

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce zařízení pro odběr
vzorků sypkých materiálů**

**Design of sampling device for powdery
material**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Jan DLABAČ

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Eliška Cézová, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dlabač** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **437332**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh konstrukce zařízení pro odběr vzorků sypkých materiálů

Název bakalářské práce anglicky:

Design of sampling device for powdery material

Pokyny pro vypracování:

- 1) Rešerše zařízení (vzorkovačů) pro odběr vzorků sypkých materiálů
- 2) Navržení koncepce nového typu vzorkovače
- 3) Provedení návrhových a kontrolních výpočtů vybraných uzlů
- 4) MKP analýza zvolených komponent
- 5) Zpracování 3D modelu navrženého vzorkovače

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
ČSN EN ISO 24333. Obiloviny a výrobky z obilovin - Vzorkování. 1. vyd. Praha: ÚNMZ, říjen 2010.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

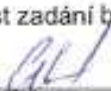
Ing. Eliška Cézová, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **25.10.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **16.01.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopat, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis d(kana)ky

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

29.10.2019

Datum převzetí zadání

Dlabač

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh konstrukce zařízení pro odběr vzorků sypkých materiálů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Elišky Cézové, Ph.D. a s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

.....

Jan Dlabač

PODĚKOVÁNÍ

Chci poděkovat vedoucí bakalářské práce Ing. Elišce Cézové, Ph.D. za pomoc při rámcovém návrhu konstrukce. Děkuji také Ing. Josefu Kamenickému za pomoc při detailní konstrukci jednotlivých dílů vzorkovače. Mé poděkování patří i prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D. za zajímavé téma práce a za odborné rady. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině za podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jan DLABAČ
Název BP:	Návrh konstrukce zařízení pro odběr vzorků sypkých materiálů
Anglický název:	Design of sampling device for powdery material
Rok:	2020
Studijní program:	Strojírenství
Obor studia:	Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a části strojů
Vedoucí BP:	Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran 79
	Počet obrázků 51
	Počet tabulek 4
	Počet příloh 1
Klíčová slova:	vzorkovač, odběr obilovin, rámová konstrukce
Keywords:	sampler, grain collecting, frame construction
Anotace:	V bakalářské práci je uveden postup návrhu vzorkovače obilovin. Jsou uvedeny návrhové a kontrolní výpočty. Byl proveden MKP výpočet pro zjištění napětí v konstrukci a její deformace. Součástí práce je zpracovaný model navržené konstrukce v CAD programu.
Annotation:	The thesis presents the procedure of design of grain sampler. Design and control calculations are presented. FEM analysis was performed to determine the stress in the structure and its deformation. A part of the thesis is model of the designed structure in the CAD program.

OBSAH

Anotační list	5
Obsah.....	6
Seznam použitých symbolů	8
1. Úvod.....	12
2. Rešerše	14
2.1. Vzorkovače na trhu	14
2.2. Významné nakupované prvky.....	17
2.2.1. Převod energie.....	17
2.2.2. Hnací mechanismus.....	18
2.2.3. Pojezdový mechanismus.....	19
3. Konstrukce stávajícího vzorkovače VV05	22
4. Návrh nové konstrukce vzorkovače.....	26
4.1. Rám.....	28
4.1.1. Nosník dlouhý	28
4.1.2. Nosník krátký	29
4.1.3. Stojina	30
4.1.4. Žlab vnitřní.....	31
4.1.5. Žlab počáteční.....	32
4.1.6. Žlab koncový	33
4.2. Vozík	34
4.2.1. Základová deska spodní.....	37
4.2.2. Základová deska vrchní	37
4.2.3. Konzola malá	38
4.2.4. Konzola velká.....	40
4.2.5. Rám vozíku	40
4.2.6. Zavětrování.....	41
4.2.7. Pohon	42
4.2.8. Pojezdové rolny	43
4.2.9. Pohon vozíčku jehly.....	45
4.2.10. Vedení kabelů	45
4.3. Vozíček jehly.....	46
4.4. Normalizované a nakupované součásti	46
4.5. Shrnutí konstrukce.....	46
5. Výpočty.....	49
5.1. Reakce mezi vozíkem a rámem.....	49
5.1.1. Reakce mezi vozíkem a rámem pro výpočet trvanlivosti kladek	52
5.2. Kontrola opěrných kladek	54
5.3. Kontrola osy	55
5.4. Kontrola šroubových spojů.....	56

5.4.1.	Vnější závit na ose pro opěrné kladky	56
5.4.2.	Šroub upevňující základové desky vozíku k sobě	58
5.4.3.	Šrouby spojující příruby vozíku	58
5.4.4.	Šrouby upevňující rám ke stojinám	60
5.5.	Stanovení nutné síly pro rozjezd vozíku	60
5.6.	Návrh elektromotoru a převodovky.....	61
5.7.	Návrh pastorku pro pohon vozíku.....	63
6.	MKP analýza rámu vzorkovače.....	64
6.1.	Model.....	64
6.2.	Materiál	65
6.3.	Vazby a silové účinky	65
6.3.1.	Vazby.....	65
6.3.2.	Kroky	66
6.3.3.	Okrajové podmínky	66
6.4.	Síťování	66
6.5.	Výsledky.....	67
6.6.	Diskuze.....	69
6.7.	Shrnutí	72
7.	Závěr.....	73
	Seznam použité literatury	74
	Seznam obrázků	76
	Seznam tabulek	77
	Seznam grafů.....	78
	Seznam příloh.....	79

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
C	dynamická únosnost kladky	N
C ₀	statická únosnost kladky	N
c	součinitel odporu pro rovnou desku	1
D	vnější průměr opěrné kladky	mm
d _g	průměr drážky za závitem	mm
d _p	roztečný průměr pastorku	mm
d ₁	průměr osy pod ložisky	mm
d ₂	střední průměr osy	mm
d _{2M12}	střední průměr závitu M12	mm
d _{2M30}	střední průměr závitu M30	mm
d _{3M12}	maximální průměr plné části šroubu M12	mm
E	Youngův modul	MPa
F _a	síla pro zrychlení vozíku	N
F _d	celková síla pro rozjezd vozíku	N
F _{tM16}	třecí síla mezi deskou a maticí M16	N
F _{tM24}	třecí síla mezi deskou a maticí M24	N
F _r	zvolená síla pro rozjezd	N
F _s	síla pro uvedení vozíku do pohybu	N
F _v	síla pro překonání valivého odporu	N
F _{věd}	síla pro překonání odporu větru při jízdě	N
F _{věs}	síla pro překonání odporu větru	N
F ₁	hmotnost vozíku	N
F ₂	hmotnost pojezdových jeklů	N
F ₃	hmotnost vozíčku jehly i s jehlou	N
F ₄	reakce vzniklá brzděním vozíčku jehly	N
F ₅	reakce vzniklá brzděním jehly	N
F ₆	síla přenášená ocelovým lanem	N
f	součinitel tření	1
f _p	pomocná konstanta pro výpočet modulu z dovoleného namáhání na ohyb dle Bacha	1
g	gravitační zrychlení	m/s ²
i _c	převodový poměr převodovky	1
i' _c	předběžný poměr převodovky	1

j	počet os pro přenos reakce v jednom směru	ks
K_F	součinitel přidavného zatížení	1
k_{ReM12}	bezpečnost proti překročení meze kluzu na šroubu M12	mm
k_{ReM30}	bezpečnost proti překročení meze kluzu na ose	mm
k_{tM16}	bezpečnost proti překročení maximální třecí síly na šroubu M16	mm
k_{tM24}	bezpečnost proti překročení maximální třecí síly na šroubu M24	mm
k_{tM30}	bezpečnost proti překročení maximální třecí síly na ose	mm
$la, lb, lc, le, lf, lg, lh, li, lk, ll, lm, lp, lq, lr$	rozměry konstrukce	mm
L_{10}	trvanlivost kladky	hod.
M_{km}	krouticí moment elektromotoru	Nm
$M_{kpř}$	krouticí moment na výstupu převodovky	Nm
M'_k	krouticí moment pro rozjezd vozíku	Nm
M_{uM12}	utahovací moment pro šroub M12	Nm
M_{uM16}	utahovací moment pro šroub M16	Nm
M_{uM24}	utahovací moment pro šroub M24	Nm
M_{uM30}	utahovací moment pro osu	Nm
M_z	moment v závitě	Nm
m	modul pastorku	mm
m_m	známá hmotnost modelu	kg
m_v	hmotnost vozíku	kg
m_0	odhadnutá hmotnost nezapočítaných prvků	kg
n	otáčky opěrné kladky	min ⁻¹
n_m	otáčky elektromotoru	min ⁻¹
$n_{př}$	otáčky na výstupu převodovky	min ⁻¹
n'_p	požadované otáčky pastorku	min ⁻¹
n_s	počet šroubů na vnější straně příruby vozíku	ks
o	počet kladek na jedné ose	ks
P_d	ekvivalentní dynamické zatížení	N
P_m	výkon elektromotoru	kW
P_0	ekvivalentní statické zatížení	N
p	exponent rovnice trvanlivosti	1
Q_{0M12}	předpětí ve šroubu M12	N
Q_{0M16}	předpětí ve šroubu M16	N
Q_{0M24}	předpětí ve šroubu M24	N
Q_{0M30}	předpětí v ose	N



R	zvolená reakce mezi nosníkem a opěrnou kladkou při maximální zátěži	N
R_{Ax}	reakce mezi vozíčkem jehly a nosníkem ve směru x	N
R_{Ax}	reakce mezi vozíčkem jehly a nosníkem ve směru x při brzdění vozíčku jehly	N
R_{Ay}	reakce mezi vozíčkem jehly a nosníkem ve směru y	N
R_{Ay}	reakce mezi vozíčkem jehly a nosníkem ve směru y při brzdění vozíčku jehly	N
R_{Bx}	reakce mezi vozíčkem jehly a nosníkem ve směru x	N
R_{Bx}	reakce mezi vozíčkem jehly a nosníkem ve směru x při brzdění vozíčku jehly	N
R_{ekon}	mez kluzu oceli 11 375	MPa
R_{eM12}	mez kluzu šroubu M12	MPa
R_{eM30}	mez kluzu osy	MPa
R_{po}	zvolená reakce mezi nosníkem a opěrnou kladkou při brzdění vozíčku jehly	N
R_{ξ}	síla pro upevnění přírub vozíku	N
R_1	reakce mezi horní vodorovnou kladkou a nosníkem	N
R_{1po}	reakce mezi horní vodorovnou kladkou a nosníkem při brzdění vozíčku jehly	N
R_2	reakce mezi horní svislou kladkou a nosníkem	N
R_{2po}	reakce mezi horní svislou kladkou a nosníkem při brzdění vozíčku jehly	N
R_3	reakce mezi dolní svislou kladkou a nosníkem	N
R_{3po}	reakce mezi dolní svislou kladkou a nosníkem při brzdění vozíčku jehly	N
R_4	reakce mezi dolní vodorovnou kladkou a nosníkem	N
R'_2	reakce mezi horní svislou kladkou a nosníkem při pojezdové zátěži	N
S	odhadnutá čelní plocha vozíku	m^2
S_0	koeficient statické bezpečnosti	1
s_{M12}	stoupání závitu M12	mm
s_{M30}	stoupání závitu M30	mm
t	požadovaný čas pro zrychlení	s
$v_{vě}$	rychlost větru	m/s
v	skutečná rychlost vozíku	m/s
v'	požadovaná rychlost vozíku	m/s
X	radiální součinitel	1

z	počet zubů na pastorku	1
α	úhel mezi lanem a rámem vozíčku jehly	°
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu materiálu 14 220	MPa
σ_{redM12}	redukovaného napětí podle hypotézy HMM ve šroubu M12	MPa
σ_{redM30}	redukovaného napětí podle hypotézy HMM v ose	MPa
σ_{01}	napětí krajní části osy	MPa
σ_{02}	napětí střední části osy	MPa
ρ	hustota vzduchu	kg/m ³
ρ_o	hustota oceli	kg/m ³
ξ	rameno valivého odporu	mm
$\eta_{př}$	účinnost převodovky	1
ψ_m	poměrná šířka ozubeného kola	1
μ	Poissonovo číslo	1

1. Úvod

Vzorkování se provádí především za účelem stanovení kvality a stavu dané obiloviny. Tyto charakteristiky se následně využívají k hodnocení z hlediska kvality dodané dávky (například při nákupu a prodeji), nebo pro stanovení vlivu pěstitelských podmínek a použitých metod ochrany před různými škůdci. Aby byly laboratorní výsledky co nejvíce shodné se skutečnými vlastnostmi konkrétní šarže, je důležité dodat laboratorní vzorek, který je zastoupen z celé vzorkované šarže, nikoliv pouze z její podskupiny. Dodání nevhodného laboratorního vzorku znehodnocuje celé měření.

Složení obilovin bývá nehomogenní, což může být způsobeno zrnitostí obilovin, nehomogenními podmínkami pro růst na poli, nerovnoměrností aplikace jednotlivých látek (například hnojiva a herbicidy), v neposlední řadě též uskladněním obilovin. Proto jsou kontaminanty distribuovány nerovnoměrně. Je nutné zajistit odebrání dostatečného množství vzorků, z kterého je následně homogenizací vytvořen laboratorní vzorek. Přičemž je důležité zajistit odebírání vzorků ze statických komodit a to jak z povrchu, tak i ze spodní části. Při vzorkování a následném transportu nesmí dojít k dodatečné kontaminaci vzorku.

Celý vzorkovací proces včetně požadavků na způsob odběru, samotný proces odběru a počty vzorků je popsán v normě [1]. V této normě jsou také uvedené příklady odebírání vzorků. Pro naše účely vzorkování obilovin v nákladním automobilu je podstatné sací vzorkovací zařízení. Princip tohoto zařízení spočívá ve vsunutí takzvané jehly do šarže a odebráním vzorku pomocí sání v jehle. Jehla má dva průchody. Jeden průchod slouží pro přívod vzduchu k otvoru, kterým se do jehly dostává vzorkované obilí, druhým průchodem se potom vrací přiváděný vzduch, který s sebou strhává jednotlivá zrna.

Cílem této bakalářské práce je vytvořit návrh rámové konstrukce pro vzorkovač tak, aby vyhovoval podmínkám firmy O.K. SERVIS BioPro. Tento návrh by měl být následně měl být využit k tvorbě prototypového vzorkovače a dále i k případnému zavedení nového typu vzorkovače do výroby. Účelem je využít stávající prvky vzorkovače VV05 a zároveň zkušenosti z jeho provozu. Primárním úkolem je umožnit odebrání vzorku z nákladního vozidla s přívěsem bez nutnosti popojíždění tohoto vozidla.

Délka vodorovného rámu je stanovena na 16 m. Je požadováno, aby rámová konstrukce byla pozinkována. Z toho plyne omezení - vzhledem k možnostem pozinkování v České republice je maximální délka jednotlivého profilu 12 m. Bylo stanoveno, že bude použit stávající vozíček jehly, na kterém nebudou prováděny žádné úpravy. Logickým požadavkem pro vzorkovač je dostatečná výška ramena tak, aby pod ním mohla bezpečně podjíždět nákladní vozidla. Rameno musí být dostatečně dlouhé, aby umožnilo vozíku jehly vzorkovat vozidlo stojící v libovolné poloze na váze široké 3,5 m, umístěné v těsné blízkosti sloupů vzorkovače. Vzhledem k nerovnosti a k nepřesnosti nakupovaných profilů musí být možnost nastavit rolny vozíku. Vzhledem k tomu, že finální montáž bude prováděna u zákazníka, jsou kladeny značné požadavky na jednoduchost montáže. Motor pojezdu musí být zakrytován a musí k němu být umožněn přístup bez nutnosti rozebrání celého vzorkovače.

2. Rešerše

2.1. Vzorkovače na trhu

Vzorkovače fungují na stejném principu, avšak jednotlivé typy na trhu se od sebe výrazně liší a to jak konstrukčně, tak i jednotlivými možnostmi. V neposlední řadě se vzorkovače odlišují i cenou. Vzhledem k tomu, že se jedná o specifický výrobek, kde závisí na okolnostech umístění a trh s těmito výrobky je malý, není možné stanovit konkrétní ceny. Je však možné stanovit přibližnou cenu použitých součástí a tím i rámcovou prodejní cenu.

Konstrukčně nejjednodušším typem vzorkovače je takzvaný čáp viz Obr. 1, vyráběný například firmou PFEUFFER pod názvem RAKORAF. Na pevně ukotveném sloupu je otočný mechanismus, který otáčí ramenem, čímž je zajištěn pohyb po kružnici. Poloměr kružnice je možné měnit vysouváním a zasouváním ramene. Na konci ramene je zavěšena jehla. Zapíchnutí jehly je provedeno pomocí snížení ramene. Výhodou tohoto typu vzorkovače je jednoduchá konstrukce a uchycení pohonných mechanismů na sloupu. Vzhledem k nenáročné konstrukci lze předpokládat nízké náklady. Nevýhodou je potom nepřesnost při zapichování a neintuitivní ovládání. Značnou nevýhodou je omezená vzorkovací plocha. Vzorkovač tohoto typu není schopen ovzorkovat kamion s návěsem bez popojíždění, protože maximální rádius pohybu jehly se blíží k 5 m. [2]



Obr. 1 Vzorkovač RAKORAF [2]

Vzorkovač VV05 Obr. 2 od firmy O.K. SERVIS BioPro je další typ vzorkovače, který využívá jeden pevný sloup, na němž je otočné rameno. Na rozdíl od předchozího typu je změna poloměru zajištěna pomocí vozíčku. Ten jezdí po k tomuto účelu upraveném rameni. Na vozíčku je upevněná jehla, která je pomocí dalšího pohonu spouštěna a zdvihána. Výhodou tohoto vzorkovače je vyšší přesnost vzorkování, jež je zajištěna pevnou vertikální polohou jehly. Přesto, že je na rozdíl od předchozího typu konstrukce robustnější a zároveň nepatrně složitější, lze náklady považovat za nízké. Nevýhodou je potom opět neintuitivní ovládání a omezená vzorkovací plocha. [3]



Obr. 2 Vzorkovač VV05 [4]

Oba výše uvedené typy mají především jednu výraznou negativní vlastnost. Jedná se o již zmíněnou omezenou vzorkovací plochu. Snaha o odstranění této vlastnosti je patrná na vzorkovači COBRA 4000 Obr. 3 od firmy TPLG. Tento vzorkovač spojuje již zmíněný mechanismus čápa a přidává mu možnost pojezdu souběžně s vozem. To je umožněno přidáním vozíčku, který se pohybuje po vodorovném rámu mezi dvěma pevnými sloupy. Uvedený mechanismus čápa je potom posazen na tento vozík. Výhodou je možnost vzorkovat celý kamion s návěsem. Nevýhodou zůstávají nepřesnosti vzorkování a neintuitivní ovládání.

Vzhledem ke značnému množství dalších profilů, k pohonu a k vodícímu mechanismu, lze předpokládat výrazný nárůst nákladů. [5]



Obr. 3 Vzorkovač COBRA 4000 [5]

Vzorkovač STORK PRO Obr. 4 od firmy STORK je příkladem mechanismu vozíku jehly zmíněného u vzorkovače VV05 s přidáním pojezdu podél vozu. Po obou stranách plochy pro vzorkování jsou vztyčeny sloupy, mezi kterými jsou pojezdové profily. Na těchto profilech je z obou stran podepřený rám, který se pohybuje ve směru jízdy vozidla. Na uvedeném rámu jezdí vozík jehly. Tato konstrukce disponuje značnou tuhostí, a tedy i přesností při vzorkování, opět zvládá vzorkování celého kamionu. Robustní konstrukce umožní vyšší pojezdové rychlosti a tím zkrátí dobu vzorkování. Vzhledem k tomu, že je podélná konstrukce z obou stran vozu, dalším pohonem a pojezdovými mechanismy, lze předpokládat další zvýšení nákladů oproti předchozím typům. [6]



Obr. 4 Vzorkovač STORK PRO [6]

2.2. Významné nakupované prvky

Z pohledu vývoje konstrukce bude vozík jehly kupovaným prvkem od firmy O.K. SERVIS BioPro. Vzhledem k pojiždění vozíku přibližně o 15 m je nutné nejprve vyřešit otázku pohonu vozíku a přenesení energie mezi vozíkem a rámem. Převod energie od motoru do hnacího mechanismu je možné realizovat pomocí hydrauliky, pneumatiky nebo mechaniky. Samotná volba elektromotoru bude provedena na základě požadavku firmy s ohledem na jejich cenové a dodací zkušenosti z katalogu firmy MOTOR GEAR.

2.2.1. Převod energie

Výhodou při využití hydrauliky by bylo uložení elektrického motoru spolu s čerpadlem v libovolném místě, tedy například těsně nad zemí u ukotvení rámové konstrukce. Pohyb vozíků by byl zajištěn hnanou hřídelí pomocí hydromotoru. Další významnou výhodou je velice snadné ovládání a pozvolné rozjíždění vozíku. Tento systém by mohl obsluhovat i další pohony na vzorkovači. Tedy jeden hydrogenerátor by mohl obsluhovat několik hydromotorů. Mezi nevýhody potom

patří větší náročnost z hlediska údržby, přívod dvou hydraulických hadic do vozíku, vyšší pořizovací cena a vyšší náklady na údržbu.

Obdobným způsobem by fungovala i pneumatika, ovšem s výrazně nižší účinností kvůli stlačitelnosti vzduchu a tedy nutností silnějšího elektromotoru. Odpadla by ovšem nutnost přivádět do vozíku dvě hadice, stačila by pouze jedna s přívodním vzduchem.

