben tíhou naloženého materiálu. Pro tento výpočet uvažuji stejnou hmotnost materiálu jako při kontrole podélných nosníků. Tlak zatěžující podlahu korby určím následovně:

- hmotnost materiálu zatěžujícího korbu $m_c' = 10751,473 \text{ kg}$

- gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

- uživatelská ložná plocha $S = 8235200 \text{ mm}^2$

- dovolené napětí $\sigma_D = R_e = 275,8 \text{ MPa}$

- tíhová síla nákladu:

$$G_c = m_c' \cdot g = 10751,473 \cdot 9,81 = 105467,31 \text{ N} \quad (4.31)$$

- tlak od tíhy nákladu na uživatelskou ložnou plochu korby:

$$p = \frac{G_c}{S} = \frac{105467,31}{8235200} = 0,0128 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

- Vlastnosti materiálu použitého pro výpočet v softwaru Autodesk Inventor Professional 2017 jsou zobrazeny v následujícím obrázku:

Název	Ocel, vysokopevnostní, nízkolegovaná	
Obecné	Měrná hmotnost	7,85 g/cm ³
	Mez kluzu v tahu	275,8 MPa
	Mez pevnosti v tahu	448 MPa
Napětí	Youngův modul	200 GPa
	Poissonova konstanta	0,287 ul
	Modul pružnosti	77,7001 GPa

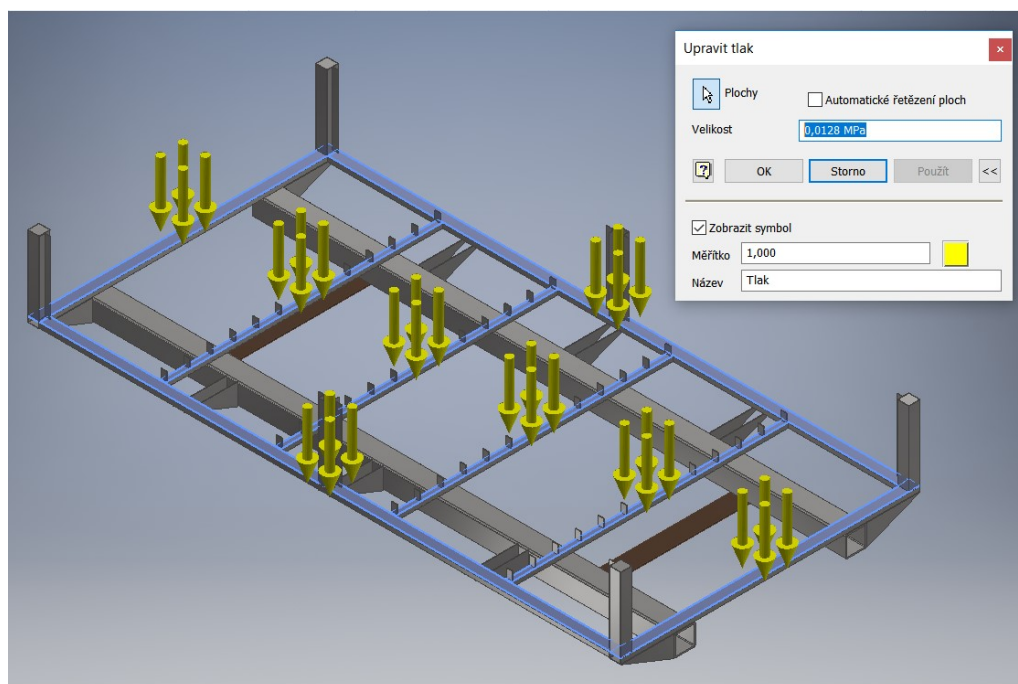
Obr. 4.8 Vlastnosti materiálu konstrukce

V prvním návrhu konstrukce jsem neuvažoval žádné podepření bočních jeklů. Pro tento návrh jsem provedl kompletní kontrolu pomocí MKP se stejným způsobem a velikostí zatížení, použitím stejných pevných vazeb.

Výsledky kontroly prvního návrhu konstrukce nebyly nijak uspokojivé, jelikož hodnota maximálního napětí dosahovala nepřijatelných hodnot a maximální posunutí taktěž. K maximálnímu posunutí docházelo ve středu bočního podélného nosníku v místě středového sloupku.

Tudíž jsem pod středový sloupek navrhl přivaření jeklu k podélnému nosníku korby a podpírání bočního podélného nosníku. Výsledky kontroly tohoto návrhu byly lepší, avšak stále nedostačující. Hodnota maximálního napětí a maximálního posunutí klesla na poloviční hodnotu.