Mechanickou variantu je možné realizovat pomocí převodovky a jejímu přímému spojení s elektromotorem a hnanou hřídelí. Aby bylo možné regulovat pozvolný rozjezd a dojezd vozíku, bude k elektromotoru připojen měnič. K motoru je nutné přivést jeden silový kabel. Výhodou této varianty je jednoduchost, nenáročná údržba a nízká pořizovací cena.

2.2.2. Hnací mechanismus

Předání síly mezi výstupní hřídelí převodovky a rámovou konstrukcí je možné realizovat několika následujícími variantami:

a) Ozubený řemen

Tato varianta by se skládala z ozubeného řemene, který by byl pevně připojen k vozíku. Řemen by vozík táhnul. Hnací řemenice spojená s pohonem bude umístěna na jednom konci rámového profilu, na druhém konci bude otáčecí a zároveň napínací řemenice. Značná výhoda této varianty je v umístění pohonné jednotky přímo na rámové konstrukci. Velice výraznou nevýhodou hraničící s možností realizovatelnosti je potom napínání řemenu a to především s ohledem na vzdálenost 16 m s přihlédnutím na povětrnostní a teplotní podmínky. Vlivem větru by pravděpodobně docházelo k výraznému kmitání řemenu a k uvolňování způsobené teplotní roztažností řemenu například při slunečním svitu. Další komplikací je potom nepřesnost zastavení vozíku. Vzhledem k setrvačným účinkům vozíku by došlo při vypnutí pohonu k prodloužení a k následnému smrštění řemenu. Vozík by tedy mírně zakmital a následně se ustálil.

b) Lano

Varianta použití lana místo ozubeného řemenu je přívětivější z hlediska roztažnosti. Vyžaduje ovšem ještě vyšší předepnutí, aby nedocházelo k prokluzu hnaného kola.

c) Řetěz

Obdobně jako předchozí dvě varianty by využití řetězu fungovalo podle stejného principu. Komplikaci by způsobovalo přesné polohování vzhledem k prověšení řetězu.

d) Ozubený hřeben

Na hnací hřídel bude nasazeno ozubené kolo, které bude jezdit po ozubeném hřebenu uchyceném na rámové konstrukci. Nevýhodou této varianty je umístění pohonné jednotky ve vozíku. Značnou výhodou je potom přesnost a zaručený kontakt.

e) Pryžové kolo

Pokud na hnací hřídel nasadíme pryžové kolo, lze se s ním pohybovat přímo po profilu. Tento prvek je velice jednoduchý a levný, jeho nevýhodou je nutnost značné přítláčné síly pro zajištění trakce. Při vyšších zrychleních může kolo proklouznout, stejný jev může nastat také při změně součinitele tření, například namočením povrchu vodou nebo tuky.

2.2.3. Pojezdový mechanismus

Důležitou součástí vozíků je samotné uložení vozíku na rámové konstrukci tak, aby poskytovalo dostatečně stabilní základnu pro vzorkování. Zároveň musí být zajištěn snadný pojezd po profilu rámu, což může být realizováno následujícími prvky:

a) Plastové a pryžové rolny

Výhodou těchto rolen Obr. 5 je především cena a dobrá dostupnost. Problém budou způsobovat deformace povrchu rolny, způsobené například bodovým kontaktem nebo dočasným zvýšením zatížení na rameni. Tato deformace by měla za následek natočení vozíčku a tedy značné vychýlení na konci ramene. Dalším problémem je potom nestálost těchto materiálů vzhledem k přímému vystavení slunci a povětrnostním podmínkám.



Obr. 5 Plastová rolna [7]

b) Opěrné kladky

Výhodou opěrných kladek Obr. 6 je vyšší tuhost a trvanlivost. Zároveň nepodléhají vlivům okolí za předpokladu povrchové úpravy nebo korozivzdorného materiálu. Nevýhodou je ovšem vyšší cena.



Obr. 6 Opěrná kladka [8]

c) Ložiska

Ložiska se cenou pohybují mezi předcházejícími variantami. Jejich využití je možné ve dvou variantách. Lze vyrobit rolnu a do ní toto ložisko vložit, nebo jezdit přímo vnějším kroužkem ložiska po rámu. Výhodou vlastní vyráběné rolny s ložiskem je možnost přizpůsobit rozměry konkrétním požadavkům, ovšem za cenu zvýšení nákladů.

d) Kombinované rolny

Jedná se o rolnu vyráběnou společností WINKEL, schopnou zachytit reakce ve třech směrech Obr. 7. Zjednodušeně se jedná o kombinaci dvou roln, kde velká rolna svým uložením ve speciálním U nebo I profilu zachycuje síly

ve dvou směrech. Malá rolna potom zachycuje sílu, která tlačí kombinovanou rolnu směrem do profilu. V zásadě lze říci, že tyto dvě kombinované rolny by nahradily šest standardních roln. Jejich nevýhodou je cena vzhledem k unikátnosti řešení a nutnost použití speciálních profilů jako rámové konstrukce. Dále potom nepoměr mezi únosností v jednotlivých směrech.



Obr. 7 Kombinovaná rolna [9]

e) Polyethylenové desky

Tyto desky Obr. 8 by nahradily funkci roln a vozík by na nich jezdil po rámu. Jedná se o desky s nízkým součinitelem tření, který je odolný abrazivním účinkům. Jeho značnou výhodou by bylo dobré rozložení přenášené síly a nízké deformace. Problémem je větší třecí síla oproti valivému tření a problematické vymezování vůle vůči rámu.

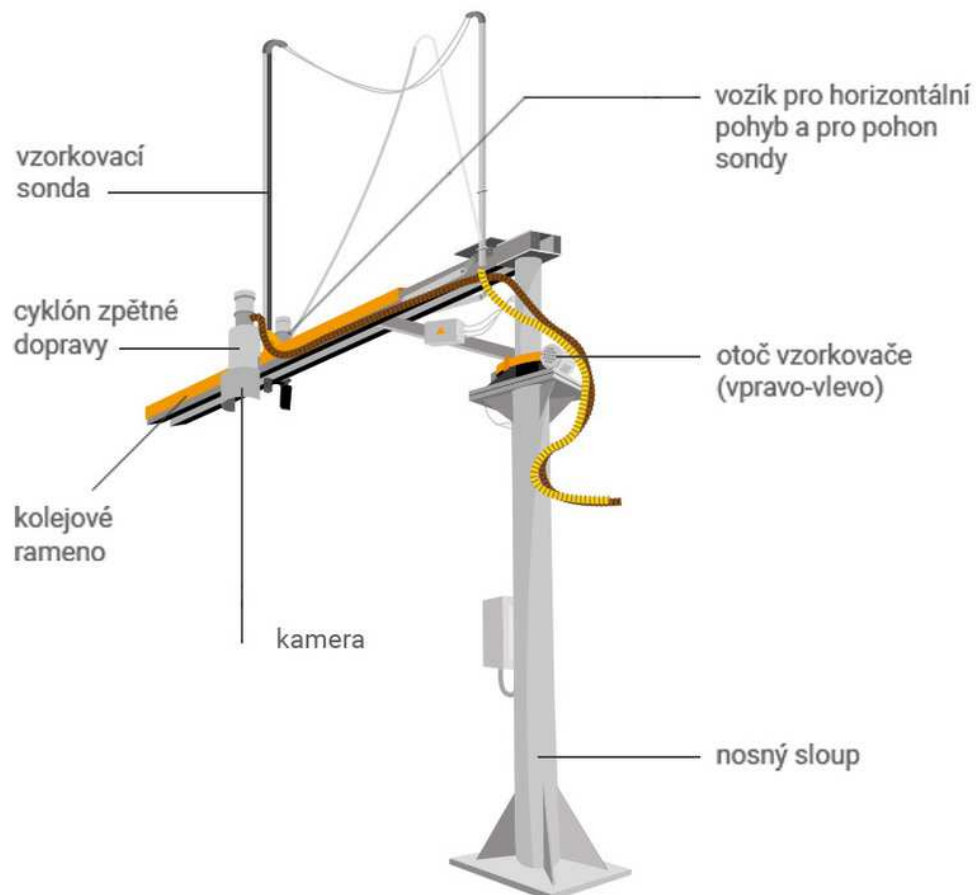


Obr. 8 Polyethylenová deska [10]

3. Konstrukce stávajícího vzorkovače VV05

Již zmíněný vzorkovač VV05 (Obr. 2 v části rešerše) je v mnoha směrech využíván k navržení realizování nové konstrukce vzorkovače. Snahou je využít osvědčené prvky i mechanismy a zároveň odstranit nevýhody tohoto vzorkovače. Mezi hlavní negativa patří především malá vzorkovací plocha a neintuitivní ovládání.

Vzorkování probíhá pomocí natočení vzorkovače do požadované polohy, následuje pojezd vozíčku na požadovaný rádius a vsunutí jehly do vzorkovaného obilí až na dno korby nákladního vozidla. Odebrání vzorku probíhá pomocí vhánění vzduchu do obilí z jehly. Odebíraná zrna jsou unášena vzduchem. Celý princip je popsán v úvodu této práce. Zrní je následně odesláno do laboratoře k homogenizaci a ke zpracování, přebytečné zrní je vráceno zpět na vůz pomocí cyklónu Obr. 9.



Obr. 9 Základní prvky vzorkovače [11]

Vzorkovač je ukotven do země pomocí betonového bloku, na který je připevněn ocelový nosný sloup. Na tomto sloupu je připevněno otočné rameno Obr. 10, které se otáčí pomocí ozubeného kola uchyceného na otočné části sloupu. Ozubené kolo je poháněno pastorkem připojeným na výstup šnekové převodovky s elektromotorem. Aby nemohlo dojít k poškození konstrukce, například při kolizi otáčejícího se ramene s jiným objektem, je pohon vybaven spojkou s nastavitelným momentem. Otočná část sloupu je uložena na dvou ložiskách. Rameno je možno otáčet přibližně o 270 stupňů.

Kritická místa z hlediska přístupu vody, jmenovitě rolny, řetězový převod, ozubené soukolí a elektromotory, jsou zakrytována pomocí plechů, které jsou nalakované oranžovou barvou. Na následujících snímcích se dají snadno poznat podle barvy Obr. 10, Obr. 11 a Obr. 13.



Obr. 10 Rameno vzorkovače [11]

Vozíček jehly Obr. 11 umožňuje, aby jehla měnila vzdálenost od středu sloupu tím, že popojíždí po vodorovných jeklech. Vozíček je vybaven rolnami tak, aby jezdil po každém profilu z vrchu a zespodu. Vrchní rolny zachycují gravitační síly. Spodní rolny slouží k zachycení klopných momentů při brzdění a rozjíždění vozíčku. Pohon vozíčku se skládá z ozubeného řemene a ze šnekové převodovky s elektromotorem. Na jednom z vodorovných jeklů je u sloupu uchycena hnací drážková řemenice. V opačné části je potom otáčecí drážková řemenice. Ozubený

řemen je konečný a oba jeho konce jsou uchyceny k vozíčku jehly Obr. 12. Jeden z konců je možné napínat, aby bylo snadné předeprnout řemen.



Obr. 11 Vozíček jehly [11]

Jehla uložená ve vozíčku jehly je fixována pomocí kluzných polyethylenových desek Obr. 12. Její pohyb je zajištěn pomocí řetězu a řetězového kola, které je poháněno šnekovou převodovkou s elektromotorem. Řetěz s konci uchycenými k jehle, je poháněn řetězovým kolem. Mezi převodovkou a hnací řetězové kolo řetězu na jehle je přidán řetězový převod z důvodu vyváženosti a kompaktnosti vozíku jehly. Opět je zde nastavitelná spojka pro zamezení vážné poruchy a pro vypnutí pohonu při dojetí jehly na dno korby nákladního vozu.



Obr. 12 Vozíček jehly ze spodu [11]

Nosná rámová konstrukce je svařená do jednotlivých celků, které jsou následně pozinkovány. Vozíček a obráběné prvky jsou vyrobeny z korozi-vzdorné oceli.



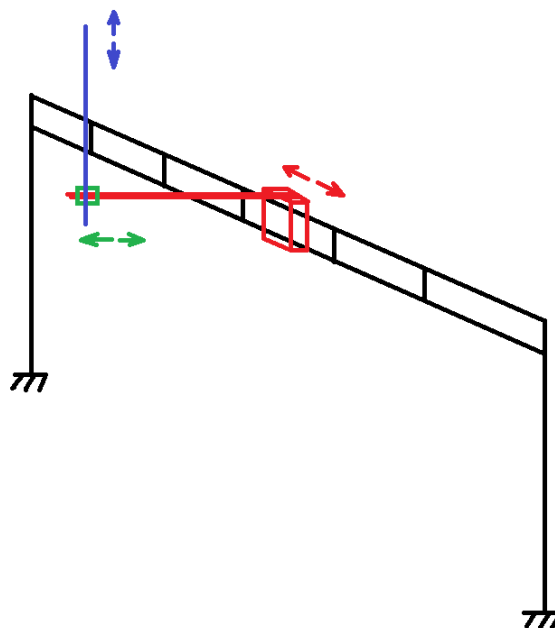
Obr. 13 Vedení hadic a kabelů na vzorkovači [11]

Všechny pohyblivé mechanismy jsou v krajních polohách vybaveny indukčními snímači polohy, které případně vypnou příslušný elektromotor tak, aby nedošlo k poškození vzorkovače. Na vzorkovači se nachází značné množství kabelů. Jsou to především silové kabely k elektromotorům, dále kabely k jednotlivým snímačům polohy a kabely k videokameře Obr. 13. Zároveň jsou zde tři hadice na přívod vzduchu do jehly, odvod vzduchu a zrní z jehly a hadice vracející zbytkové zrní z laboratoře Obr. 13. Vzhledem k tomu, že se rameno nemůže otáčet o 360 stupňů, není problém s vedením kabelů a hadic u tohoto pohonu. Problém nastává s vedením hadic a kabelů do vozíčku jehly respektive do jehly a to vzhledem ke značné dráze pojezdu. To je vyřešeno pomocí dvou sklopných ramen Obr. 11 a Obr. 13, ze kterých hadice a kabely visí. Vozíček je potom táhne za sebou. Ramena jsou přizvedávána pomocí pružin. Levé rameno je určeno pro hadice, pravé potom pro elektrické a signální kabely.

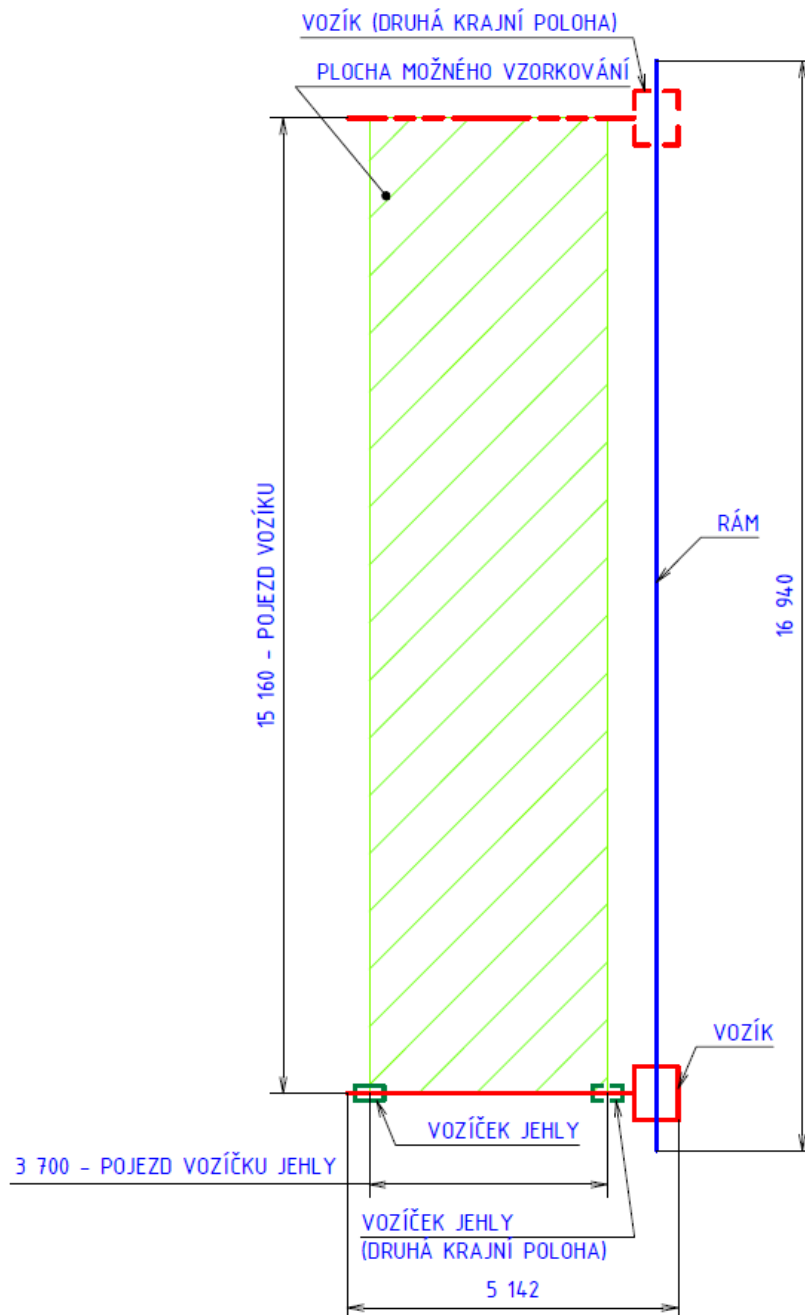
4. Návrh nové konstrukce vzorkovače

Na základě požadavků s ohledem na možnosti konstrukce a výpočty (kapitola 5 a 6) byl vypracován model vzorkovače Obr. 14. Vzorkovač se skládá z podsestav: vozík, rám a vozíček jehly. Poslední jmenovaná podsestava je pro tuto práci nakoupeným prvkem od firmy O.K. SERVIS BioPro, stejně jako některé další prvky, které jsou použity ze vzorkovače VV05. Rozvržení následujících podkapitol je shodné s rozvržením sestav a podsestav v sestavném výkresu. Sestavný výkres je uveden v příloze I. Na snímcích modelu jsou jednotlivé podsestavy záměrně obarveny různými barvami pro snadnější orientaci. Materiál nakupovaných profilů je uvažován S235JR (11 375). Vzhledem k možnostem trhu s ohledem na nákup je možné použít i jiný materiál s mezí kluzu alespoň 200 MPa a možností dobrého svařování.

Rozsahy pojezdů, zástavbové rozměry a plocha kde je možné provést odběr vzorku jsou znázorněny na Obr. 15. Na tomto snímku jsou barevně rozlišeny jednotlivé podsestavy. Vozík i vozíček jehly jsou znázorněny v obou krajních polohách pro názornost, v sestavě se oba vyskytují pouze jednou. Pojezd vozíku je možný dle kóty 15 160 mm. Pojezd vozíčku jehly je možný dle kóty 3 700 mm. Podrobnější rozměry jsou uvedeny v příloze I.



Obr. 14 Schéma sestavy vzorkovače [autor]

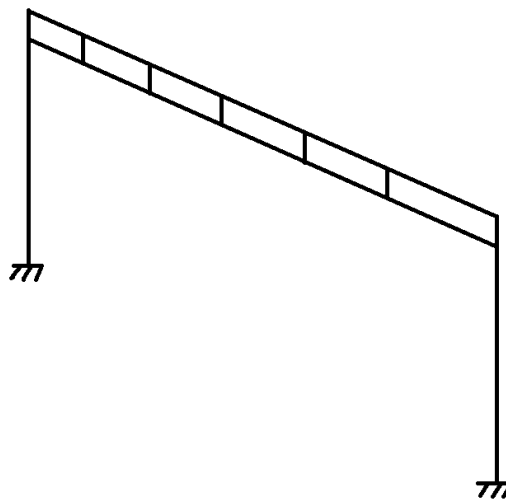


Obr. 15 Schéma vzorkovače (půdorys) [autor]

Po zastavení kamionu ve vytyčeném prostoru je spuštěn vzorkovač. Ten je v závislosti na vybraném systému řízení automaticky nebo manuálně ovládán. Princip fungování je pro oba způsoby řízení jednotný. Vozík se začne pohybovat směrem k určené poloze, kde se zastaví. Souběžně s ním se může pohybovat vozíček jehly, což ušetří čas vzorkování. Po zastavení obou vozíků se spustí pohon jehly a zatlačí jehlu až na dno korby vozu. Přiváděným vzduchem jsou zrna unášena do laboratoře a druhou hadicí zpět. Následně je jehla vytažena a pokud je zapotřebí, vozíky se opět mohou přesouvat k další pozici.

4.1. Rám

Sestava rámu Obr. 16 je složena z níže uvedených podsestav, které jsou k sobě spojeny šroubovými spoji. Celý rám je potom upevněn k betonovému ukotvení. Nosná konstrukce je pozinkovaná. Z toho důvodu je dělená na menší celky. Dalším důvodem je snadná doprava. Po navržení byla pro konstrukci provedena MKP analýza viz kapitola 6.



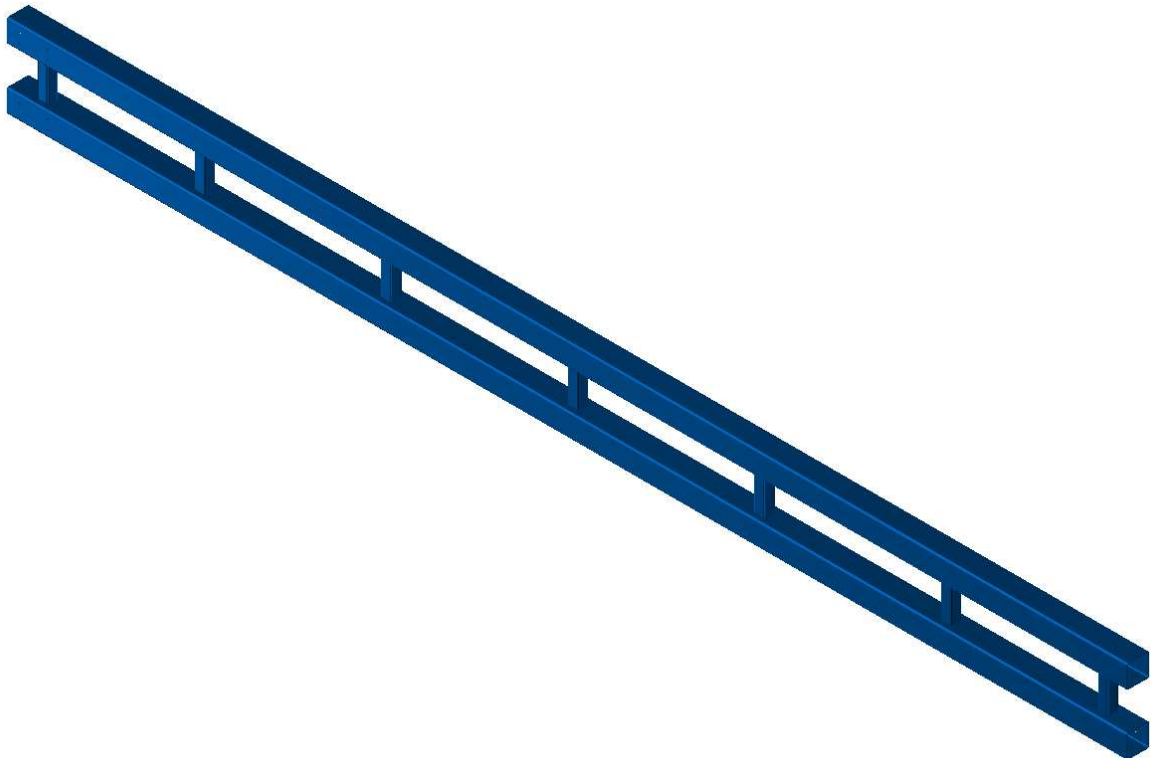
Obr. 16 Schéma sestavy rámu [autor]

4.1.1. Nosník dlouhý

Nosník dlouhý Obr. 17 je umístěn uprostřed vodorovné části rámu. Jedná se o svařenec dvou rovnoběžných jechlů ISO 10799-2 250x250x10, mezi které je postaveno 7 jechlů ISO 10799-2 120x120x10 o délce 400 mm. Z technologického a z přepravního hlediska se nejedná o jeden díl, ale o dva nosníky krátké a jeden nosník dlouhý. S pojení těchto nosníků není předmětem této práce a bude řešeno v dalším rozpracování. Délka nosníku dlouhého je 12 m, což je maximální dovolená délka s ohledem na možnosti pozinkování. Tento tvar byl zvolen po provedení řady jednoduchých MKP analýz za účelem stanovení průhybu, způsobeného vlastní vahou a vahou vozíku a zároveň natočením od kroutícího momentu, způsobeného ramenem vozíku. Jak tyto analýzy ukázaly, je větším problémem kroutící moment, než zatěžující síla. Z toho důvodu lze vyloučit otevřené profily, které se z počátku zdály být slibné pro efektivní odolnost vůči zatížení kolmo na osu. Jedná se především o profily U, I a HEB. Proto byl zvolen jechl. Ani samotný jechl, ať už čtvercového, nebo obdélníkového průřezu, nebyl vzhledem k celkové vodorovné délce 16 m schopný dostatečně odolat kroutícímu

momentu. Nedošlo by k trvalé deformaci, ale při největším zatížení by docházelo k takovému natočení, že výchyšky na konci ramene vozíčku by byly příliš vysoké.

Proto byl přidán druhý jekl a mezi oba jekly byly postaveny menší jekly jako spojnice. Dalšími MKP analýzami bylo stanoveno, že optimální délka spojnic je 400 mm. Pro nižší hodnoty vycházelo natočení příliš vysoké. Pokud vzdálenost zvýšíme, dochází sice ke zlepšení průhybu, i když se zmenšující se tendencí. Výsledný profil je navíc velice vhodný pro vozík vzhledem k několika plochám pro pojezd. Na obou koncích je připojen nosník krátký pomocí spojnic. Pro připojení spojnic jsou vodorovné jekly provrtány průchozími dírami pro šrouby ISO 4017 M16 - 40 8.8. Tyto jekly mají dále závitové díry pro šrouby ISO 4017 M10 - 30 8.8 pro upevnění žlabů, které budou vytvořeny při celkové montáži.

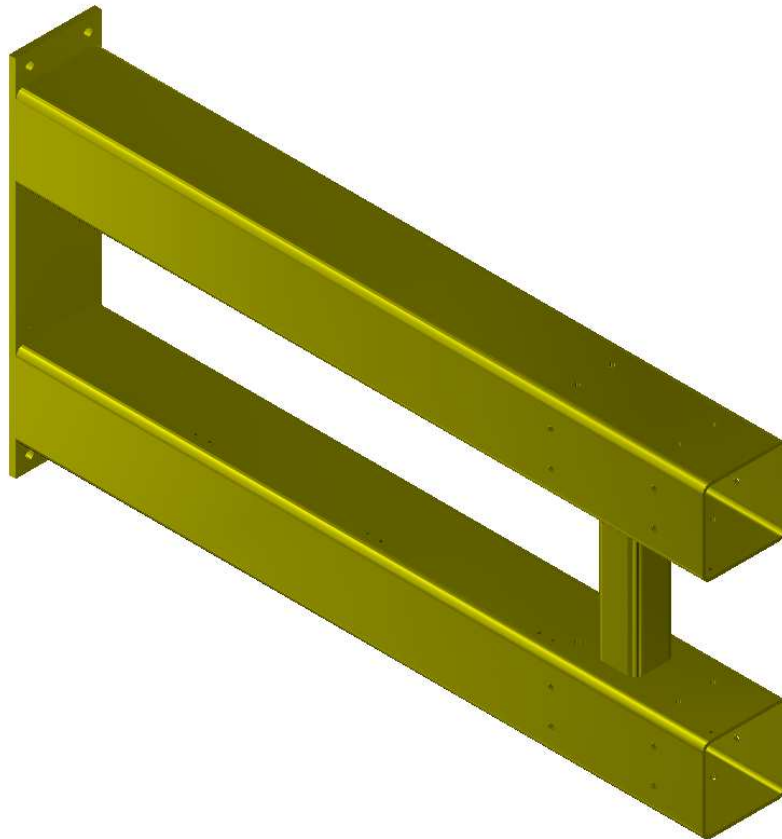


Obr. 17 Sestava dlouhého nosníku [autor]

4.1.2. Nosník krátký

Nosník krátký Obr. 18 je svařen tak, aby jeho rozměry navazovaly na nosník dlouhý. Skládá se opět ze dvou rovnoběžných jeklů ISO 10799-2 250x250x10, které jsou dlouhé 2 m a dále z jednoho jeklu ISO 10799-2 120x120x10. Na opačné straně je umístěna deska příruby, která uchycuje pomocí čtyř šroubů ISO 4017 M24 - 80 8.8. nosník na stojinu. Jedná se o předepjatý šroubový spoj. Podrobný

návrh a kontrolní výpočet je uveden v bodě 5.4.4. V žádném případě nesmí dojít k namáhání šroubů na stříh. Šrouby, matice a podložky jsou z pevnostní třídy 8.8 respektive 8. Dále jsou zde shodně s nosíkem dlouhým průchozí díry pro šrouby ISO 4017 M16 - 40 8.8 a závitové díry pro šrouby ISO 4017 M10 - 30 8.8 vrtané při celkové montáži.

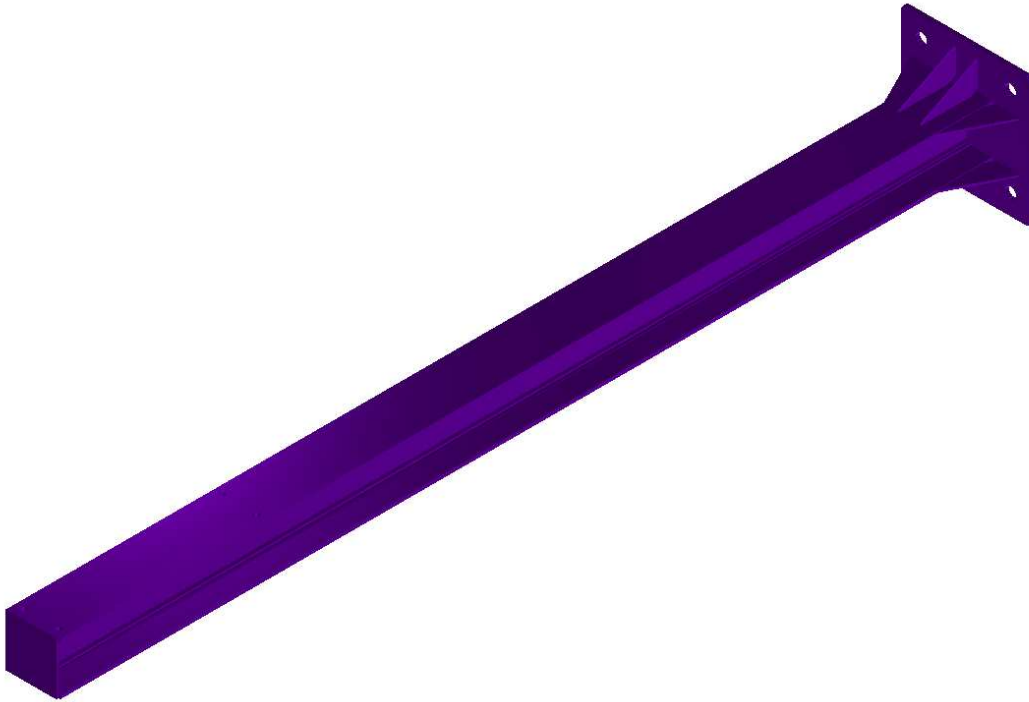


Obr. 18 Sestava krátkého nosíku [autor]

4.1.3. Stojina

Základním prvkem svařence stojiny Obr. 19 je nosník EURONORM 53-62 HE 260, jeho délka je přibližně 4,6 m. Profil je natočený tak, aby na rovnou plochu dosedla příruba nosíku dlouhého. Tento způsob natočení je zvolen tak, aby konstrukce lépe odolávala zatížení. Je známo, že čím vzdálenější je materiál od osy, tím lépe odolává ohybovým momentům, respektive má větší modul průřezu v ohybu. Namáhání této stojiny je totiž ohybové, kde nosník mezi stojinami se prohýbá dolů pod tíhou zatížení a vlastní hmotností. To všechno ohýbá vršek stojin směrem k sobě. Nahoře je profil uzavřen deskou, aby nedocházelo k jeho rozevírání a pro ochranu před povětrnostními podmínkami. Na spodní část je přivařena deska umožňující uchycení

k betonovému ukotvení. Pro správné přenášení silových účinků je vyztužena osmi žebry. Pro přimontování nosníku krátkého jsou v profilu vyvrtány průchozí díry (pouze jednou stěnou) pro šrouby ISO 4017 M24 - 80 8.8.



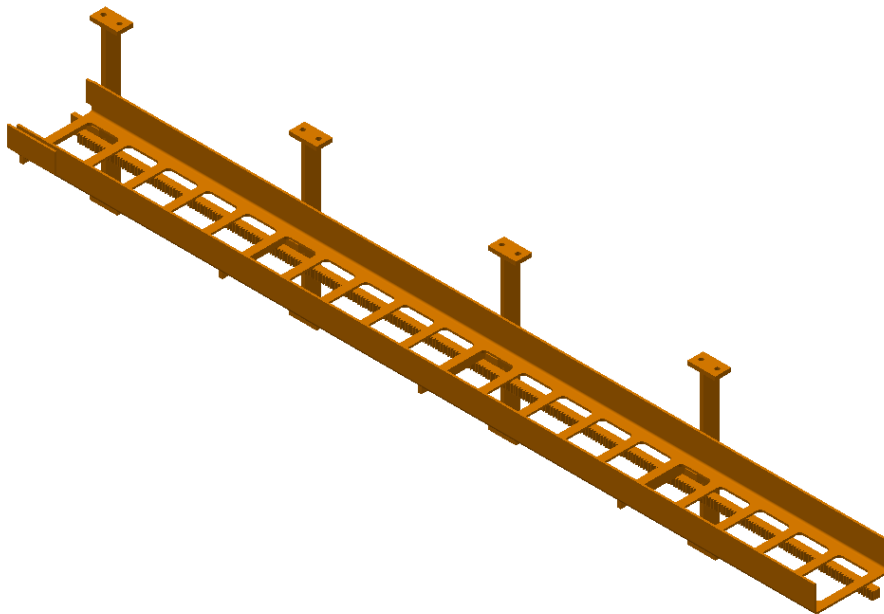
Obr. 19 Sestava stojiny [autor]

4.1.4. Žlab vnitřní

Svařenec vnitřního žlabu Obr. 20 slouží k uložení energetického řetězu tak, aby byly k vozíku přivedeny potřebné hadice a kabely. Zvolený energetický řetěz E4.1.56 [12] od firmy Igus je navržen pro čtyři silové kabely, tři hadice pro vzduch s vnitřním průměrem 38 mm a vnějším 48 mm od firmy GUMEX [13] a několik signálních kabelů. Vnější šířka energetického řetězu byla stanovena po započítání všech hadic na 170 mm. Některé energetické řetězy se mohou na krátkou vzdálenost pohybovat ve vzduchu, ovšem řetěz s celkovou délkou okolo 17 m musí mít rozhodně podpěru.

Samotný žlab je vytvořen z 5 mm plechu, který je ohnutý do tvaru U. Do dna jsou ještě před ohybem vypáleny otvory, které slouží k odlehčení a zároveň zamezují hromadění kapaliny v U profilu. Délka jednoho žlabu je 2 m. Následně se tento žlab napojuje na další. Aby napojené žlaby plynule navazovaly, je na konci žlabu z každé strany navařena plechová destička, která zamezí vychýlení. Tento způsob je použit proto, aby nebylo nutné profily svařovat při finální montáži. Žlaby jsou pak podepřeny pomocí podpor, ty jsou k žlabu přivařeny vždy po 500 mm.

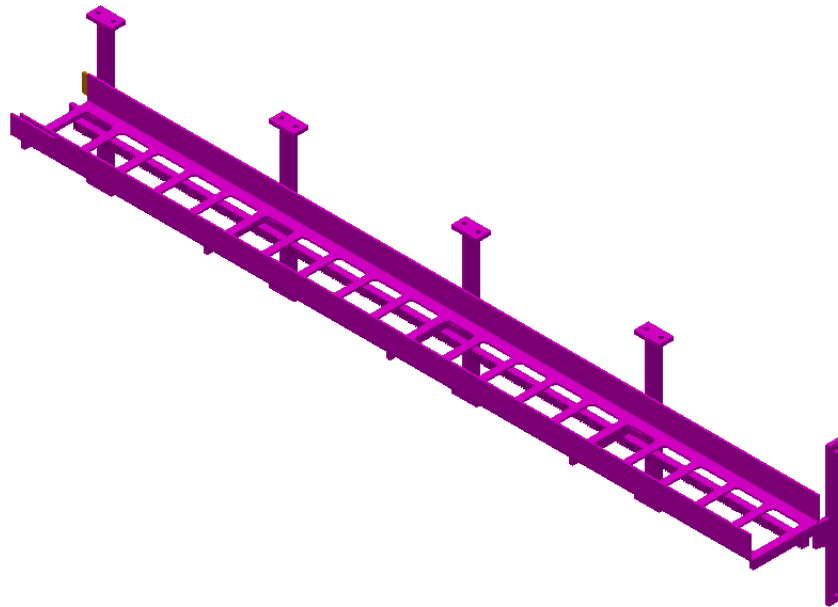
V jedné sestavě jsou čtyři podpory, protože krajní jsou mezi žlaby sdíleny. Podpory jsou vypáleny z 10 mm plechu. Na podporu je pomocí zámků přivařena úchytka pro hřeben, do kterého jsou vyvrtané neprůchozí závitové díry pro šroub ISO 4017 M8 - 20 8.8. Krajní podpory mají úchytka oboustrannou, aby upevnily oba hřebeny. Ozubený hřeben má modul $m = 2$ mm, podle návrhu pastorku. Na každou podporu jsou pomocí zámků přivařeny dvě uchycovací desky, pomocí kterých bude celá sestava přišroubována šrouby ISO 4017 M10 - 30 8.8 mezi jekly. Závitů pro tyto šrouby se do nosných jeklů vyvrtají při montáži, zároveň se do dotčených spojnic vyvrtají průchozí díry.



Obr. 20 Sestava vnitřního žlabu [autor]

4.1.5. Žlab počáteční

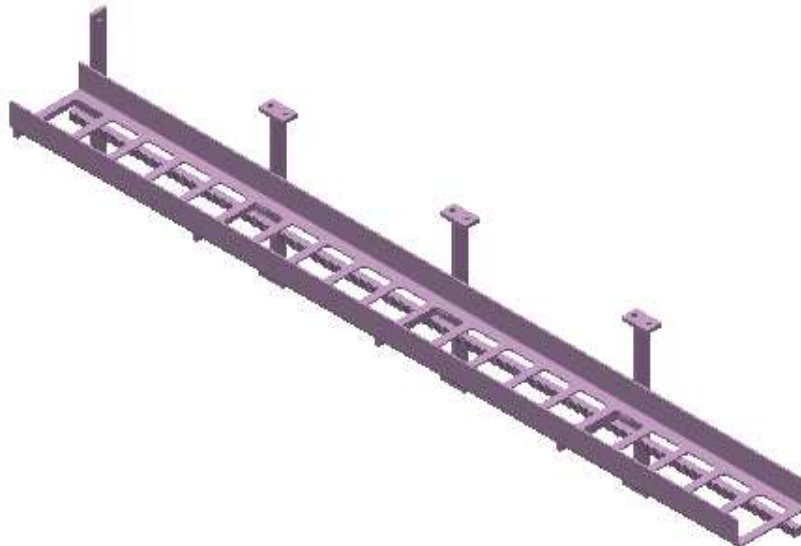
Sestava žlabu počátečního Obr. 21 se oproti sestavě žlabu vnitřního liší pouze přidáním krajní podpory. Tato podpora je uchycena dvěma šrouby ISO 4017 M10 - 30 8.8 do přírubové desky na krátkém nosníku, kde jsou vyvrtány závitové díry. Na krajní podporu je přivařen pouze úchyt pro ozubený hřeben, opět pomocí zámků.



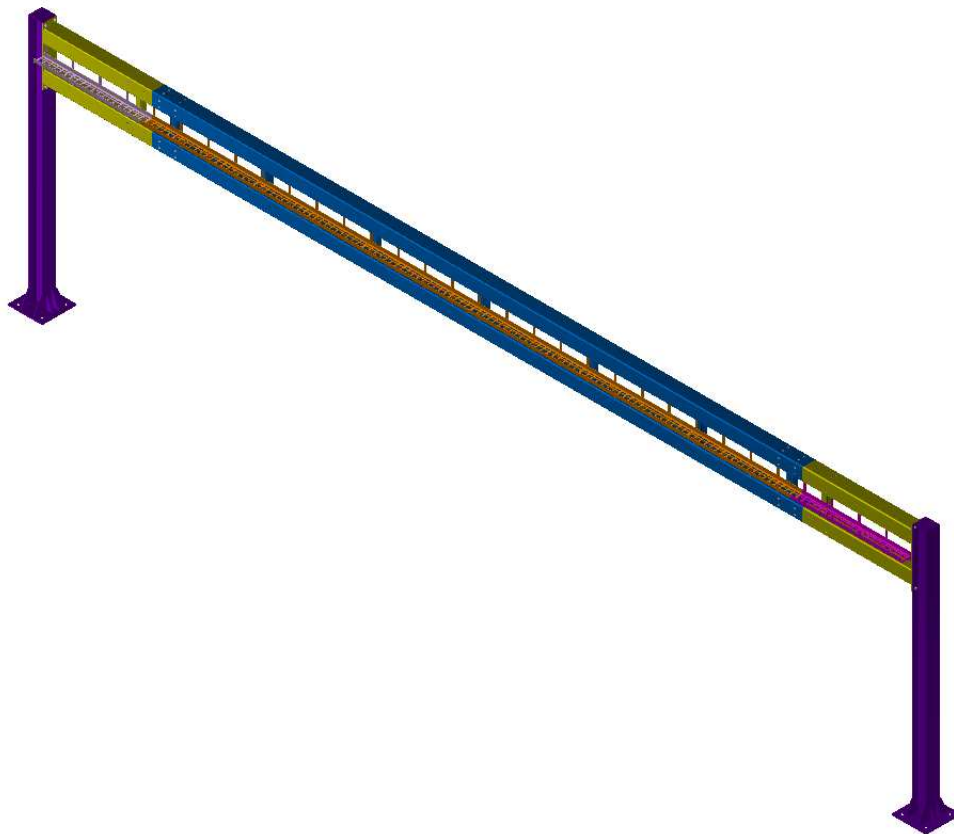
Obr. 21 Sestava počátečního žlabu [autor]

4.1.6. Žlab koncový

Svařenec žlabu koncového Obr. 22 je posledním žlabem a proto má pouze tři podpory a jednu krajní. Na tuto sestavu nejsou přivařeny destičky zamezující vychýlení dalšího žlabu. V ostatních prvcích se shoduje s počátečním žlabem.