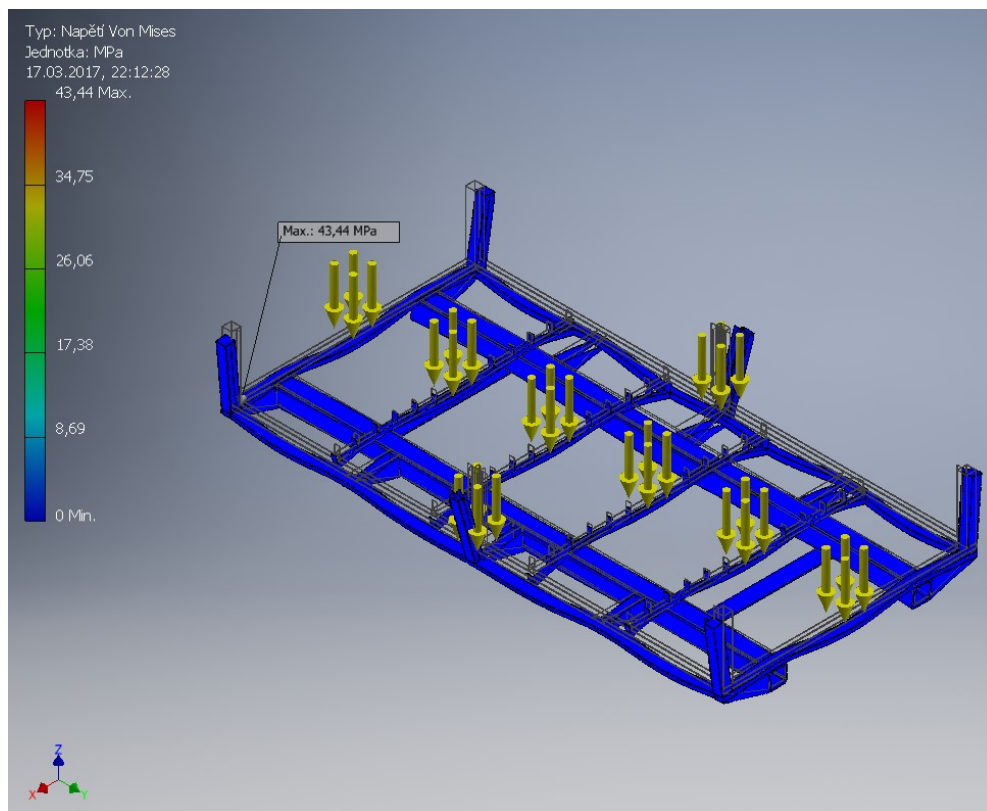
Rozhodl jsem se pro třetí návrh, který zde uvádím detailněji. V tomto návrhu jsem přivařil 5 párů trojúhelníkových podpěr v pravidelné vzdálenosti ke zlepšení celkové tuhosti konstrukce.



Obr. 4.9 Zatížení výsledné kostry korby tlakem od tíhy naloženého materiálu

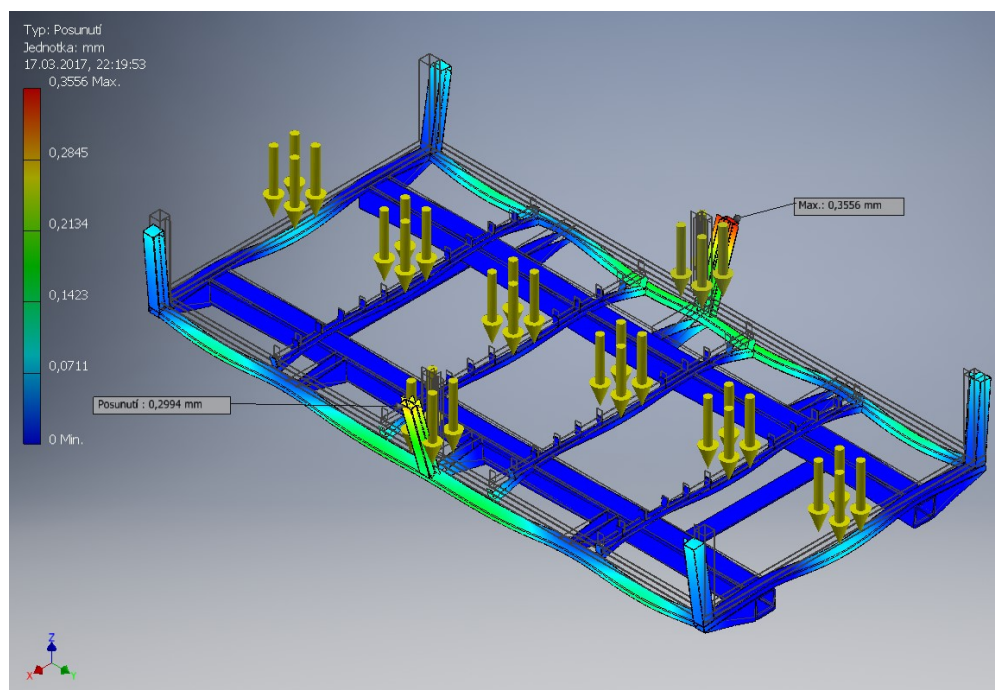
4.3.2 Výsledky

Maximální napětí - 43,44 MPa



Obr. 4.10 Napětí na kostře korby

Maximální posunutí - 0,3556 mm



Obr. 4.11 Posunutí prvků konstrukce vlivem zatížení

4.3.3 Zhodnocení výsledků výpočtu

Výsledky výpočtu jsou přijatelné. Nejvyšší napětí 43,44 MPa nepřekračuje maximální dovolené napětí zvoleného materiálu. K maximálnímu posunutí dochází v horní části středového sloupku, ale posunutí je rovno 0,3556 mm, což je vzhledem k použití, zanedbatelná hodnota.

4.4 Pevnostní kontrola bočnic korby

Konstrukci korby jsem navrhl tak, aby bylo možné bočnice a čela zaměnit. Jsou tedy všechny stejné. Větší mezery mezi sloupky a bočnicemi jsem vyřešil přivařením jeklu profilu L k vnitřní straně sloupku, čímž se mezera mezi sloupkem a bočnicí vymezila.

Pro kontrolu bočnice uvažuji tlak naložené komodity hydrostatický, jelikož sypký materiál se chová téměř stejně jako kapalina. Měrnou hmotnost nákladu určím jako celkovou hmotnost naložených komodit na objem korby navýšený vlivem sypkého úhlu normálně sypkých materiálů.

- výpočet maximální měrné hmotnosti nákladu:

$$\rho_{max} = \frac{m_c'}{V_c} = \frac{10751,473}{6,206} = 1732,432 \text{ kg/m}^3 \quad (4.33)$$

Zatížení od hydrostatického tlaku je lineární. Pro své výpočty budu uvažovat velikost tlaku konstantní, jelikož korba je plně naložena, a ještě je zde objem nad užitečnou výškou korby.

- délka bočnice $l_b = 1930 \text{ mm}$

- výška bočnice $v = 510 \text{ mm}$

- výpočet hydrostatické síly od naložených komodit:

$$F_B = \rho_{max} \cdot g \cdot \frac{v}{2} \cdot v \cdot l_b = 1732,432 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,51}{2} \cdot 0,51 \cdot 1,93 =$$

$$F_B = 4265,646 \text{ N} \quad (4.34)$$

- výpočet tlaku na bočnici:

$$p_B = \frac{F_B}{S} = \frac{4265,646}{510 \cdot 1930} = 0,0043 \text{ MPa} \quad (4.35)$$

Vzhledem k velikosti hydrostatické síly a tlaku od ní vyvolaného uvažují s tím, že bočnice s použitím trapézových plechů nebudou nijak zvlášť extrémně namáhána či deformována, proto neprovádím pevnostní výpočet.

4.5 Pevnostní kontrola podvozku

Pro pevnostní kontrolu celého podvozku uvažují stejný případ zatížení jako u pevnostní kontroly korby. Korba je uložena na dvou podvozcích, tudíž při plném naložení se dá uvažovat rovnoměrné rozložení tíhy nákladu. V případě podvozků je nutno přičíst k hmotnosti nákladu také hmotnost samotné korby.

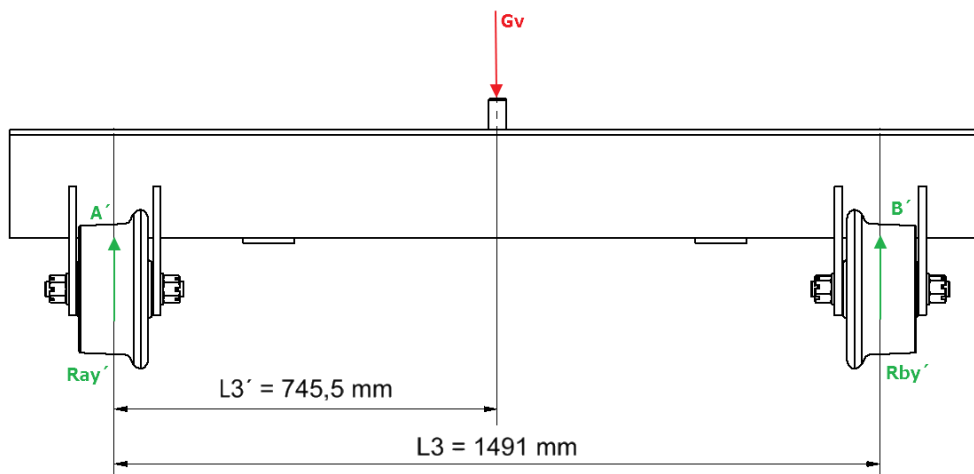
- uvažovaná hmotnost korby $m_k = 1000 \text{ kg}$

- síla zatěžující jeden podvozek:

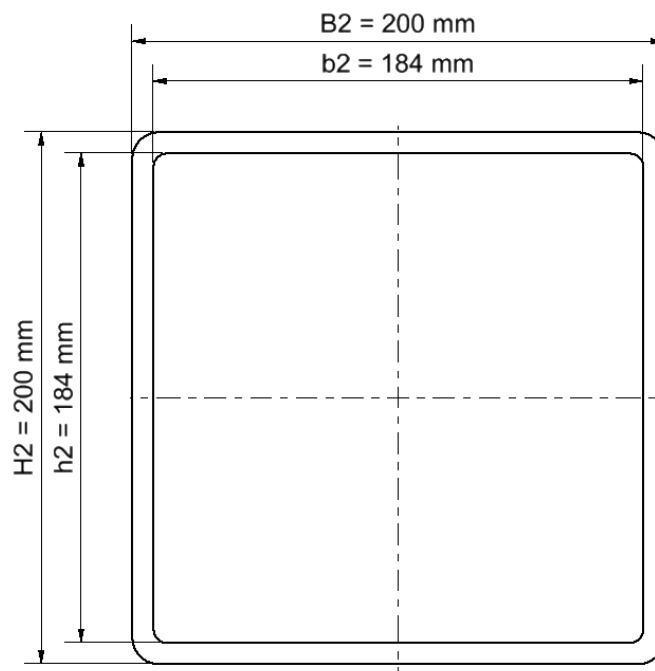
$$G_v = \frac{G_c}{2} + \frac{m_k}{2} \cdot g = 52735,978 + 500 \cdot 9,81 = 57640,978 \text{ N} \quad (4.36)$$