Obr. 22 Sestava koncového žlabu [autor]

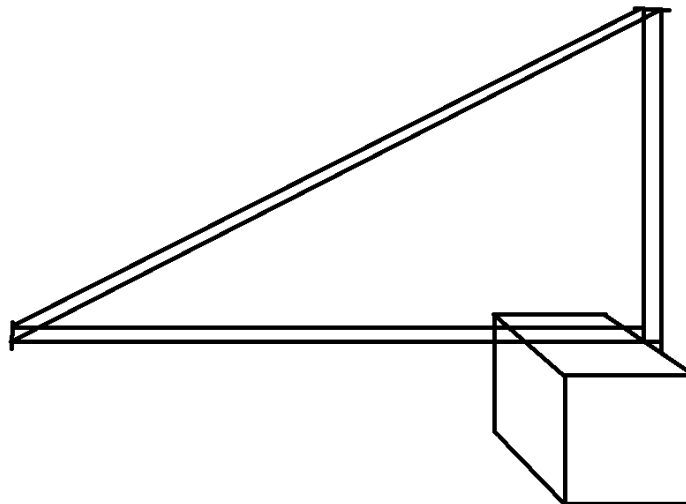


Obr. 23 Sestava rámu [autor]

4.2. Vozík

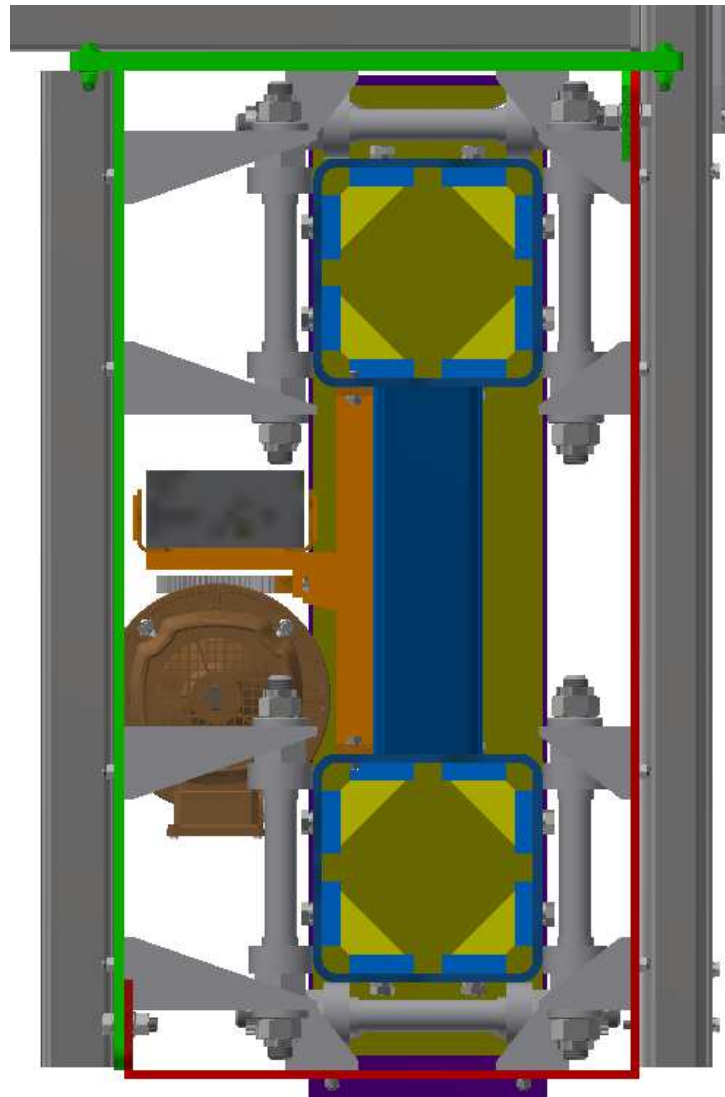
Sestava vozíku Obr. 24 se pohybuje po smontovaných nosnících mezi stojinami. Tím umožňuje pohyb jehly souběžně s vozidlem, ze kterého je odebírán vzorek. Jednotlivé sestavy jsou uvedeny a popsány níže. Celková koncepce vozíku je navržena především s ohledem na jednoduchou montáž u zákazníka, kde dojde ke smontování připravených svařenců. Podstatným požadavkem zadavatelské firmy při tvorbě vozíku bylo umístění pohonu uvnitř vozíku. Schematické znázornění vozíku i s vozíčkem jehly v dolní poloze je na Obr. 38 a s jehlou v horní poloze na Obr. 40.

K zajištění tuhosti vozíku bylo stanoveno, že vozík bude okolo nosníku uzavřen. Vzhledem k zatížení od vozíčku jehly na rameni je vozíček namáhán ohybovým momentem. Obdobný problém ohledně volby uzavřeného profilu byl popsán v kapitole 4.1.1. Pro následující návrhové a kontrolní výpočty bylo stanoveno zatížení od vozíku a vozíčku jehly v nejhorší možné poloze. Tento výpočet je uveden v kapitole 5.1.



Obr. 24 Schéma sestavy vozíku [autor]

Na obou nosnících jezdí opěrné kladky vždy z obou boků a po horní a dolní volné ploše. Opěrné kladky jsou umístěny ve dvou skupinách a to co nejdál od sebe. Přesné uložení roln je dobře patrné na Obr. 25. Na první pohled se může zdát, že vzhledem k namáhání jsou některé rolly přebytečné. Z Obr. 25 je patrné, že vrchní rolly zachycují zatížení v ose vozíku. Pravé horní a levé dolní rolly zachycují ohybový moment způsobený hmotností ramena a vozíčku jehly. Tento moment ale může být eliminován, pokud dojde k opření jehly o dno korby. K tomu bude docházet pravidelně při odběru vzorků, kdy se jehla zapře o dno korby, přičemž zasouvací síla překročí nastavenou hodnotu spojky a následně se vypne elektromotor. Uvedený způsob je využíván proto, že z hlediska odebíraného vzorku je nutné odebrat materiál v celé výšce a nákladové prostory jsou od země v různých výškách. Aby při tomto jevu nedocházelo k destabilizaci vozíku, jsou umístěny rolly v levé horní a v pravé dolní poloze. Vzhledem k tomu, že tyto rolly jsou zatěžovány pouze ve statické poloze, je možné je nahradit opěrnými deskami viz kapitola 2.2.2 bod e). Vozík by se ale s vysokou pravděpodobností pohyboval po jeklech s vůlí a to by způsobovalo pohyby a případně rázy do stran. Na základě konzultace s panem prof. Ing. Vojtěchem Dynybylem, Ph.D. bylo stanoveno pokračovat s využitím pouze roln. Spodní rolly jsou využívány v případě prudkého zabrzdění, aby nedošlo k převrácení vozíku stranu ve směru jízdy.



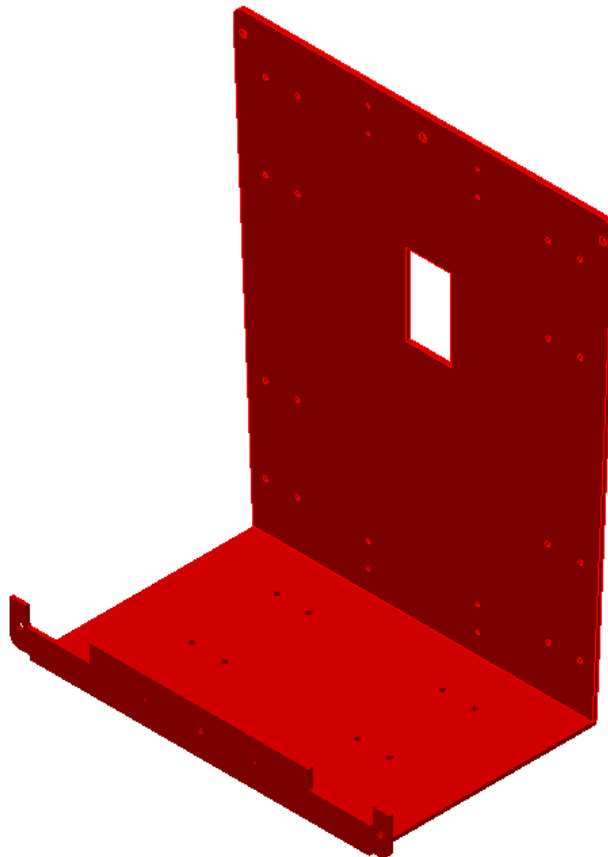
Obr. 25 Usazení vozíku na rámu [autor]

Vozík je nejširším prvkem a určuje tedy vzdálenost mezi vozidlem v nejbližší možné poloze a například budovou stojící těsně za vzorkovačem. Tato vzdálenost by měla být podle přání zadávající firmy optimálně 500 mm. Tento požadavek je v přímém rozporu s požadavkem na uložení pohonu do vozíku, čímž se vozík rozšíří. Pro zmenšení šířky a ponechání uzavřeného profilu vozíku bylo navrženo přidání dalšího samostatného nosného profilu pod nosné jekly. Na přidaném profilu by byl uložen energetický řetěz. Tento návrh byl však zamítnut s ohledem na náklady. Proto je žlab pro energetický řetěz umístěn tak, že prochází vozíkem.

Bez vlastní podsestavy jsou na vozíku dvě výztuhy a k nim dvě speciální podložky. Tyto výztuhy z pásového plechu křížem spojují zavětrování a tím ho vyztužují do stran.

4.2.1. Základová deska spodní

Spodní základová deska Obr. 26 je svařena ze tří plechů o tloušťce 10 mm. Tyto plechy jsou vypáleny pomocí laseru. V obou bočnicích jsou vypáleny průchozí díry pro šrouby ISO 4017 M16 - 50 8.8, které k sobě spojují obě základové desky. Jedná se o šest předepnutých šroubových spojů. V bodě 5.4.2 byl proveden kontrolní výpočet tohoto spoje. Konzoly zabírají uvnitř vozíku významný prostor, proto jsou krajní šrouby mimo samotný vozík. Ten není celkově prodloužený proto, aby nedošlo k omezení délky pojezdu a také z ekonomických důvodů. Ve všech deskách jsou průchozí díry pro šrouby ISO 4017 M10 - 35 8.8, které upevňují konzoly a zavětrování. V menší bočnici jsou vypáleny dva U otvory pro konzoly. S ohledem na ekonomičnost výroby jsou oba boční plechy u základových desek shodné.

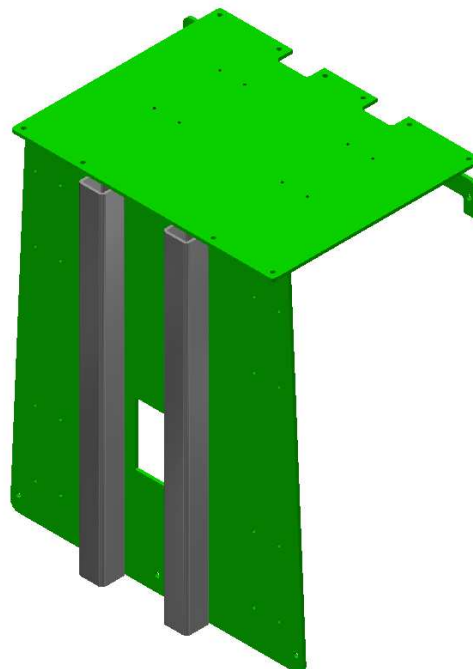


Obr. 26 Sestava spodní základové desky [autor]

4.2.2. Základová deska vrchní

Základní deska vrchní Obr. 27 je již zmíněným protikusem spodní základní desky. Ve vrchní části je deska příruby vozíku, na kterou jsou přivařeny bočnice.

Do desky příruby vozíku jsou vypáleny průchozí díry pro šrouby ISO M10 - 35 8.8 upevňující konzoly. Dále jsou zde vypáleny dva U tvary pro průchod jeklu zavětrování. Aby bylo možné k sobě příruby smontovat, jsou do nich vypáleny průchozí díry pro deset šroubů ISO 4017 M12 - 45 8.8. Tyto šrouby ovšem nejsou rozmístěny rovnoměrně na obě strany. Umístění bylo zvoleno 6+4 z toho důvodu, že desky se budou na straně ramene, vlivem ohybového momentu způsobeného ramenem a vozíčkem jehly, stlačovat. Na opačné straně se potom budou rozevírat. Aby šrouby nebyly namáhány ohybem, nesmí se desky od sebe odchýlit. Z uvedeného důvodu je na tuto stranu umístěn větší počet šroubů. Kontrola je provedena v bodě 5.4.3. K větší boční desce jsou přivařeny dva jekly ISO 10799-2 80x80x8 a to z důvodu vyztužení této části. Z vnitřní strany je potom přivařeno čtyřikrát ukotvení převodovky. Jedná se o kvádr se závitovou dírou pro šroub ISO 4017 M8 - 30 8.8. Vzhledem k velkému rozměru připojovací příruby elektromotoru je ve větší boční desce vyříznutý obdélníkový otvor, ze kterého je část příruby vysunuta ven. Tím je ušetřený další prostor, o který by se musel vozíček rozšířit. Otvor je dost velký, aby mohl být pohon rozebrán bez nutnosti demontáže celého vozíku.



Obr. 27 Sestava vrchní základové desky [autor]

4.2.3. Konzola malá

Konzoly slouží k uložení osy ve vozíku. Ačkoliv by se mohlo zdát, že se jedná o hřídel, jedná se o osu. Pro hřídel je totiž charakteristické zatížení krouticím

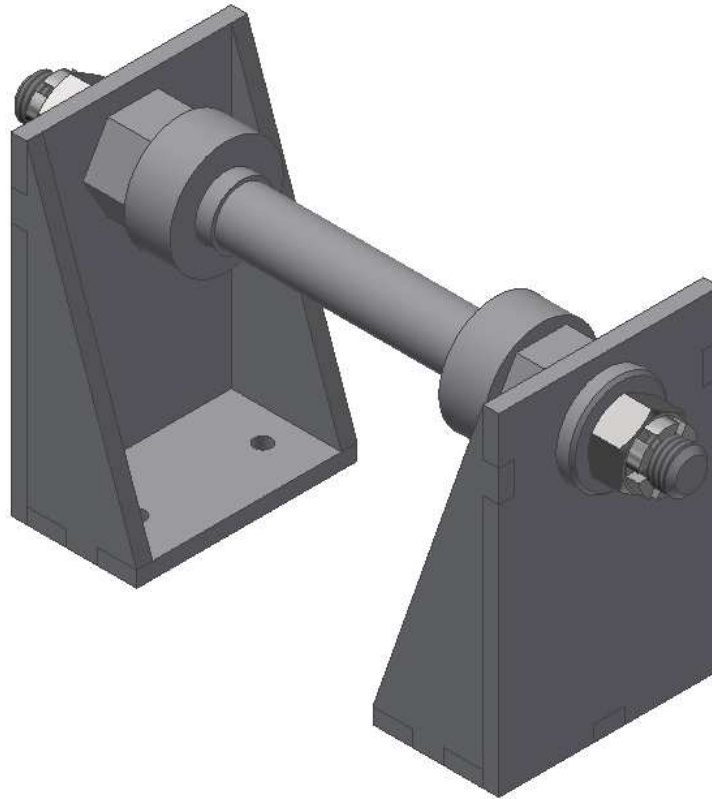
momentem, které zde není. Z Obr. 28 je patrné, že se konzoly skládají ze tří vypálených plechů o tloušťce 10 mm. Plechy jsou k sobě přivařeny. Pro snadnější sestavení jsou na nich vypáleny zámky. Boční plechy slouží jako výztuha, v základním plechu jsou dvě průchozí díry pro šrouby ISO 4017 M10 - 35 8.8, které uchycují konzolu k základovým deskám. Vzhledem k tomu, že reakcemi přes opěrné kladky a osu je konzola tlačena do základové desky, nejsou tyto šrouby významně namáhány. V čelní desce je potom otvor pro excentrickou matici. Konzoly malé se používají na všech stranách vyjma strany, na které je pohon a energetický řetěz. Celkem je využito 16 malých konzol.



Obr. 28 Řez osou, pojezdovými kladkami a malými konzolami [autor]

4.2.4. Konzola velká

Konzola velká Obr. 29 je složena z podobných dílů jako konzola malá. Konzola je jen celkově vyšší. Slouží k uchycení os tak, aby byl překonán vzniklý volný prostor pro pohon a energetický řetěz. Celkem je využito 8 velkých konzol.

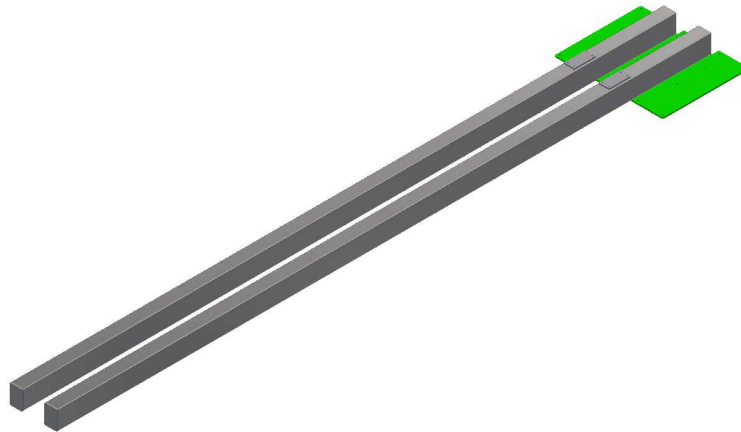


Obr. 29 Sestavené pojezdové kladky s osou a velkými konzolami [autor]

4.2.5. Rám vozíku

Základním prvkem rámu vozíku Obr. 30 jsou dva jekly ISO 10799-2 150x100x4 o délce přibližně 5 m, které slouží jako nosná konstrukce a pojezdové profily pro vozíček jehly. Profily jsou pro vyšší nosnost postaveny na výšku. Vzhledem ke zmíněnému použití vozíčku jehly z již existujícího vzorkovače VV05 se tyto jekly také shodují. Není nutné, je proto kontrolovat. Dalším převzatým prvkem je pohon vozíčku jehly. Pro ten jsou v jednom jeklu vyříznuty dva otvory na konci a na začátku a to pro otáčení a motor ozubeného řemenu. Jekly jsou přivařeny k přírubě vozíku, která se jak již bylo zmíněno, přišroubuje k základní desce vozíku. Na Obr. 42 je znázorněno působení sil na rám a sešroubování přírub. Konce jeklů jsou uzavřené deskou, na volné straně jsou v každé desce čtyři závitové díry ISO 4017 M10 - 25 8.8. Pomocí příslušných šroubů je zde uchycena deska pro upevnění dvou lan. Lana jsou použita z důvodu zmenšení průhybu

na konci rámu a jsou předepnuta pomocí napínacích šroubů. Vzhledem k malé tloušťce jeklů nelze vytvářet závitové díry přímo v jecku. Proto jsou na vrchní straně jeklů přivařeny dvě přírubové destičky, každá se čtyřmi závitovými dírami ISO 4017 M10 - 25 8.8. Zde je ukotveno zavětrování.



Obr. 30 Sestava rámu vozíku [autor]

4.2.6. Zavětrování

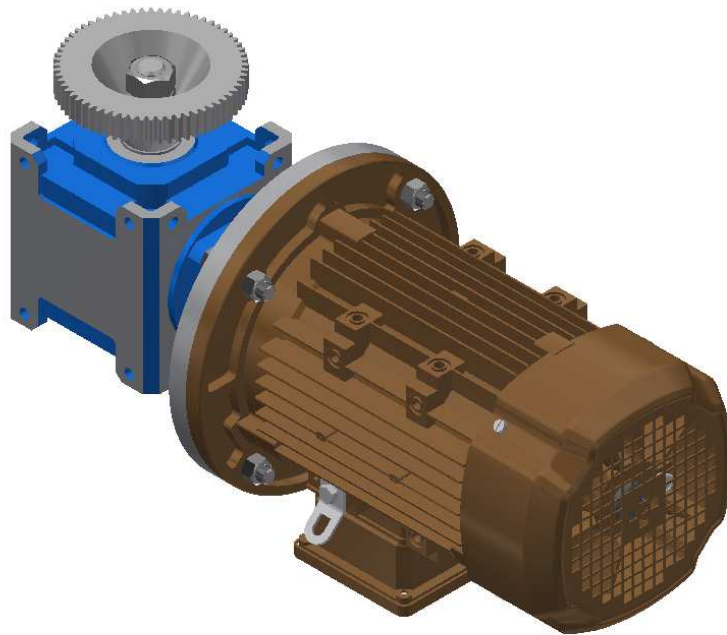
Svařenec zavětrování Obr. 31 slouží k vyztužení vozíku. Je složen z jecku ISO 10799-2 80x80x8 o délce cca 2,75 m. Tento jeck má v dolní části dvě průchozí díry pro šrouby ISO 4017 M10 - 100 8.8., kterými je svařenec přichycen ke spodní základové desce vozíku. Rovněž ve střední části je jeck pomocí dvou stejných šroubů opět přichycen na druhém místě ke spodní základové desce vozíku. Tento způsob upevnění sestavy zavětrování zároveň vyztuží spodní základovou desku vozíku. V horní části je v zadní straně závitová díra pro šroub ISO 4017 M8 - 35 8.8 k uchycení výztuhy. Jeck je nahoře uzavřen zaslepením s jednou závitovou dírou pro šroub ISO 4017 M10 - 25 8.8. Toto šroubové spojení upevňuje desku pro uchycení lan. Lana jsou předepnuta silou 4 550 N. Toto předpětí je zvoleno tak, aby síla ve směru osy Y, byla rovna hmotnosti vozíčku jehly. Aby vlivem předpětí v lanech nedošlo k ohnutí jecků, je každý jeck vyztužen nakloněným jeckem stejných rozměrů a to o délce cca 1,6 m. Pro upevnění nakloněného jecku je na konci přivařena příruba se čtyřmi průchozími dírami pro šrouby ISO 4017 M10 - 25 8.8.