4.5.1 Pevnostní kontrola příčného nosníku podvozku

Uvažují působení síly G_v do středu nosníku. Na povrchu nosníku je přilepena bronzová deska, sloužící jako kluzné ložisko, kde ve středu desky je díra pro čep k ukotvení nástavby. Tuto desku do výpočtu nezapočítávám, jelikož deska nebude působit jako nosný prvek konstrukce.



Obr. 4.12 Zatížení příčného nosníku podvozku



Obr. 4.13 Profil příčného nosníku vozíku

Pro pevnostní kontroly částí podvozku budu potřebovat spočítat reakce v jednotlivých podpěrách. Reakci v místě B' vypočítám z rovnováhy sil v ose Y a reakci v místě A' z momentové rovnováhy k místu B'.

- výpočet reakce $R_{by'}$ v podpoře B' z rovnováhy sil v ose Y:

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad (4.37)$$

$$R_{ay'} - G_v + R_{by'} - G_v = 0$$

$$R_{by'} = G_v - R_{ay'}$$

$$R_{by'} = 57640,978 - 28820,489 = 28820,489 \text{ N} \quad (4.38)$$

- výpočet reakce R_{ay}' v podpoře A' z momentové rovnováhy:

$$\Sigma MiB = 0 \quad (4.39)$$

$$R_{ay}' \cdot l_3 - G_v \cdot l_3' = 0$$

$$R_{ay}' = \frac{G_v \cdot l_3'}{l_3} = \frac{57640,978 \cdot 745,5}{1491} = 28820,489 \text{ N} \quad (4.40)$$

- výpočet modulu průřezu v ohybu pro nosník:

$$W_{O2} = \frac{B_2 \cdot H_2^3 - b_2 \cdot h_2^3}{6 \cdot H_2} = \frac{200 \cdot 200^3 - 184 \cdot 184^3}{6 \cdot 184} = 411024,7 \text{ mm}^3 \quad (4.41)$$

- výpočet ohybového momentu v místě působení síly G_v zleva:

$$M_{O3} = R_{ay}' \cdot l_3' = 28820,489 \cdot 745,5 = 21485674,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.42)$$

- l_3' je vzdálenost působení síly G_v ve středu nosníku:

$$l_3' = \frac{l_3}{2} = \frac{1491}{2} = 745,5 \text{ mm} \quad (4.43)$$

- výpočet ohybového napětí od síly G_v na nosník:

$$\sigma_{O3} = \frac{M_{O3}}{W_{O2}} = \frac{21485674,6}{411024,7} = 52,3 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

Pro volbu vhodného materiálu použijí stejně jako při kontrole podélného nosníku korby vztah pro výpočet dovoleného napětí. Z tohoto vztahu si vyjádřím minimální hodnotu meze kluzu a dle této hodnoty zvolím adekvátní materiál, který musí zároveň mít zaručenou svařitelnost, jelikož tento nosník je přivařen k trojúhelníkovým výpalkům, které drží kola. Za dovolené napětí volím hodnotu ohybového napětí z výpočtu (4.44).

- dovolené napětí $\sigma_d = \sigma_{max} = \sigma_{O3} = 52,3 \text{ MPa}$

- součinitel statické bezpečnosti $k_s = 1,2$

- výpočet minimální meze kluzu Re_{min} :

$$Re_{min} = \sigma_{O3} \cdot k_s = 52,3 \cdot 1,2 = 62,7 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

Na základě pevnostních výpočtů volím pro příčný nosník podvozku stejný materiál jako pro nosník korby a to 11 523. Tato ocel má zaručenou svařitelnost a hodnotu minimální meze kluzu $R_{e_{min}} = 284 \text{ MPa}$.

Pro výpočet průhybu a úhlu natočení nosníku jsem použil vztahy ze strojnických tabulek, dle typu nosníku a zatížení. Jedná se o nosník na dvou podpěrách a zjednodušeně uvažuji zatížení pouze silou G_v ve středu mezi podpěrami (Obr. 4.12). Pro tyto výpočty potřebuji spočítat kvadratický moment a stanovit modul pružnosti materiálu.

- modul pružnosti oceli $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

- výpočet kvadratického momentu namáhaného nosníku:

$$I_2 = \frac{B_2 \cdot H_2^3 - b_2 \cdot h_2^3}{12} = \frac{150 \cdot 150^3 - 130 \cdot 130^3}{12} =$$

$$I_2 = 31912618,67 \text{ mm}^4 \quad (4.46)$$

- úhel natočení nosníku na obou koncích si je roven:

$$\alpha_{A2} = \frac{G_v \cdot (l_3' \cdot 2)^2}{16 \cdot E \cdot I_2} = \frac{57640,978 \cdot (745,5 \cdot 2)^2}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 31912618,67} = 1,195 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \quad (4.47)$$

- největší průhyb nosníku nastane v místě C, což je střed nosníku, kde působí G_v (viz obr. 4.12 a 4.13):

$$y_{max2} = y_{c2} = \frac{G_v \cdot (l_3' \cdot 2)^3}{48 \cdot E \cdot I_2} = \frac{57640,978 \cdot (745,5 \cdot 2)^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 31912618,67} =$$

$$y_{max2} = y_{c2} = 0,593 \text{ mm} \quad (4.48)$$

Skutečný průhyb a úhel natočení nebudou přesně odpovídat vypočteným hodnotám, jelikož při tomto výpočtu uvažuji zatížení jednou silou od tíhy nákladu, ale nosník bude zatěžován plošně po celé jeho délce. Jsem však na straně bezpečnosti.

4.5.2 Pevnostní kontrola poloviny podvozku

Celý podvozek je zatěžován silou G_v . Tato síla se rovnoměrně rozloží na dvě části podvozku a každá z nich bude zatěžována polovinou síly G_v .

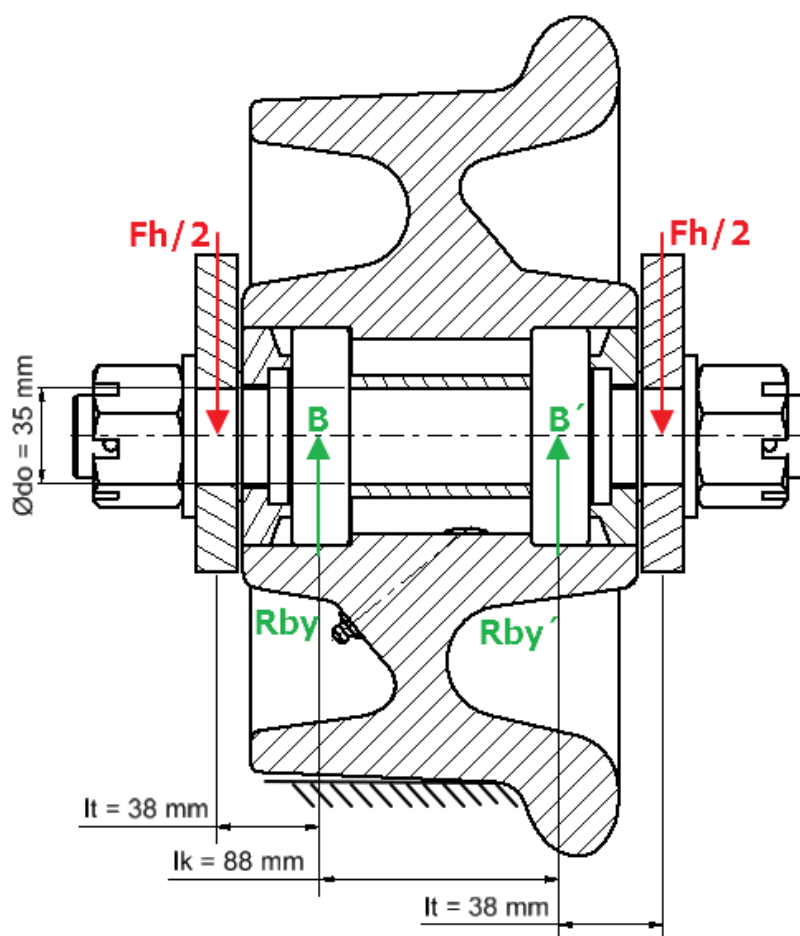
- síla zatěžující polovinu podvozku: $\frac{G_v}{2} = R_{ay}' = R_{by}' = 28820,489 \text{ N}$

Každá polovina podvozku je složena z dvou trojúhelníkových výpalků a dvou kol. Tyto kola jsou uložena na ose. Každá z os bude zatěžována polovinou síly R_{ay}' . Působení síly uvažují v místech uložení osy do trojúhelníkových výpalků. V místě uložení osy do ložisek umístím podpěry.

- síla působící na jednu osu:

$$F_h = \frac{R_{ay}'}{2} = \frac{28820,489}{2} = 14410,244 \text{ N} \quad (4.49)$$

Vzhledem k uložení osy do dvou trojúhelníků uvažují působení vždy poloviny síly F_h v místě uložení.



Obr. 4.14 Uložení osy

- vzdálenost působíště síly $F_h/2$ od středu ložiska $l_t = 38 \text{ mm}$

- vzdálenost středů ložisek $l_k = 88 \text{ mm}$

- průměr osy $\text{Ø}d_o = 35 \text{ mm}$

- výpočet reakce R_{by} v podpoře B z rovnováhy sil v ose Y:

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad (4.50)$$

$$R_{by} + R_{by}' - F_h = 0$$

$$R_{by} = F_h - R_{by}'$$

$$R_{by} = 14410,244 - 7205,122 = 7205,122 \text{ N} \quad (4.51)$$

- výpočet reakce R_{by}' v podpoře B' z momentové rovnováhy:

$$\Sigma M_{iB} = 0 \quad (4.52)$$

$$\frac{F_h}{2} \cdot l_t + R_{by}' \cdot l_k - \frac{F_h}{2} \cdot (l_k + l_t) = 0$$

$$R_{by}' = \frac{\frac{F_h}{2} \cdot (l_k + l_t) - \frac{F_h}{2} \cdot l_t}{l_k} = \frac{14410,244}{2} = 7205,122 \text{ N} \quad (4.53)$$