Obr. 31 Sestava zavětrování [autor]

4.2.7. Pohon

Sestava pohonu Obr. 32 slouží k pohánění vozíku. Na přání firmy O.K. SERVIS BioPro byl elektromotor vybrán od firmy MOTOR GEAR [14] a převodovka od firmy TRAMEC [15]. Byl zvolen 3 kW elektromotor s obchodním názvem ACA 100 LB-4 a převodovka byla zvolena pravoúhlá s převodovým poměrem $i_c = 5$ s obchodním názvem RC24AS5. Volba elektromotoru a převodovky byla stanovena na základě návrhového výpočtu 5.6. Převodovka je s elektromotorem spojena pomocí příruby a stažena čtyřmi šroubovými spoji ISO 4017 M12 - 50 8.8. K elektromotoru bude zakoupen měnič, aby byl umožněn plynulý rozjezd a plynulé brzdění. Pastorek s hřídelí je vzhledem k rozměrovým nárokům axiálně pojištěn tak, aby pojištění bylo uvnitř pastorku. Přenos kroutícího momentu není možné zajistit perem, a proto bude využito drážkování. Hřídel je z druhé strany axiálně pojištěna pomocí pojistné desky, aby nedošlo k jeho vysunutí z převodovky. Pastorek bude mít modul $m = 2$ a bude cementován a kalen. Na hřídeli jsou dvě pera těsná ČSN 02 2562 8e7x7x32 pro předání kroutícího momentu z převodovky. Celý pohon je potom připevněn pomocí čtyř šroubů ISO 4017 M8 - 30 8.8 k vrchní základní desce vozíčku. Aby bylo dosaženo správné polohy pastorku a hřebenu bude převodovka před uložením vypodložena.



Obr. 32 Sestava pohonu pro vozík [autor]

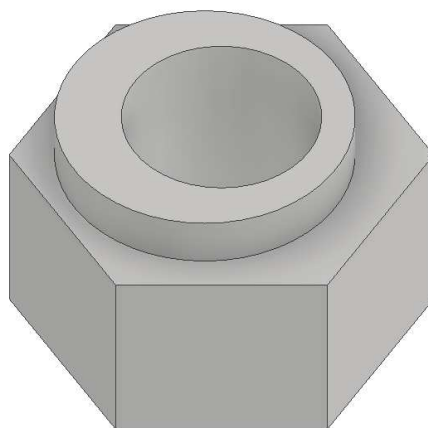
4.2.8. Pojezdové rolny

Sestava pojezdových roln je složena z osy Obr. 33, dvou opěrných kladek Obr. 6, dvou excentrických matic Obr. 34, dvou vyráběných podložek a dvou nakoupených korunových matic se závlačkami. Tato sestava je pro všechny uložení stejná. Opěrná kladka má malý věnec širší než velký věnec, tím je zamezeno kontaktu mezi rotujícím velkým věncem a excentrickou maticí. Vzhledem k obvyklým deformacím jeklů z výroby, kde nejvyšší bod je za ukončením rádiusu a střed strany je naopak propadlý. Proto se předpokládá u opěrných kladek bodový kontakt. V důsledku toho dojde ke zvýšení tlakového namáhání v místě kontaktu. To vede buď k odloupení zinkové vrstvy, nebo k jejímu rozlisování na tenčí vrstvu. Část odloupených částic je zatlačena do opěrné kladky, a tím poškozuje její povrch. Tento jev lze pozorovat u předchozí varianty vzorkovače. Mimo jiné z předmětného důvodu byla zvolena opěrná kladka 2.2.3 b), která se vyznačuje tvrdým povrchem. Z tohoto pohledu by nejhůře dopadly plastové a pryžové rolny 2.2.3 a), kde by docházelo ke značnému poškození. Dalším důvodem pro volbu opěrné kladky byla dlouhá trvanlivost. Trvanlivost opěrné kladky spolu se statickou kontrolou byla následně zkontrolována v bodě . Poloha roln byla stanovena v co nejvzdálenější poloze od středu, aby byla zajištěna co nejlepší stabilita. Schematické působení sil na osu je na Obr. 41.



Obr. 33 Osa pro pojezdové rolny [autor]

Na ose hned za opěrnými kladkami jsou umístěny excentrické matice. Jejich excentrická válcová část je uložena v konzolách. Šestihran slouží pro nasazení klíče. Z druhé strany konzoly jsou umístěny podložky a následně korunové matice ČSN 02 1411 M30. Před dotažením a pojištěním korunových matic je možné excentrickými maticemi otáčet. Tím je umožněno nastavení osy vůči uložení. Jedná se o důležitý prvek, sloužící k vymezení vůle vzhledem k nepřesnostem nosných jeleků. Ze střední polohy je možné pomocí excentrů posunout hřídel o $\pm 2,5$ mm. Zároveň je možné každou stranu nastavit do různé polohy. Dotažením a pojištěním korunových matic se mechanismus pomocí třecí síly zajistí. Vzhledem ke značnému namáhání závitu na ose byla provedena kontrola 5.4.1. Sestavené pojezdové rolny i s konzolami jsou názorně zobrazeny na Obr. 28, Obr. 29. Osa byla zkontrolována na ohyb v bodě 5.3.



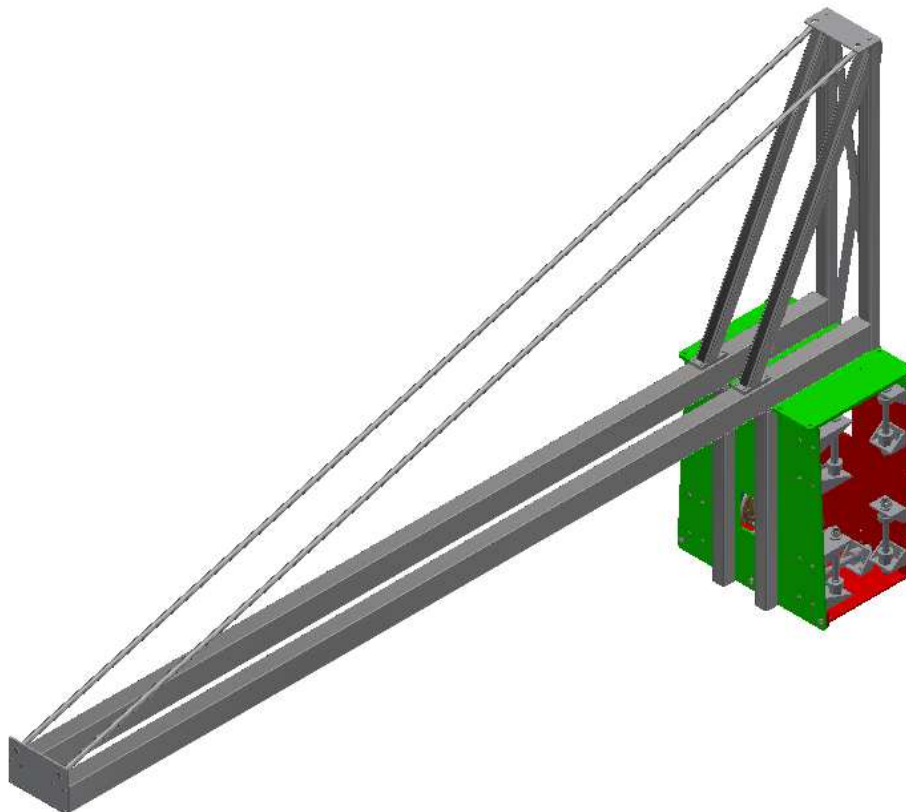
Obr. 34 Excentrická matice [autor]

4.2.9. Pohon vozíčku jehly

Pohon vozíku jehly je převzatý ze vzorkovače VV05 firmy O.K. SERVIS BioPro a z pohledu konstrukce vzorkovače se jedná o nakupovaný prvek. Skládá se z elektromotoru, převodovky, hřídele, spojky a ozubené řemenice, která pohání ozubený hřeben. Ten je na konci upevněn k vozíčku jehly. Přes otáčecí ozubenou řemenici je veden vnitřkem jeklu, na druhé straně je zmíněná hnací řemenice a konec je upevněn opět k vozíčku jehly. Na vozíčku jehly je pomocí šroubu umožněno napínání řemenu.

4.2.10. Vedení kabelů

Jedná se o dvě různá sklopná ramena, která jsou opět převzata ze vzorkovače VV05. Jedno je určeno pro uchycení hadic, zatímco druhé, menší rameno, je určeno pro elektrické a signální kabely. Princip je patrný z Obr. 11 a Obr. 13. Vozíček jehly za sebou táhne hadice a kabely, které sklápí rameno. To se do svislé polohy vrací pomocí pružin. Ramena budou umístěna na jeklech u příruby vozíku.



Obr. 35 Sestava vozíku [autor]

4.3. Vozíček jehly

Jak bylo již zmíněno, vozíček jehly je použitý ze vzorkovače VV05. Vozíček jehly jezdí po rámu vozíku. Aby bylo zamezeno převrácení, jsou pojezdové rolny umístěny i ze spodu. Konstrukce vozíčku jehly není nijak upravována.

4.4. Normalizované a nakupované součásti

V celé sestavě je použito velké množství šroubových spojů. Všechny nakupované šrouby jsou vyrobeny dle ISO 4017. Matice jsou nakoupeny dle normy ISO 4032. Výjimkou jsou korunové matice ČSN 02 1411 M30, které jsou použity u sestavy pojezdových roln k dotažení osy a následnému pojištění závlačkami. U všech předepnutých šroubových spojů jsou použity ploché podložky ČSN 02 1702. U všech ostatních šroubových spojů jsou použity podložky pružné ČSN 02 1741. Vzhledem k tomu, že většina prvků je pozinkována, jsou použité i pozinkované šrouby. Pokud je spojen pozinkovaný materiál s nerezovým, je použita polyamidová podložka, nebo inertní mazivo na závit, aby nedošlo k vytvoření elektrického článku a tím ke korozi.

Dále jsou zakoupena dvě lana, napínací šrouby, očnice a svorky. Zakoupený je také již zmíněný energetický řetěz.

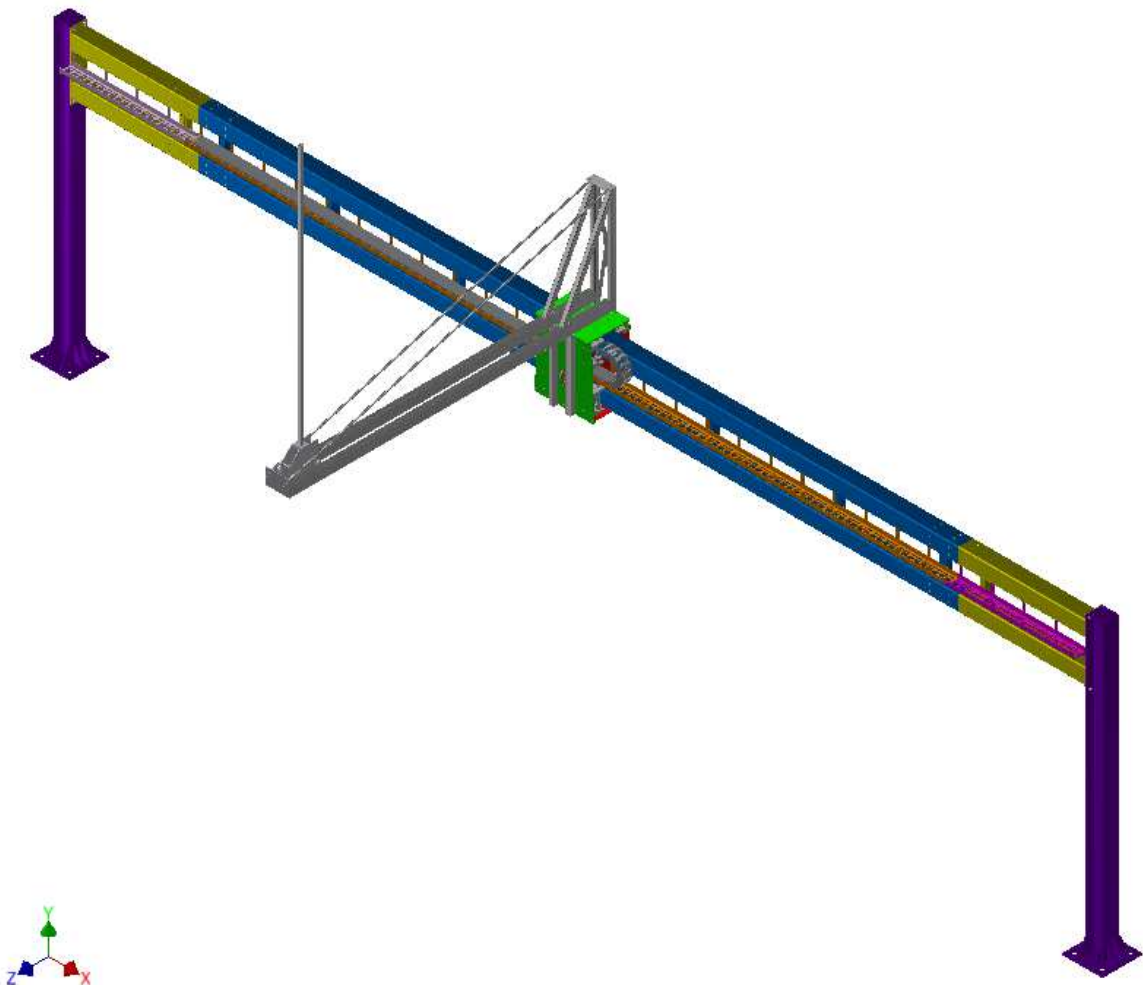
4.5. Shrnutí konstrukce

Některé části vzorkovače vzhledem k časové náročnosti nejsou dokončeny. Tento koncepční návrh by měl být optimalizován z pohledu výroby, montáže a ekonomiky. Přáním firmy O.K. SERVIS BioPro je, aby i prototypová konstrukce mohla být prodána finálnímu zákazníkovi. Proto jsou prvky na konstrukci spíše předimenzovány. Na konstrukci se nachází několik kritických rozměrů mezi pohyblivými a statickými díly Obr. 37. Vždy je dodržena mezera alespoň 5 mm. Jedná se o prostor mezi šrouby a osou, přírubou elektromotoru a ozubeným hřebenem, přírubou elektromotoru a nosným jeklem, osou a energetickým řetězem. Při montáži je nutné tato místa zkontrolovat, aby nedošlo k poškození. Tento prostor je značně stísněný a v další práci bude vhodné jej rozšířit. Důležité rozměry pro montáž a používání jsou zakótovány v příloze I.

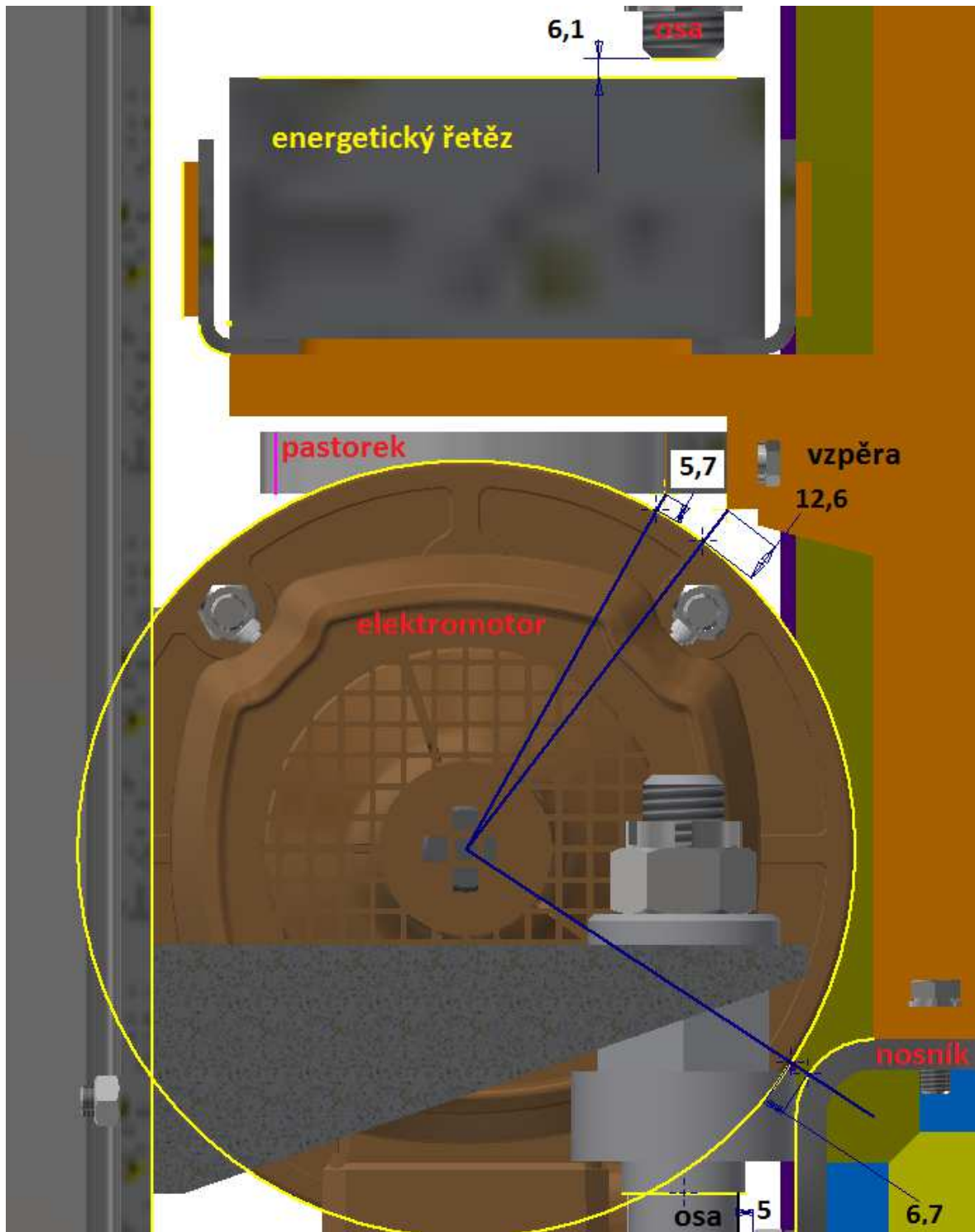
Předpokládaným problematickým prvkem jsou spoje nosníku dlouhého s nosníky krátkými. Vzhledem k pojezdu vozíku musí být spojení řešeno uvnitř jeklů. Nedostatkem je i ukotvení konstrukce, které není stanoveno. Je nutné

optimalizovat pastorek z hlediska přenášeného kroutícího momentu. Nejsou stanoveny deformace rámu vozíku a os. Problematické může být i axiální pojištění osy z hlediska opakovatelnosti sestavení.

Součástí elektronické přílohy je model vzorkovače v softwaru Autodesk Inventor 2017. Model neobsahuje všechny součásti a to z důvodu náročnosti modelování, nebo nedokončení jejich návrhu. Jmenovitě se jedná o sestavy vedení kabelů, pohonu vozíčku jehly, snímače polohy a ukotvení rámu. Další součásti jsou sice zobrazeny, ale s ohledem na časovou náročnost jsou zjednodušeny. Jmenovitě se jedná o energetický řetěz, lana a vozíček jehly. Ve vypracovaném modelu je s ohledem na možnosti generování modelu řetězu od firmy Igus [12] použitý model o menší délce. Model se při posunutí vozíku taktéž pouze posune a nedochází k jeho reálnému fungování.



Obr. 36 Sestava vzorkovače [autor]



Obr. 37 Kritické prostory [autor]

5. Výpočty

Pro vybrané komponenty byly stanoveny kontrolní výpočty. Kontrolovány byly především klíčové komponenty, a to předepnuté šroubové spoje, osy, opěrné kladky a pohon.

5.1. Reakce mezi vozíkem a rámem

Pro další výpočty je nutné stanovit silové účinky, kterými působí vozík na rám. Tyto reakce nejsou konstantní a bude docházet k jejich změnám v závislosti na poloze a pohybu vozíčku jehly a jehly. Reakce byly stanoveny v nejhorší možné poloze při největším zatížení. Vozíček jehly se nachází v nejvzdálenější poloze, jehla je v dolní poloze zasunutá v zrní. Jehla je vytahována maximální možnou silou (1 400 N) před rozepnutím spojky, která je součástí vozíčku jehly. Tato síla působí v ose vozíčku jehly. Úloha byla převedena a zjednodušena podle Obr. 38. Vozík i jeho součásti jsou považovány za absolutně tuhé, a není tedy uvažována jejich deformace. Vzhledem k blízkosti rolen na jedné ose jsou reakce považovány za shodné. Síla F_1 je tíha samotného vozíku. Hmotnost pojezdových jeklů pro vozíček jehly je reprezentována silou F_2 . Síla F_3 je hmotnost vozíčku jehly i s jehlou. Síly F_4 a F_5 jsou způsobeny brzděním vozíčku jehly a jehla a jsou považovány za nulové vzhledem ke statické poloze vozíčku. Pokud by se uvažoval pohyb vozíčku jehly, bude nutné tyto síly započítat. Síla F_6 je síla přenášená ocelovými lany. Tato síla nemá vliv na přenášené reakce a na rám, protože jsou oba konce uchyceny na jednom celku. Mezi lanem a rámem vozíčku jehly je úhel $\alpha = 17,95^\circ$. Síly pro jednotlivá zatížení jsou uvedeny v Tab. 1 a v Tab. 3.