- výpočet ohybového momentu od síly $F_h/2$:

$$M_{O4} = \frac{F_h}{2} \cdot l_t = \frac{14410,244}{2} \cdot 38 = 273794,636 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.54)$$

- výpočet modulu průřezu v ohybu pro osu:

$$W_{O3} = \frac{\pi \cdot d_o^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209,243 \text{ mm}^3 \quad (4.55)$$

- výpočet ohybového napětí od síly $F_h/2$ na osu:

$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O4}}{W_{O3}} = \frac{273794,636}{4209,243} = 65,046 \text{ MPa} \quad (4.56)$$

Vzhledem k výsledné hodnotě ohybového napětí osy (4.56) volím materiál osy 11600. Tento materiál je vhodný pro čepy, hřídele a jiné rotační nosné součásti. Disponuje vysokou mezí pevnosti $R_m = 600 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 325 \text{ MPa}$.

- výpočet statické bezpečnosti osy k_{SC} :

$$k_{SC} = \frac{Re_{11600}}{\sigma_{O3}} = \frac{325}{65,046} = 4,99 (-) \quad (4.57)$$

Součinitel statické bezpečnosti by se měl v ideálním případě pohybovat při ideálním stavu v intervalu $1,5 \div 2,5$ [6]. Pro navrženou osu vyšla statická bezpečnost (4.57) vyšší, než je doporučený interval. Osa je tedy lehce předimenzována. Toto by šlo změnit zmenšením průměru osy či volbou méně kvalitního materiálu, avšak ponechávám zvolen tento materiál, jelikož uvažovaný způsob rozložení sil na konstrukci nemusí být úplně přesný a osa by mohla být zatěžována větší silou nebo by také mohl nastat problém u životnosti ložisek, pokud bych průměr hřídele zmenšil.

4.5.3 Kontrola trvanlivosti ložisek

Pro výpočet uvažuji použití kuličkových ložisek typu 6307-2Z dodávaných firmou SKF. Tato ložiska mají prachovou krytku z obou stran. Z předchozích výpočtů vychází zatížení jednoho ložiska rovno síle R_{by} .

Tab. 4.1 Vlastnosti ložiska 6307-2Z

Základní dynamická únosnost C	35100 N
Základní statická únosnost C_0	19000 N
Mezní otáčky r	9500 min^{-1}

- základní trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách při 90 % spolehlivosti podle normy ISO 281:1990:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{R_{by}} \right)^p = \left(\frac{35100}{7205,122} \right)^3 = 115,61 \text{ mil. ot.} \quad (4.58)$$

- exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem $p = 3$

Pro výpočet trvanlivosti ložiska v provozních hodinách potřebuji vypočítat provozní otáčky.

- pro tento výpočet uvažuji maximální provozní rychlost $v_{max} = 20 \text{ km/h} = 333 \text{ m/min}$

- průměr pojezdového kola $\varnothing d_k = 250 \text{ mm}$

- výpočet provozních otáček:

$$n_k = \frac{1000 * v}{\pi * d_k} = \frac{1000 * 333}{\pi * 250} = 424 \text{ min}^{-1} \quad (4.59)$$

- výpočet trvanlivosti ložiska v provozních hodinách:

$$L_{10h} = L_{10} * \frac{10^6}{60 * n_k} = 115,61 * \frac{10^6}{60 * 424} = 4544,4 \text{ h} \quad (4.60)$$

Trvanlivost ložisek vychází poměrně malá, avšak při uvážení, že vozík nebude v provozu 8 hodin denně, nebude se stále pohybovat maximální rychlostí a neměl by být ani přetěžován, tak jako při mých kontrolních výpočtech, potom mohu říct, že tato ložiska jsou vhodná pro toto použití.

4.5.4 Kontrola čepu pro připojení nástavby

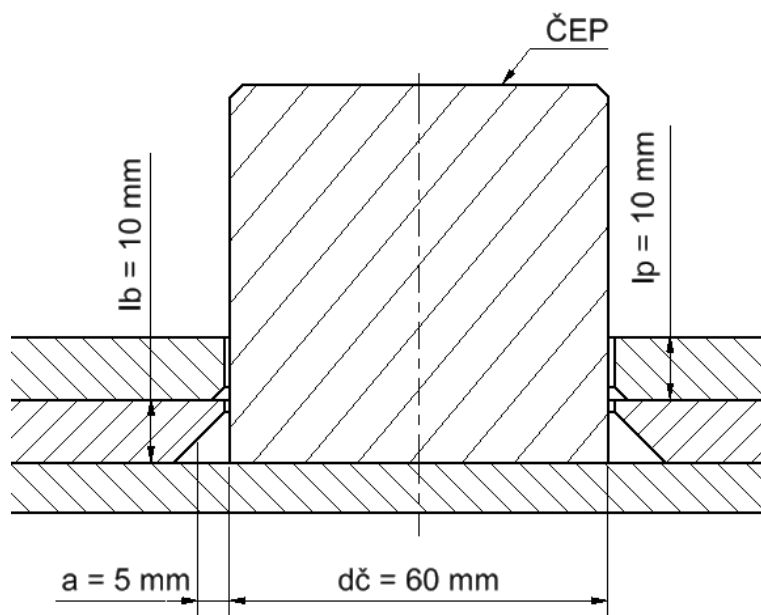
Tento připojovací čep je namáhán na ohyb od třecí síly mezi koly a kolejiemi zabraňující rozjezdu vozíku. Třecí síla je vyvolaná tíhovou silou od hmotnosti celého vozíku (dva podvozky a korba) s uvažovaným naložením komodit o hmotnosti 10,75 tun. Pro výpočet uvažují maximální teoretickou hmotnost vozíku. Připojovací čep z materiálu 11 523 má průměr 60 mm.

- maximální teoretická hmotnost vozíku $m_{v\text{ teor}} = 1500 \text{ kg}$

- uvažovaná hmotnost naložených komodit $m_k = 10752,5 \text{ kg}$

- koeficient tření litina/ocel za sucha $f = 0,23$

- gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$



Obr. 4.15 Uložení připojovacího čepu

- výpočet třecí síly mezi koly a koleje:

$$F_f = m_c \cdot g \cdot f = (1500 + 10752,5) \cdot 9,81 \cdot 0,23 = 27645,3 \text{ N} \quad (4.61)$$

Působení ohybového momentu od třecí síly uvažují na kolmém rameni o velikosti tloušťky stěny příčného nosníku korby, kde je čep vložen pro spojení a tloušťky bronzové desky.

- délka uložení čepu v příčném nosníku korby $l_p = 10 \text{ mm}$

- tloušťka bronzové desky $l_b = 10 \text{ mm}$

- výpočet ohybového momentu od třecí síly:

$$M_{o\check{c}} = F_f \cdot l_{\check{c}} = 27645,3 \cdot (10 + 10) = 552906,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.62)$$

- výpočet modulu průřezu v ohybu čepu:

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,8 \text{ mm}^3 \quad (4.63)$$

- výpočet ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{552906,3}{21205,8} = 26 \text{ MPa} \quad (4.64)$$

- výpočet napětí čepu na otláčení:

$$p_o = \frac{F_f}{S} = \frac{27645,3}{60 \cdot 10} = 46 \text{ MPa} \quad (4.65)$$

- výpočet napětí čepu na stříh:

$$p_s = \frac{F_f}{S} = \frac{27645,3}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 9,8 \text{ MPa} \quad (4.66)$$

Pro pevnostní kontrolu čepu potřebuji určit dovolené napětí v ohybu. Tuto hodnotu zjistím vydělením hodnoty meze kluzu materiálu čepu hodnotou koeficientu statické bezpečnosti.

- mez kluzu materiálu čepu $Re_{11\ 523} = 284 \text{ MPa}$

- koeficient statické bezpečnosti $k_s = 1,2$

- výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{Doč} = \frac{Re_{11\ 373}}{k_s} = \frac{284}{1,2} = 237 \text{ MPa} \quad (4.67)$$

- porovnání ohybového napětí a dovoleného napětí:

$$\Sigma\sigma < \sigma_{Doč} = 81,8 < 237 \text{ MPa} \quad (4.68)$$

Navržený přípojovací čep vyhovuje pevnostní kontrole na ohyb.

4.5.5 Pevnostní kontrola svaru

Kontrola svaru mezi přípojným čepem a příčným nosníkem vozíku. Materiál svaru uvažují stejný jako materiál čepu a příčného nosníku vozíku, tedy 11 523.

- charakteristický rozměr svaru $a = 5 \text{ mm}$

- rozměr svaru $t = 7 \text{ mm}$

- výpočet součinitele velikosti svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 7 = 1,1 \quad (4.69)$$

- výpočet jmenovitých namáhání svaru mezi čepem a příčným nosníkem:

$$\tau_{\parallel Mo} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\ sv}} = \frac{F_f \cdot L_{\check{c}}}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d_{\check{c}} + 2a)^4 - d_{\check{c}}^4]} = \frac{27645,3 \cdot 20}{\frac{\pi}{64} \cdot [(60 + 2 \cdot 5)^4 - 60^4]} =$$

$$\frac{d_{\check{c}}}{2} + a \quad \frac{60}{2} + 5$$

$$\tau_{\parallel Mo} = 35,7 \text{ MPa} \quad (4.70)$$

$$\tau_{\parallel F} = \frac{F_f}{S_{sv}} = \frac{F_f}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d_{\check{c}} + 2a)^2 - d_{\check{c}}^2]} = \frac{27645,3}{\frac{\pi}{4} \cdot [(60 + 2 \cdot 5)^2 - 60^2]} =$$

$$\tau_{\parallel F} = 27,1 \text{ MPa} \quad (4.71)$$

- výpočet celkového napětí ve svaru:

$$\sigma_c = \tau_{\parallel F} + \tau_{\parallel Mo} = 27,1 + 35,7 = 62,8 \text{ MPa} \quad (4.72)$$

- výpočet dovoleného napětí ve svaru:

$$\sigma_{Do\ sv} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,1 \cdot \frac{284}{2} = 156 \text{ MPa} \quad (4.73)$$

- porovnání celkového napětí a dovoleného napětí ve svaru:

$$\sigma_c \leq \sigma_{D0\ SV} \rightarrow 62,8 \leq 156 \text{ MPa} \quad (4.74)$$

5 Závěr

Tato bakalářské práce řeší kompletní návrh konstrukce vozíku s nástavbami dle požadavků zmíněných v zadání. V úvodu práce jsem se zaměřil na porovnání různých způsobů přepravy náradí a materiálů při práci na lokálních tratích v současné době.