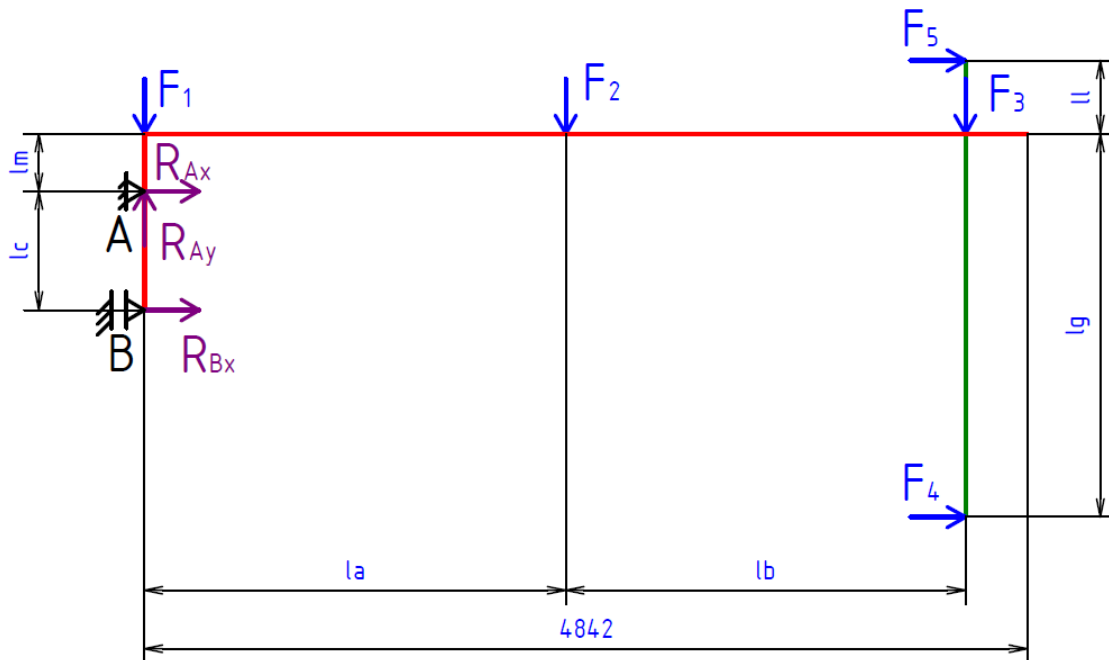
Rozměry konstrukce použité v Obr. 38, Obr. 39, Obr. 41 a Obr. 42 jsou uvedeny pro příslušné stavy v Tab. 2 a v Tab. 4.

síla	hodnota [N]	síla	hodnota [N]	síla	hodnota [N]
F_1	2 500	F_3	2 800	F_5	0
F_2	1 500	F_4	0	F_6	4 542

Tab. 1 Síly při vytahování jehly

rozměr	hodnota [mm]	rozměr	hodnota [mm]	rozměr	hodnota [mm]
la	2 310	lf	400	lk	359
lb	2 192	lg	2 100	ll	400
lc	650	lh	250	lm	316
le	190	li	1 575	lr	30

Tab. 2 Rozměry při vytahování jehly



Obr. 38 Zjednodušené schéma vozíku s jehlou v dolní poloze [autor]

Byly sestaveny rovnice rovnováhy dle Obr. 38, kde první rovnice je součet všech sil ve směru osy y . Z této rovnice je vyjádřena reakce R_{Ay} o velikosti 6 800 N. Druhá rovnice je součet všech momentů k bodu A. Z této rovnice je vyjádřena reakce R_{Bx} o velikosti 24 724 N. Třetí rovnice je součet všech momentů k bodu B. Z této rovnice je vyjádřena reakce R_{Ax} o hodnotě -24 724 N.

$$\sum F_y : F_1 + F_2 + F_3 - R_{Ay} = 0$$

$$\sum M_A : F_2 \cdot la + F_3 \cdot (la + lb) + F_5 \cdot (ll + lm) - F_4 \cdot (lg - lm) - R_{Bx} \cdot lc = 0$$

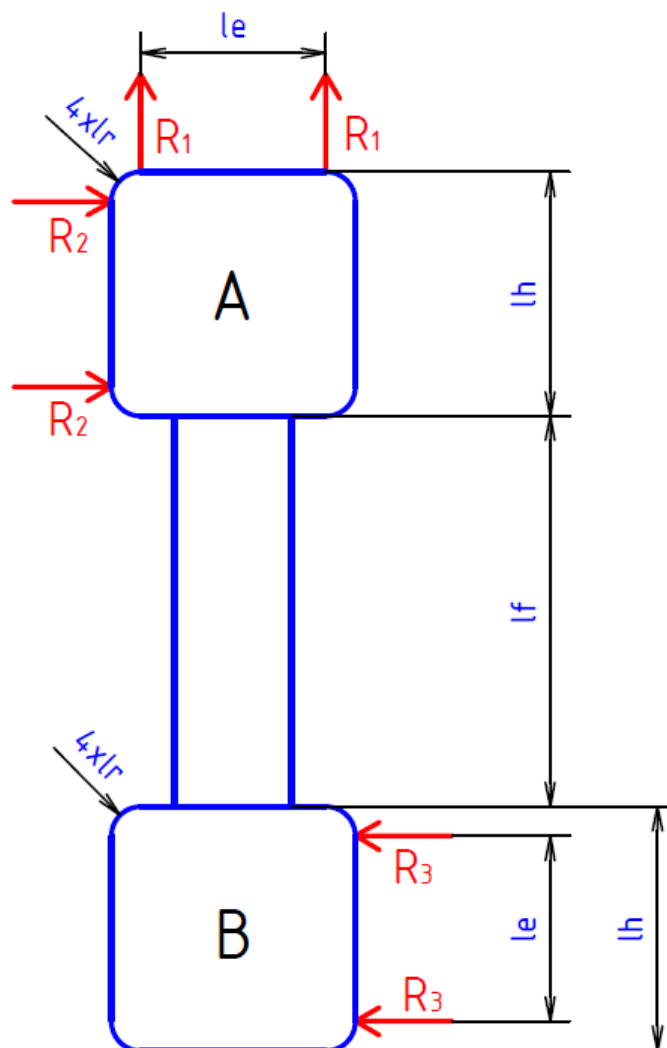
$$\sum M_B : F_2 \cdot la + F_3 \cdot (la + lb) + F_5 \cdot (ll + lm + lc) - F_4 \cdot (lg - lc - lm) + R_{Ax} \cdot lc = 0$$

$$R_{Ay} = 2\,500 + 1\,500 + 2\,800 = 6\,800 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = \frac{1\,500 \cdot 2\,310 + 2\,800 \cdot (2\,310 + 2\,192)}{650} = 24\,724 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = -\frac{1\,500 \cdot 2\,310 + 2\,800 \cdot (2\,310 + 2\,192)}{650} = -24\,724 \text{ N}$$

Následně byly stanoveny síly v jednotlivých rolnách pro další výpočty. Na Obr. 39 jsou znázorněny jednotlivé síly od rolen, které působí na rám. Vzhledem ke klopným momentům musí být rolny vždy ve dvou segmentech, a to nejvzdálenějších od sebe tak, aby se vozík při rozjezdech nepřeklopil. Vzhledem k počtu rolen jsou rozděleny i příslušné síly. Reakce R_4 není přesně stanovena vzhledem k tomu, že síla v tomto směru vzniká výhradně při rozjezdech. Tato síla nebude nikdy dominantní. Proto podle ní nebude nic dimenzováno. Vzhledem k významným rozměrům konstrukce oproti tomu malým rozměrům mezi opěrnými kladkami na ose, je reakce přenášená kladkami považována za shodnou.



Obr. 39 Působení sil na rám [autor]

Z Obr. 39 byly stanoveny následující reakce:

$$R_1 = \frac{R_{Ay}}{j \cdot o} = \frac{6\,800}{2 \cdot 2} = 1700 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{R_{Ax}}{j \cdot o} = \frac{-24\,724}{2 \cdot 2} = -6181 \text{ N}$$

$$R_3 = \frac{-R_{Bx}}{j \cdot o} = \frac{-24\,724}{2 \cdot 2} = -6181 \text{ N}$$

Kde $j = 2$ je počet os a $o = 2$ je počet kladek na jedné ose.

Z výsledků vyplývá, že maximální namáhání bude na rám působit z boků. Rám bude podle předpokladu kroucen podle své osy. Z reakcí R_1 , R_2 a R_3 byla vybrána maximální hodnota, ze které byla stanovena s ohledem na bezpečnost náhradní reakce $R = 6\,200 \text{ N}$. Všechny rolny jsou následně počítány s touto reakcí.

5.1.1. Reakce mezi vozíkem a rámem pro výpočet trvanlivosti kladek

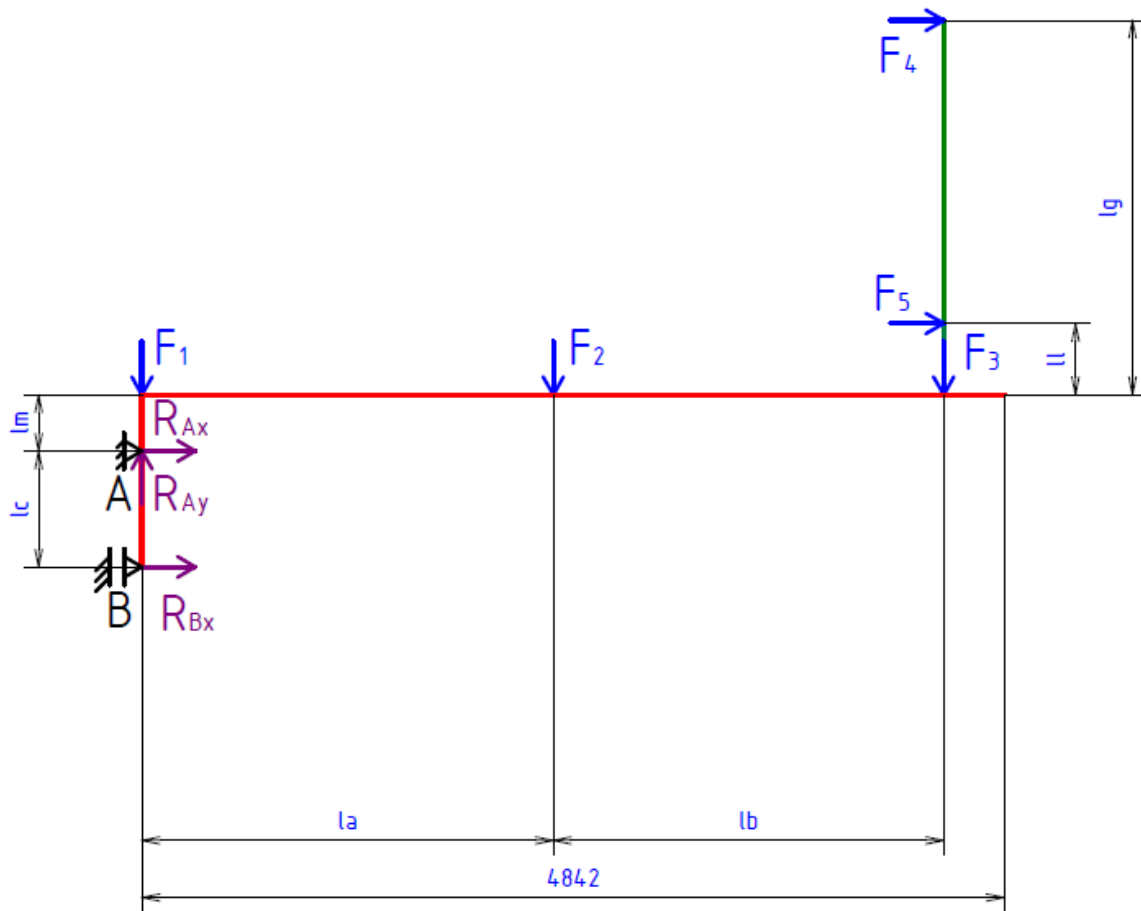
Pro účely výpočtu trvanlivosti opěrných kladek je stanovena reakce R_{po} . Tato maximální síla nastává v opěrných kladekách při brzdění vozíčku jehly na konci ramene s jehlou v horní poloze. Podobně jako v předchozí části je zakreslené schéma vozíku a jsou sestaveny obdobné rovnice rovnováhy. Do těchto rovnic jsou dosazeny hodnoty sil podle Tab. 3 a rozměrů podle Tab. 4.

síla	hodnota [N]	síla	hodnota [N]	síla	hodnota [N]
F_1	2 500	F_3	1 400	F_5	40
F_2	1 500	F_4	30	F_6	4 542

Tab. 3 Síly při brzdění vozíčku jehly na konci ramene s jehlou v horní poloze

rozměr	hodnota [mm]	rozměr	hodnota [mm]	rozměr	hodnota [mm]
la	2 310	lf	400	lk	359
lb	2 192	lg	2 240	ll	400
lc	650	lh	250	lm	316
le	190	li	1 575	lr	30

Tab. 4 Rozměry při brzdění vozíčku jehly na konci ramene s jehlou v horní poloze



Obr. 40 Zjednodušené schéma vozíku s jehlou v horní poloze

$$\sum F_y : F_1 + F_2 + F_3 - R_{Ay} = 0$$

$$\sum M_A : F_2 \cdot la + F_3 \cdot (la + lb) + F_5 \cdot (ll + lm) + F_4 \cdot (lg + lm) - R_{Bx} \cdot lc = 0$$

$$\sum M_B : F_2 \cdot la + F_3 \cdot (la + lb) + F_5 \cdot (ll + lm + lc) + F_4 \cdot (lg + lc + lm) + R_{Ax} \cdot lc = 0$$

$$R_{Aypo} = 2\,500 + 1\,500 + 1\,400 = 5\,400 \text{ N}$$

$$R_{Bxpo}$$

$$= \frac{1\,500 \cdot 2\,310 + 1\,400 \cdot (2\,310 + 2\,192) + 40 \cdot (400 + 316) + 30 \cdot (2240 + 316)}{650}$$

$$= 15\,189 \text{ N}$$

$$R_{Axpo} = -(1\,500 \cdot 2\,310 + 1\,400 \cdot (2\,310 + 2\,192) + 40 \cdot (400 + 316 + 650) + 30 \cdot (2\,240 + 650 + 316))/650 = -15\,259 \text{ N}$$

Po stanovení reakcí R_{Ax} , R_{Ay} a R_{Bx} jsou opět dopočítány reakce v jednotlivých rolnách. Vzhledem k tomu, že tato část se nezměnila jsou reakce v rolnách opět spočítány podle Obr. 39.

$$R_{1po} = \frac{R_{Aypo}}{j \cdot o} = \frac{5\,400}{2 \cdot 2} = 1\,350 \text{ N}$$

$$R_{2po} = \frac{R_{Axpo}}{j \cdot o} = \frac{-15\,259}{2 \cdot 2} = -3\,815 \text{ N}$$

$$R_{3po} = \frac{-R_{Bxpo}}{j \cdot o} = \frac{-15\,189}{2 \cdot 2} = -3\,797 \text{ N}$$

Z výsledků vyplývá, že maximální namáhání bude na rám působit opět z boků. Rám bude opět kroucen podle své osy. Z reakcí R_{1po} , R_{2po} a R_{3po} byla vybrána maximální hodnota, ze které byla stanovena s ohledem na bezpečnost náhradní reakce $R_{po} = 3\,900 \text{ N}$. Všechny rolly jsou následně počítány s touto reakcí. Tato reakce působí v místě reakce R.

5.2. Kontrola opěrných kladek

Byla provedena statická kontrola a následně stanovena trvanlivost opěrné kladky PWTR 3580.2RS [8] od firmy SKF.

Nejprve byly stanoveny otáčky kladky:

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 2}{\pi \cdot 0,08} = 477,5 \text{ min}^{-1}$$

Kde $D = 80 \text{ mm}$ je vnější průměr kladky a v je rychlost vozíku.

Následně bylo stanoveno ekvivalentní statické zatížení opěrné kladky. Vzhledem k tomu, že kladky přenáší pouze radiální zatížení, je toto rovno ekvivalentnímu statickému zatížení.

$$P_0 = R \cdot X = 6\,200 \cdot 1 = 6\,200 \text{ N}$$

Radiální součinitel je pro tuto úlohu roven $X = 1$.

Koeficient statické bezpečnosti by měl být vyšší než $S_0 = 3$.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{50\,000}{6\,200} = 8,06$$

Tato rovnice je použita z [16]. Kde $C_0 = 50\,000 \text{ N}$ je statická únosnost kladky, její hodnota je udána výrobcem [8].

Při vytahování jehly nemůže jezdit vozík ani vozíček jehly, a proto nemá smysl počítat jeho trvanlivost pro příslušné síly. Místo reakce $R = 6\,200\text{ N}$ je v této části použita reakce $R_{po} = 3\,900\text{ N}$, což odpovídá maximální reakci po odečtení síly při vytahování jehly.

Podobně jako u předchozí části bylo určeno ekvivalentní dynamické zatížení, které je opět rovno zatížení.

$$P_d = R_{po} \cdot X = 3\,900 \cdot 1 = 3\,900\text{ N}$$

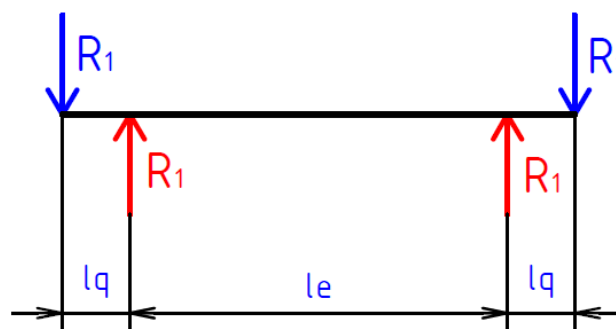
Následně byla stanovena trvanlivost opěrné kladky:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_d}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 477,5} \cdot \left(\frac{41\,800}{3\,900}\right)^{\frac{10}{3}} = 94\,757,3\text{ hod.}$$

Tato rovnice je použitá z [17 str. 65]. Kde $C = 41\,800\text{ N}$ je dynamická únosnost kladky, její hodnota je udána výrobcem [8] a exponent rovnice trvanlivosti je pro ložiska s čárovým stykem $p = \frac{10}{3}$. Z hlediska trvanlivosti se jedná o předdimenzovaný prvek, kladky jsou použity z důvodu tvrdého vnějšího povrchu a dostatečného vnějšího průměru. Životnost kladky bude pravděpodobně zkrácena postupným vniknutím nečistot do prostoru válečků.

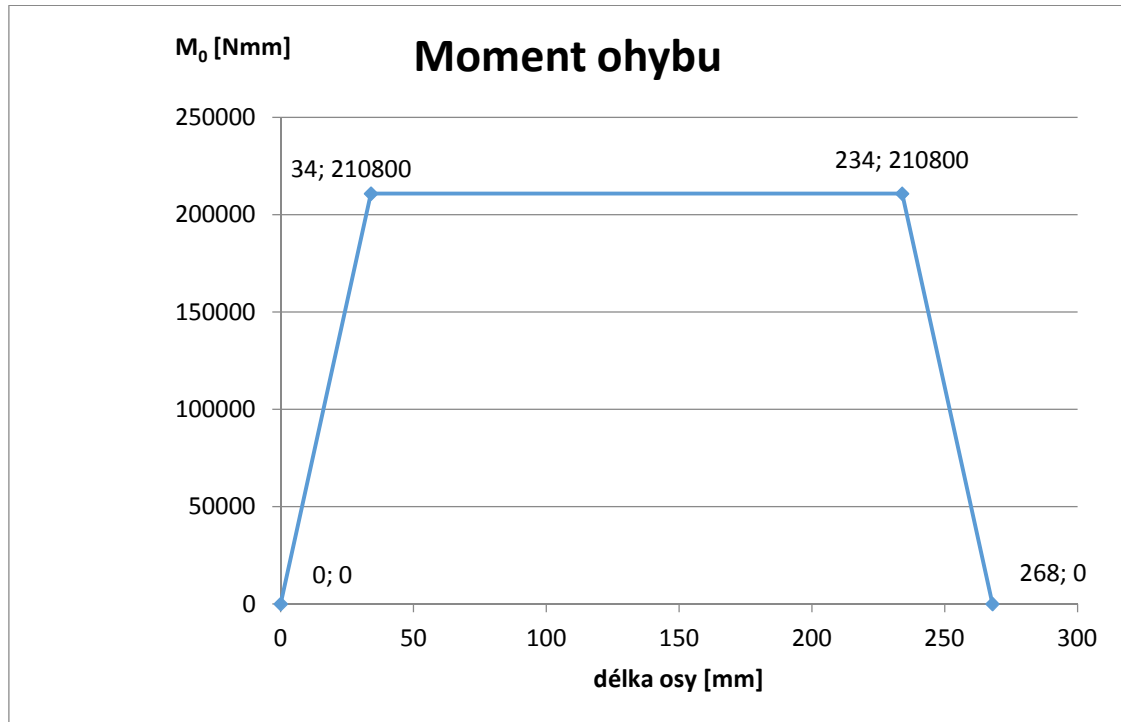
Statická kontrola při maximálním zatížení i trvanlivosti jsou vyhovující.

5.3. Kontrola osy



Obr. 41 Působení sil na osu [autor]

Z obrázku Obr. 41 je patrná poloha podepření osy a poloha opěrných kladek. Krajní rozměr je roven $l_q = 34\text{ mm}$. Minimální průměr zatížené části osy je $d_1 = 30\text{ mm}$. Tento průměr je na obou koncích do vzdálenosti 49 mm od zatížení. Graf 1 zobrazuje průběh ohybového momentu na ose. Kontrola je uvedena pro maximální ohybový moment.