Můj návrh se v počátku podobal obyčejné korbě malého nákladního automobilu, z které jsem postupem času díky konzultacích s vedoucím práce a firmou docílil konečného návrhu splňujícího všechny požadavky.

Výpočtovou část práce jsem zaměřil na nejdůležitější prvky konstrukce, ve většině případů se jedná o nosníky na dvou podpěrách namáhaných silou na ohyb. Neopomenul jsem zkontrolovat ani osu kola, uloženou v kuličkových ložiscích. U těchto ložisek jsem zkontrolovat jejich životnost. Většina kontrolovaných částí vycházela bez problémů s dostatečnou bezpečností. Problém nastal u konstrukce korby, kterou jsem kontroloval metodou konečných prvků, jelikož po zatížení modelu prvotního návrhu korby tlakem od naložených komodit docházelo k posunutí středových bočních sloupků až o 1,5 mm. Tento problém jsem vyřešil přivařením dvojic trojúhelníkových podpěr v pravidelných vzdálenostech pod podélný boční jekl. Všechny pevnostní kontroly, které jsem provedl, uvažují s přetížením celé konstrukce o 4,5 tuny, a ještě započítávám statickou bezpečnost 1,2, což by mělo být dostatečné pro požadované vlastnosti vozíku.

Požadavky na nástavby jsem vyřešil vytvořením jedné hlavní samonosné nástavby a to korby. Korba totiž umožňuje naložení až 12 kusů libovolného typu širokopatných kolejnic o maximální délce 4080 mm. Její objem (4.4) je dostatečný pro převoz požadovaných 2,5 m³ sypkého materiálu i při naložení maximálního umožněného počtu kolejnic. Vzhledem ke konstrukčnímu řešení korby je možno korbu rozdělit jednou bočnicí na dvě poloviny a získat tak prostor pro naložení sypkého materiálu i potřebných strojů, aniž by byl ohrožen technický stav strojů sypkým materiálem. Plošinu je možno získat jednoduchým odstraněním bočnic a čel z korby dle potřeby. Pro uchycení strojů jsem navrhnul kotvící oka přivařená k podélnému bočnímu jeklu. Skříň na náradí jsem vyřešil tak, aby ji bylo možné libovolně naložit na korbu dle potřeby.

Cílem mé práce bylo vypracování konstrukčního návrhu modulárního kolejového vozíku. Zadané požadavky a cíle byly splněny a navržený vozík i nástavby umožňují jednoduchou výměnu a manipulaci při jejich používání. Posledním cílem práce bylo vypracování výkresové dokumentace o obsahu jednoho výrobního výkresu libovolného dílu, kterým je výkres svařence podvozku a sestavy, což je sestava dvou podvozků a korby.

6 Literatura

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-58-1.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] NĚMČEK, Miloš. : *spoje*. 2. vyd. Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [7] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0050-0.
- [8] PRIMUS, František. *Technologie svařování*. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p. Praha 1, Spálená 51, 1961.
- [9] *Výpočty a konstrukce strojních dílů: cvičení* [<https://www.fs.vsb.cz/347/cs/studium-a-vyuka/ke-st>]. 1. Ostrava: VŠB-TUO, 2014 [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/347/cs/studium-a-vyuka/ke-stazeni/>
- [10] *Falls 11* [online]. Praha: ČD Cargo, 2014 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <https://www.cdcargo.cz/falls-11?inheritRedirect=true>
- [11] *Ferona, a.s.* [online]. Praha: Ferona, 2004 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>

- [12] *Kolejnice* [online]. Třinec: Třinecké železářny, 2012 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: http://www.trz.cz/web/trzocel.nsf/7a46a8cfe20cd305c1257a710025296b/kolejnice_cz
- [13] *Ložiska* [online]. Švédsko: SKF, 2011 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [14] *Objemové a sypané hmotnosti kameniva* [online]. Bernatice: SHB,s.r.o, 2010 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://www.kamenolombbernartice.cz/objem.htm>
- [15] *SDK II* [online]. Česká republika, 2015 [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <http://www.travestroje.wbs.cz/SDK-II.html>
- [16] *SOUČINITEL TŘENÍ* [online]. Česká republika: Jakub Kratina, 2013 [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [17] *Transport* [online]. Francie: Geismar, 2014 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://www.geismar.com/en/33-transport>
- [18] *Vlastnosti, charakteristiky a rizikové vlivy sypaných hmot* [online]. Praha: Ing. Antonín Dušátko, 2011 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: https://www.bozpprofi.cz/33/vlastnosti-charakteristiky-a-rizikove-vlivy-sypkych-hmot-uniqueidgOkE4NvrWuOKaQD-Kuox_ZxGyFsCQafHdPYZvgfCKgyM/