Graf 1 Průběh ohybového momentu na ose [autor]

$$\sigma_{01} = \frac{M_0}{W_0} = \frac{F_1 \cdot lq}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{6\,200 \cdot 34}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 79,5 \text{ MPa} \leq 70 \div 80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{02} = \frac{M_0}{W_0} = \frac{F_1 \cdot lq}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{6\,200 \cdot 34}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 50,1 \text{ MPa} \leq 70 \div 80 \text{ MPa}$$

Jedná se sice o krajní hodnotu dovoleného napětí, ale vzhledem ke krátké době působení reakce R a malé části osy o průměru 30 mm, vystavené maximálnímu ohybu, lze považovat osu za vyhovující. Střední část osy o průměru 35 mm je namáhána napětím 50,1 MPa.

5.4. Kontrola šroubových spojů

Pro vybrané šroubové spoje s předpětím byly stanoveny příslušná jmenovitá předpětí, utahovací momenty a bezpečnosti.

5.4.1. Vnější závit na ose pro opěrné kladky

Je kontrolován soustružený závit M30 na ose. Na každé ose jsou tyto závity dva. Ze zvoleného materiálu osy 14 220 vyplývá mez kluzu $R_{eM30} = 588 \text{ MPa}$. Bylo zvoleno předpětí $Q_{0M30} = 75\,000 \text{ N}$. Vzhledem ke statickému tření ocel-ocel byl součinitel tření zvolen $f = 0,15$. Třecí síla mezi deskou a maticí je $R = 6\,200 \text{ N}$. Z těchto hodnot byl stanoven utahovací moment:

$$\begin{aligned}
 M_{uM30} &= M_z + M_{tm} = Q_{0M30} \cdot \frac{d_{2M30}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + Q_{0M30} \cdot f_M \cdot \rho_M = \\
 &= Q_{0M30} \cdot \frac{d_{2M30}}{2} \cdot \left(\frac{s_{M30}}{\pi \cdot d_2} + 1,15 \cdot f \right) + Q_{0M30} \cdot 0,75 \cdot d_{2M30} \cdot 0,2 = \\
 &= 75\,000 \cdot \frac{27,727}{2} \cdot \left(\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727} + 1,15 \cdot 0,1 \right) + 75\,000 \cdot 0,75 \cdot \\
 &\quad \cdot 27,727 \cdot 0,2 = 473\,280 \text{ Nmm} \cong 473,3 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Tato rovnice je použita z [18 str. 33], kde $d_{2M30} = 27,727$ mm je střední průměr závitu a $s_{M30} = 3,5$ mm je stoupání závitu.

Stanovení redukovaného napětí podle hypotézy HMH:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{redM30} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q_{0M30}}{S_{min}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_z}{W_{kmin}} \right)^2} = \\
 &= \sqrt{\left(\frac{Q_{0M30}}{\frac{\pi \cdot d_g^2}{4}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{Q_{0M30} \cdot \frac{d_{2M30}}{2} \cdot \left(\frac{s_{M30}}{\pi \cdot d_{2M30}} + 1,15 \cdot f \right)}{\frac{\pi \cdot d_g^3}{16}} \right)^2} = \\
 &= \sqrt{\left(\frac{75\,000}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{75\,000 \cdot \frac{27,727}{2} \cdot \left(\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727} + 1,15 \cdot 0,15 \right)}{\frac{\pi \cdot 25^3}{16}} \right)^2} = \\
 &= 177,9 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Tato rovnice je použita z [18 str. 55], kde d_g je minimální průměr osy, který se nachází v drážce za závitem.

Bezpečnost proti překročení meze kluzu je:

$$k_{ReM30} = \frac{R_{eM30}}{\sigma_{redM30}} = \frac{588}{177,9} = 3,31$$

Tato rovnice je použita z [18 str. 56]. Bezpečnost proti překročení maximální třecí síly je:

$$k_{tM30} = \frac{Q_{0M30} \cdot f}{R} = \frac{75\,000 \cdot 0,15}{6\,200} = 1,81$$

S ohledem na krajní mez tohoto stavu lze považovat bezpečnosti za dostatečné.

5.4.2. Šroub upevňující základové desky vozíku k sobě

Jedná se o šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 M16 - 50 8.8. Z tabulky [19] byl stanoven utahovací moment $M_{uM16} = 209 \text{ Nm}$ a předpětí $Q_{0M16} = 66\,955 \text{ N}$. Vzhledem ke statickému tření ocel-ocel byl součinitel tření zvolen $f = 0,15$. Třecí síla mezi deskou a maticí je $F_{tM16} = 4\,133 \text{ N}$. Tato síla je dána rozložením celkové síly mezi šest šroubů, které jsou umístěny po třech na každé straně vozíku.

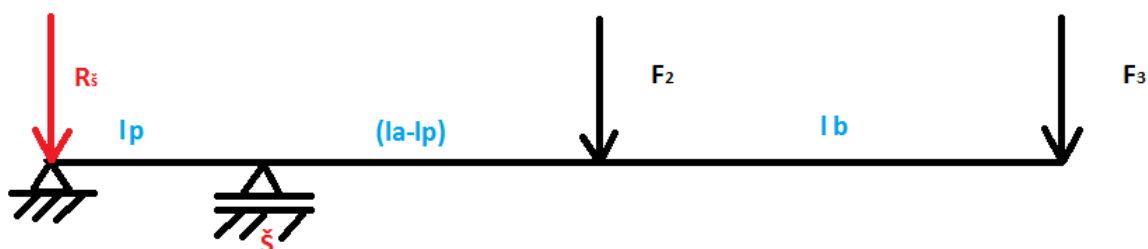
Bezpečnost proti překročení maximální třecí síly:

$$k_{tM16} = \frac{Q_{0M16} \cdot f}{F_{tM16}} = \frac{66\,955 \cdot 0,15}{4\,133} = 2,43$$

Vzhledem k vysokému předpětí je zajištěno, že nedojde posunutím desek k namáhání šroubu na stříh. Není nutné provádět kontrolu proti překročení meze kluzu, protože bylo použito předpětí stanovené pro tento šroub a není přidána další přenášená síla.

5.4.3. Šrouby spojující příruby vozíku

Jedná se o šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 M12 - 45 8.8 o mezi kluzu. $R_{eM12} = 800 \text{ MPa}$. Zatěžovací síla byla dopočítána z momentové rovnice podle Obr. 42 k bodu Š, kde se desky o sebe opřou. Na druhé straně budou mít tyto desky tendenci se rozevírat. Tedy vrchní deska se bude překlápět na spodní desce v bodě Š. Dopočítanou zatěžovací sílu $R_{\text{š}}$ musí vydržet šest výše uvedených šroubů. Předpětí bylo stanoveno tak, aby nedošlo k odlehnutí desek a šrouby byly namáhány výhradně na tah. Předpětí bylo zvoleno $Q_{0M12} = 12\,000 \text{ N}$. Následně byl stanoven utahovací moment. Pro utahovací moment je součinitel tření ocel-ocel zvolen $f = 0,15$.



Obr. 42 Působení sil na sestavu rámu vozíku [autor]

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{F_2 \cdot (la - lp) + F_3 \cdot (la + lb - lp)}{n_s \cdot lp} = \\
 &= \frac{1\,500 \cdot (2\,310 - 252,5) + 2\,800 \cdot (2\,310 + 2\,192 - 252,5)}{6 \cdot 252,5} = 9891 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{uM12} &= M_z + M_{tm} = \\
 &= Q_{0M12} \cdot \frac{d_{2M12}}{2} \cdot \left(\frac{s_{M12}}{\pi \cdot d_{2M12}} + 1,15 \cdot f \right) + Q_{0M12} \cdot 0,75 \cdot d_{2M12} \cdot 0,2 = \\
 &= 12\,000 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \left(\frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + 1,15 \cdot 0,15 \right) + 12\,000 \cdot 0,75 \cdot 10,863 \cdot 0,2 = \\
 &= 34,1 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Tato rovnice je použitá z [18 str. 33].

$$\begin{aligned}
 \sigma_{redM12} &= \sqrt{\left(\frac{Q_{0M12} + F}{S_3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_z}{W_{k3}} \right)^2} = \\
 &= \sqrt{\left(\frac{Q_{0M12} + F}{\frac{\pi \cdot d_{3M12}^2}{4}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{Q_{0M12} \cdot \frac{d_{2M12}}{2} \cdot \left(\frac{s_{M12}}{\pi \cdot d_{2M12}} + 1,15 \cdot f \right)}{\frac{\pi \cdot d_{3M12}^3}{16}} \right)^2} = \\
 &= \sqrt{\left(\frac{12\,000 + 9\,891}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{12\,000 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \left(\frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + 1,15 \cdot 0,15 \right)}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{16}} \right)^2} = \\
 &= 317 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Tato rovnice je použitá z [18 str. 55], kde $d_{3M12} = 9,853$ mm je maximální průměr plné části šroubu a $s_{M12} = 1,75$ mm je stoupání závitu.

Bezpečnost proti překročení meze kluzu je:

$$k_{reM12} = \frac{R_{eM12}}{\sigma_{redM12}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 10}{317} = 2,02$$

Tato rovnice je použitá z [18 str. 56]. Šrouby jsou předepnuty větší silou, než je síly rozevírající desky F_2 a F_3 . Proto nedojde k jejich namáhání v ohybu. Bezpečnost proti mezi kluzu je vyhovující.

5.4.4. Šrouby upevňující rám ke stojinám

Jedná se o šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 M24 - 80 8.8. Z tabulky [19] byl stanoven utahovací moment $M_{uM24} = 699 \text{ Nm}$ a předpětí $Q_{0M24} = 150\,649 \text{ N}$. Vzhledem ke statickému tření ocel-ocel byl součinitel tření zvolen $f = 0,15$. Třecí síla mezi rámem a stojinou byla stanovena na základě známé hmotnosti modelu $m_m = 3\,250 \text{ kg}$ a přičtení odhadnuté nezapočítané hmotnosti $m_o = 1\,000 \text{ kg}$. V modelu totiž nejsou veškeré komponenty, například hadice, elektrické a signální kabely, přesný model vozíčku jehly, sklopné rameno pro vedení kabelů k vozíčku jehly. Zatížení je dáno rozložením celkové síly mezi osm šroubů, které jsou umístěné po čtyřech na každé straně rámu.

Stanovení potřebné třecí síly pro uchycení rámu na jeden šroub:

$$F_{tM24} = \frac{(m_m + m_o) \cdot g}{8} = \frac{(3250 + 1000) \cdot 9,81}{8} = 5\,212 \text{ N}$$

Bezpečnost proti překročení maximální třecí síly:

$$k_{tM24} = \frac{Q_{0M24} \cdot f}{F_{tM24}} = \frac{150\,649 \cdot 0,15}{5\,212} = 4,33$$

Vzhledem k vysokému předpětí je zajištěno, že nedojde posunutím desek k namáhání šroubu na stříh. Bezpečnost je záměrně vysoká, aby konstrukce vydržela i při špatném odhadu m_o , nebo při vážné havárii. Není nutné provádět kontrolu proti překročení meze kluzu, protože bylo použito předpětí stanovené pro tento šroub a není přidána další přenášená síla.

5.5. Stanovení nutné síly pro rozjezd vozíku

Vzhledem k všeobecné znalosti o minimálních silových účincích ložiskových prvků v této části není uvažován odpor valivých elementů uvnitř opěrných kladek.

Celková síla pro rozjezd vozíku:

$$F_d = F_{v\check{e}d} + F_a + F_v$$

Síla pro překonání odporu větru při jízdě:

$$F_{v\check{e}d} = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \rho \cdot S \cdot (v' + v_{v\check{e}})^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 1,2759 \cdot 1,79 \cdot (2 + 10)^2 = 197,4 \text{ N}$$

kde $S = 1,79 \text{ m}$ je přibližná plocha čela vozíku.

Síla potřebná pro urychlení:

$$F_a = m_v \cdot a = m_v \cdot \frac{v'}{t} = 659,6 \cdot \frac{2}{2} = 659,6 \text{ N}$$

Kde $a = 1 \text{ m/s}^2$ je zrychlení a bylo stanoveno na základě požadované rychlosti $v' = 2 \text{ m/s}$ a požadovaného času pro rozjezd $t = 2 \text{ s}$. Vše je dosazeno v základních jednotkách.

Valivý odpor:

$$F_v = G \cdot \frac{\xi}{r} = m_v \cdot g \cdot \frac{\xi}{D} = 659,6 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,5}{80} = 80,9 \text{ N}$$

Kde $\xi = 0,5 \text{ mm}$ je rameno valivého odporu.

Celková síla pro rozjezd vozíku je potom:

$$F_d = F_{v\text{ěd}} + F_a + F_v = 197,4 + 659,6 + 80,9 = 937,9 \text{ N}$$

Spočtená síla $F_d = 937,9 \text{ N}$ byla pro další výpočty záměrně značně navýšena s ohledem na funkčnost zařízení. Mezi potenciálními problémy s rozjezdy jsou deformace pojezdových jeklů, degradace materiálu, přidření opěrných kladek a špatná údržba. S ohledem na všechny zmíněné komplikace byla zvolena síla pro rozjezd $F_r = 1\,500 \text{ N}$.

5.6. Návrh elektromotoru a převodovky

Na přání firmy O.K. SERVIS BioPro byla převodovka volena od firmy TRAMEC [15] a elektromotor od firmy MOTOR GEAR [14]. Byl zvolen asynchronní 4-pólový elektomotor a pravoúhlá převodovka.

K předávání síly mezi rámem a vozíkem byl zvolen hřeben a pastorek. Nejprve je nutné stanovit potřebný kroutící moment pro rozjezd:

$$M'_k = F_r \cdot \frac{d_p}{2} = 1\,500 \cdot \frac{0,128}{2} = 96 \text{ Nm}$$

Kde $d_p = 128 \text{ mm}$ je roztečný průměr pastorku. Pro první výpočet je průměr pastorku odhadnut a po navržení pastorku byl výpočet přepočítán a upřesněn.

Dále je nutné stanovit požadované otáčky pastorku:

$$n'_p = \frac{60 \cdot v'}{\pi \cdot d_p} = \frac{60 \cdot 2}{\pi \cdot 0,128} = 298,4 \text{ min}^{-1}$$

Z otáček byl stanoven požadovaný převodový poměr:

$$i'_c = \frac{n_m}{n'_p} = \frac{1\,420}{298,4} = 4,76$$

Z katalogu [15] byla zvolena převodovka o celkovém převodovém poměru $i_c = 5$, což bylo nejbližší požadované hodnotě. Výkon elektromotoru byl pomocí katalogu [14] zvolen tak, aby skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky byl větší, než požadovaný moment pro rozjezd. Byl zvolen elektromotor o výkonu $P_m = 3$ kW a otáčkách $n_m = 1420$ min⁻¹.

$$M_{km} = 9\,550 \cdot \frac{P_m}{n_m} = 9\,550 \cdot \frac{3}{1\,420} = 20,17 \text{ Nm}$$

Tato rovnice je použita z [17 str. 20].

$$M_{kpř} = M_{km} \cdot \eta_{př} \cdot i_c = 20,17 \cdot 0,98 \cdot 5 = 98,9 \text{ Nm}$$

Tato rovnice je použita z [17 str. 21]. Kde $\eta_{př} = 0,98$ je účinnost převodovky.

$$M_{kpř} \geq M'_k$$

$$98,9 \geq 96$$

Vzhledem k tomu, že převodový poměr převodovky není absolutně shodný s požadovaným převodovým poměrem, je nutné dopočítat skutečnou rychlost.

$$n_{př} = \frac{n_m}{i_c} = \frac{1\,420}{5} = 284 \text{ min}^{-1}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_{př}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,128 \cdot 284}{60} = 1,9 \text{ m/s}$$

Výsledná rychlost je tedy nepatrně menší, než je stanovená rychlost. Dle následné konzultace s firmou O.K. SERVIS BioPro je tato rychlost přijatelná. Jako pohon byl stanoven 4-pólový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko $P_m = 3$ kW, $n_m = 1\,420$ min⁻¹ při frekvenci sítě $f = 50$ Hz. Daný elektromotor se prodává s obchodním názvem ACA 100 LB-4 firmou MOTOR GEAR. Převodovka byla zvolena pravoúhlá s převodovým poměrem $i_c = 5$ od firmy TRAMEC s obchodním názvem RC24AS5. Převodovka byla zkontrolována, aby odpovídala elektromotoru v dalších vlastnostech (maximální přenášený výkon, připojovací rozměry, maximální a minimální otáčky).

5.7. Návrh pastorku pro pohon vozíku

Modul byl stanoven pomocí metody dovoleného namáhání na ohyb. Počet zubů byl zvolen $z = 64$. Materiál pastorku je ocel 14 220 [17 str. 26].

$$m' = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kpř}}{\psi_m \cdot z \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 98,9}{15 \cdot 64 \cdot 420}} = 1,29 \text{ mm}$$

Tato rovnice je použita z [20 str. 227]. Kde σ_{FP} :

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

Kde $f_p = 18$, $K_F = 1,5$ je výsledný součinitel vnějších dynamických sil a nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce, $\sigma_{Flim} = 700 \text{ MPa}$ je mez únavy v ohybu. S ohledem na bezpečnost a zároveň na vyráběné moduly hřebenů je modul zvolen $m = 2 \text{ mm}$. Následně byla stanovena roztečná kružnice:

$$d_p = m \cdot z = 2 \cdot 64 = 128 \text{ mm}$$

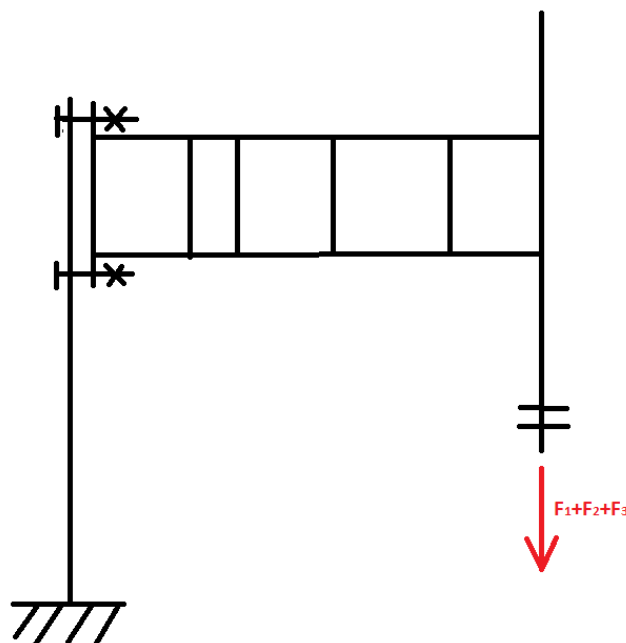
Tato rovnice je použita [21 str. 21], kde počet zubů z byl zvolen tak, aby roztečný průměr vyhovoval účelům konstrukce.

6. MKP analýza rámu vzorkovače

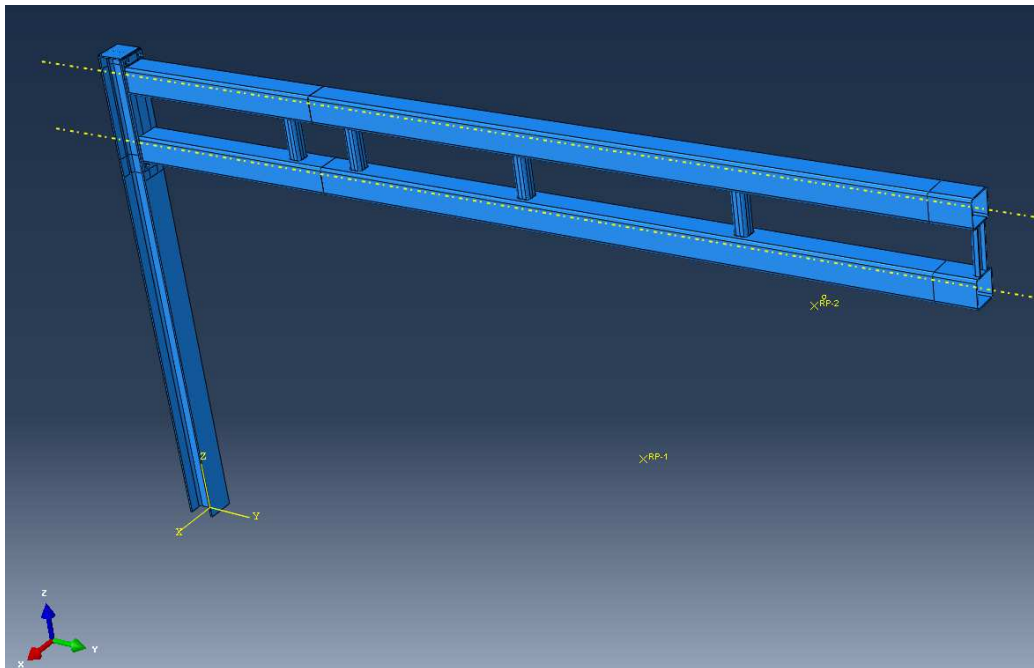
Cílem této analýzy je zjistit mechanické stavy v rámu pro vzorkovač zrnin. Primárně je potřeba ověřit, zda jsou jednotlivé prvky dimenzovány dostatečně a odolají maximálnímu provoznímu zatížení. Sekundárním cílem je stanovit posunutí. Analýza je prováděna v programu Abaqus. Jedná se o doplňkovou analýzu za účelem osvědčení znalostí z předmětu MKP 0. Práce byla konzultována s Ing. Michalem Bartošákem, Ph.D.

6.1. Model

Vzhledem k symetrii rámu stačí vymodelovat jeho polovinu Obr. 43. Z modelu také vyplynulo, že se jedná o 3D úlohu. Vzhledem k náročnosti tvorby modelů a interakcemi mezi jednotlivými modely bylo rozhodnuto provést pouze analýzu rámu. Sestavy vozíku ani vozíčku jehly nebyly modelovány Obr. 44. Obdobně jsou vynechány prvky přímo na rámu, které neslouží přímo jako hlavní nosné prvky, například žlab pro energetický řetěz. Rovněž je vynecháno spojení jechlů. Na uvedenou skutečnost je nutné brát ohled při výsledcích. Model v této části nebude odpovídat skutečnosti. Všechny součásti jsou pro analýzu vymodelovány přímo v programu Abaqus. Model šroubu je vytvořen jako "beam", ostatní součásti jako "solid". Všechny rozměry jsou podle výchozího modelu a podle příslušných norem.



Obr. 43 Schéma analyzovaného rámu [autor]



Obr. 44 Sestava poloviny rámu [autor]

6.2. Materiál

U součástí se předpokládá použití konstrukční oceli S235JR (11 375). Výjimku budou samozřejmě tvořit šrouby, které budou z kvalitnější oceli s vyšší mezí kluzu.

Mez kluzu cca $R_{ekon} = 200 \text{ MPa}$

Hustota $\rho_o = 7\,850 \text{ kg/m}^3$

$E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$\mu = 0,3$

6.3. Vazby a silové účinky

6.3.1. Vazby

Všechny svary jsou reprezentovány vazbou "Tie", tedy jsou považovány za absolutně pevná a nepoddajná spojení. Vazba mezi jekly je nahrazena vazbou "Tie", která zajistí správné přenesení do dalších částí modelu. Mezi jekly a referenčním bodem, kde bude zavedena síla, je vazba "coupling" tak, aby došlo ke správné distribuci sil. Obdobně byl vytvořen druhý referenční bod, který bude sloužit pouze ke sledování pohybu konce vozíku. Tato vazba samozřejmě nezohledňuje deformaci vozíku, ale pouze přenesené deformace. Vazba "coupling" je rovněž použita při distribuci síly ze šroubů a matic na dosedací plochy pod nimi. Mezi přírubou a profilem HE 260 je zavedena interakce s nastavením v normálovém směru "hard contact". V tangenciálním směru je

nastaven koeficient tření 0,12. Příruba je se stojnou je spojena čtyřmi předepjatými šroubovými spoji. Konec stojiny je vetknutý.

6.3.2. Kroky

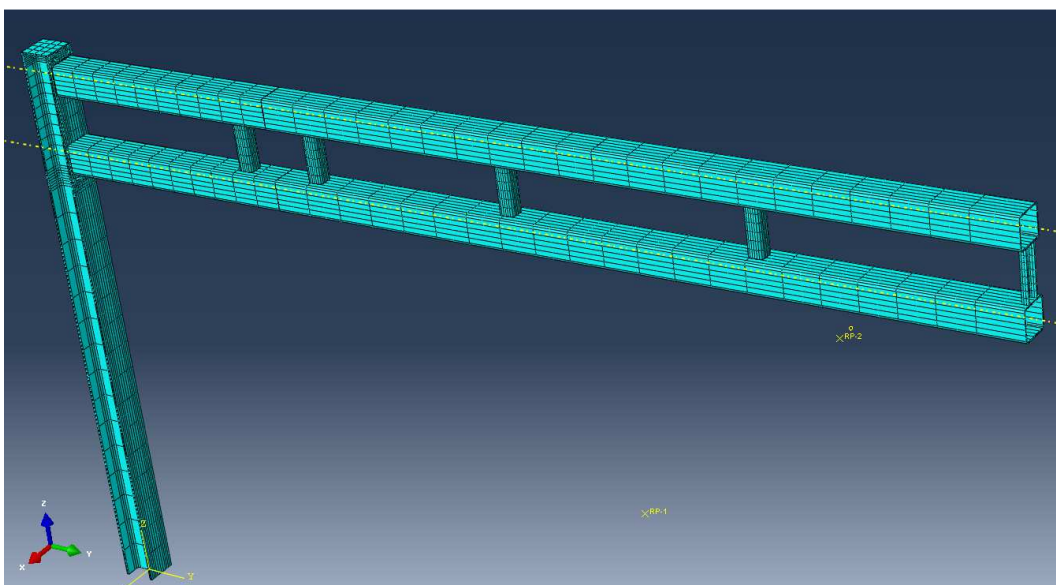
Pro výpočet byly použity dva kroky. V prvním kroku je vytvořeno předpětí ve šroubech, které je 150 649 N ze str. 60. Ve druhém jsou zavedeny působící síly. Všechny síly od vozíku jsou nahrazeny do jedné výslednice v těžišti vozíku. Velikost síly je $\Sigma F_1+F_2+F_3 = 6\ 800\text{ N}$ jedná se o sílu složenou z celkové hmotnosti vozíku a maximální sílu při vytahování jehly. Tento způsob zajišťuje správnou distribuci vodorovných a svislých sil do rámu. Nevýhodou je plošné působení, nikoliv bodové, jak tomu je ve skutečnosti. V tomto místě budou skutečná napětí zvýšená v místech kontaktu rolen a jeklů. Dále je zavedena gravitační síla pro vymodelovaná tělesa, respektive zrychlení.

6.3.3. Okrajové podmínky

Je zavedena podmínka vetknutí v dolní části profilu HE a dále je zavedena již zmíněná symetrie.

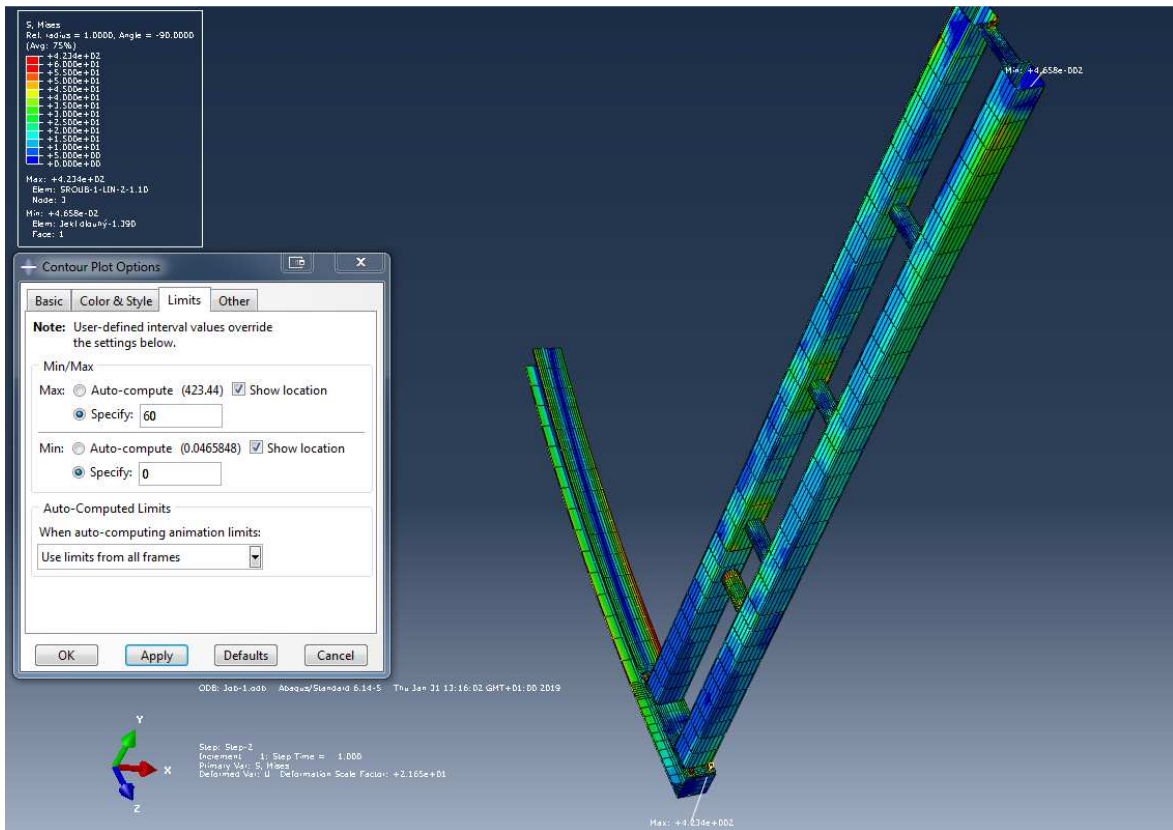
6.4. Síťování

Kvůli velkému počtu součástí a jejich rozměrům musely být sítě zjednodušeny. Aby nedošlo ke zkreslení výsledků, jsou všechny součásti vysítovány s alespoň s dvěma elementy na tloušťku Obr. 45. Síť byla zjemněna kolem drobných prvků např. díry pro šrouby. Všechny součásti jsou vysítovány pomocí kvadratických elementů. Tvar elementů je "Hex - structured".



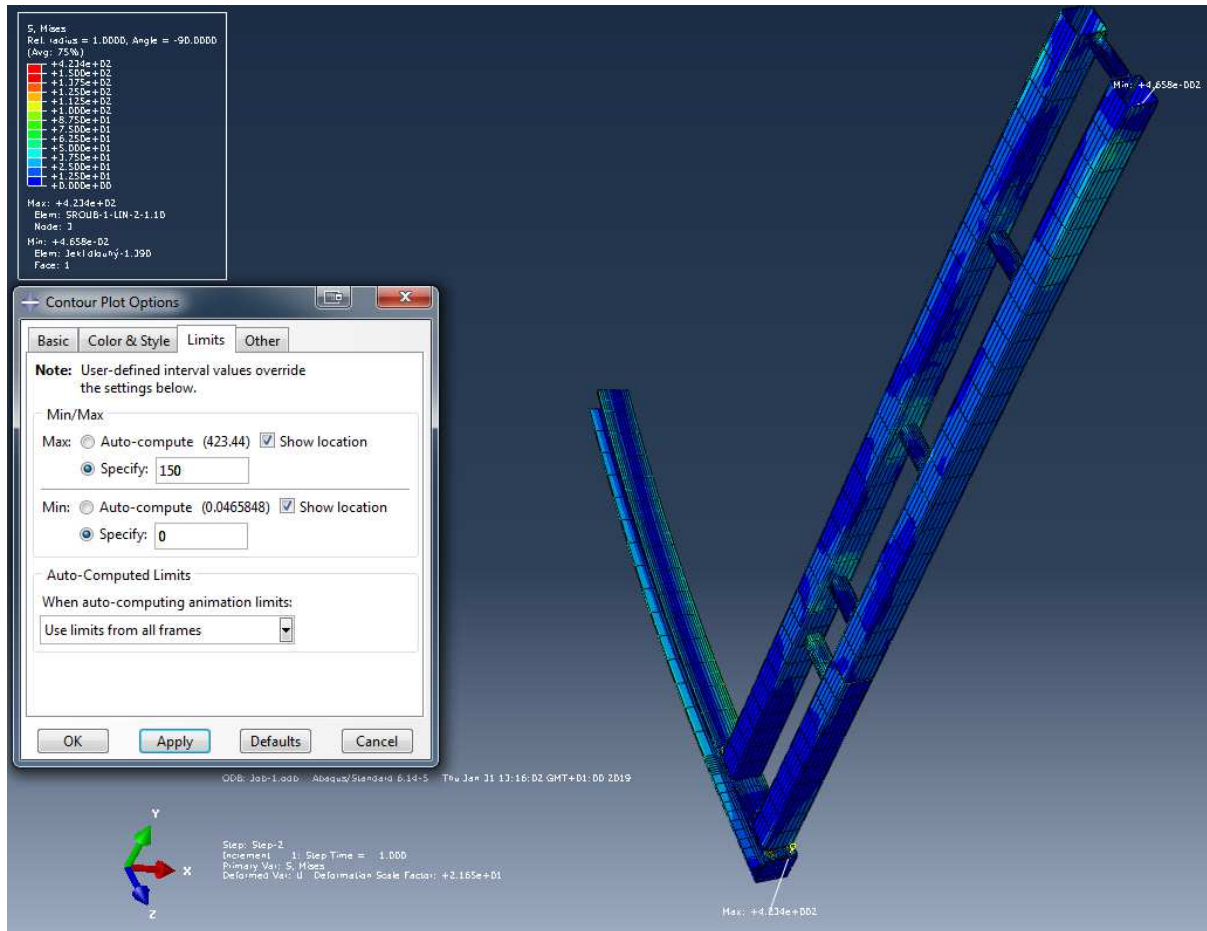
Obr. 45 Síť na sestavě rámu [autor]

6.5. Výsledky



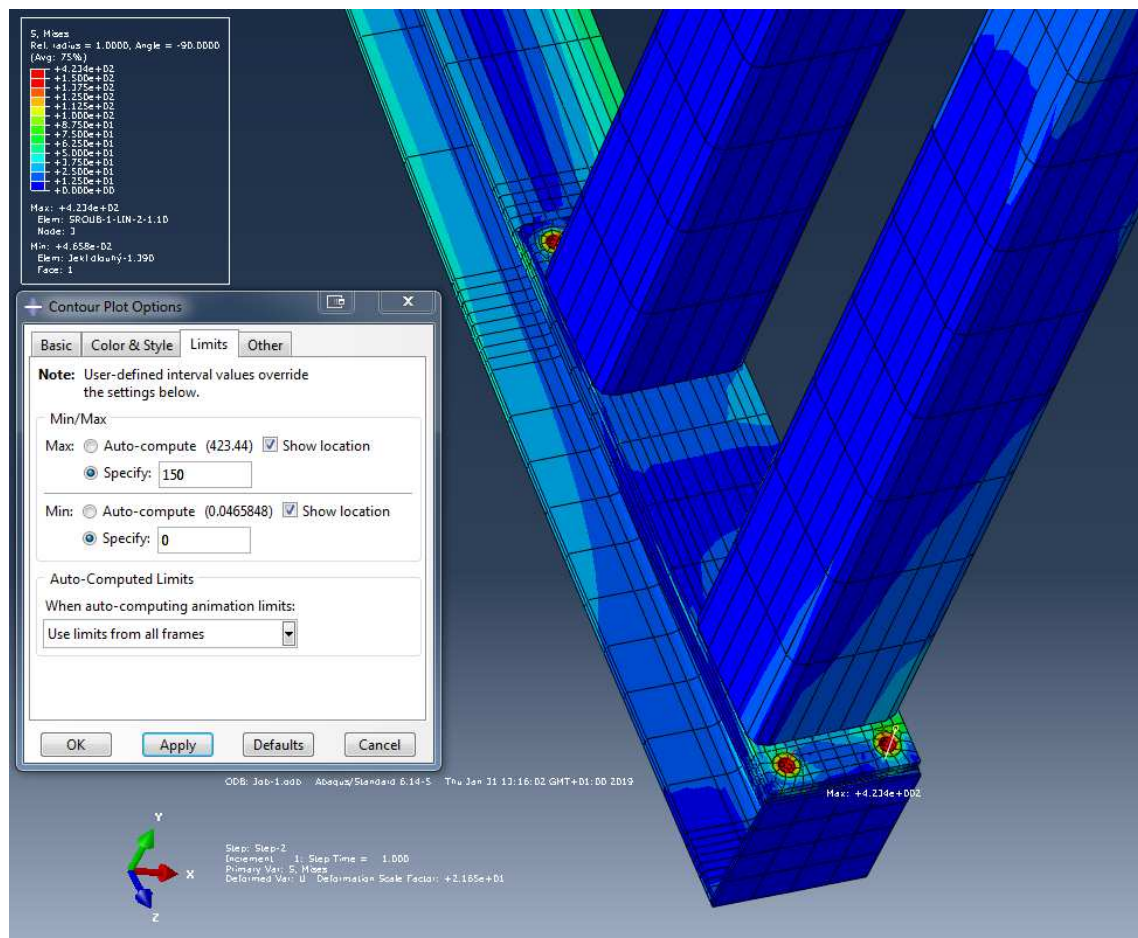
Obr. 46 Redukované napětí v rámu - celkový pohled při nastavení barevné škály 0-60 MPa. [autor]

Z Obr. 46, na kterém je zobrazeno redukované napětí podle HMH, jsou patrné tři oblasti, kde je překročeno napětí 60 MPa, a to oblast šroubových spojů, první vzpěra a kraj HE profilu. Z obrázku také vyplývá lokální zvýšení napětí v jeklech u vzpěr. Pokud posuneme oblast maxima výše na 150 MPa Obr. 47, zjistíme, že poslední dvě oblasti již nepřekračují tuto hodnotu a shodně se pohybují kolem 100 MPa. Z toho vyplývá, že nedojde ke kluzu na žádném z profilů. Dosedací plochy pod maticemi a šrouby mají napětí v rozmezí 140 - 150 MPa Obr. 48. Nejvyšší napětí odečtené z výpočtu je v samotných šroubech, konkrétně 423 MPa. Šrouby jsou navrženy pevnostní třídy 8.8, tedy o smluvní mezi kluzu $R_e = 640$ MPa. Proto ani na nich nedojde k překročení meze kluzu. Předmětem této analýzy ovšem není kontrola tohoto šroubového spoje. Pro samotný šroubový spoj by se řešila upravená úloha.



Obr. 47 Redukované napětí v rámu - celkový pohled při nastavení barevné škály 0-150 MPa. [autor]

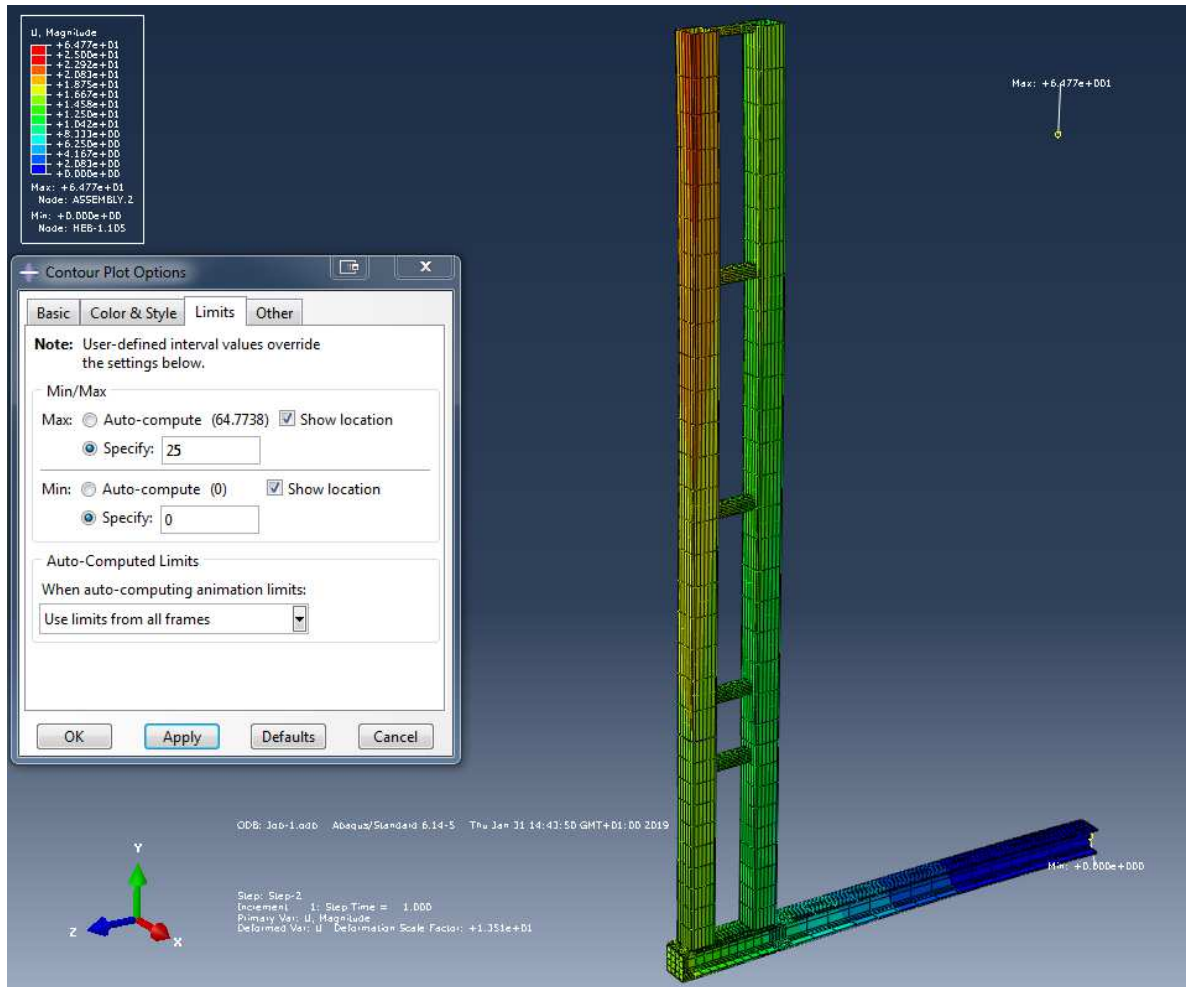
Z hlediska posunutí Obr. 49 se ověřil předpoklad, že maximální posunutí bude na konci vozíku. Z předběžných analýz vyplynulo, že deformace konstrukce samotného vozíku jsou z hlediska posunutí zanedbatelné oproti deformacím rámu, tedy posunutí konce vozíku závisí na natočení rámové konstrukce. Maximální posunutí je nepatrně vyšší, než předpokládané (předpoklad činil 40 - 50 mm), konkrétně 64,7 mm. Vzhledem k celkovým rozměrům konstrukce a k účelu konstrukce je tato hodnota přijatelná. Posunutí samotného rámu je z hlediska osy Y zanedbatelné vzhledem k tomu, že se pohybuje do 1 mm. Z posunutí ve směru X Obr. 50 je dobře patrné, že HE profil se mírně ohne na stranu ramene vozíku, což způsobí natočení jeklů. Samotné posunutí je v maximu na rámu 18 mm. Posunutí v ose Z Obr. 51 je největší uprostřed rámu. Dojde k poklesu o necelých 12 mm. Celkové maximální posunutí samotného rámu je opět uprostřed a je rovno 21 mm.



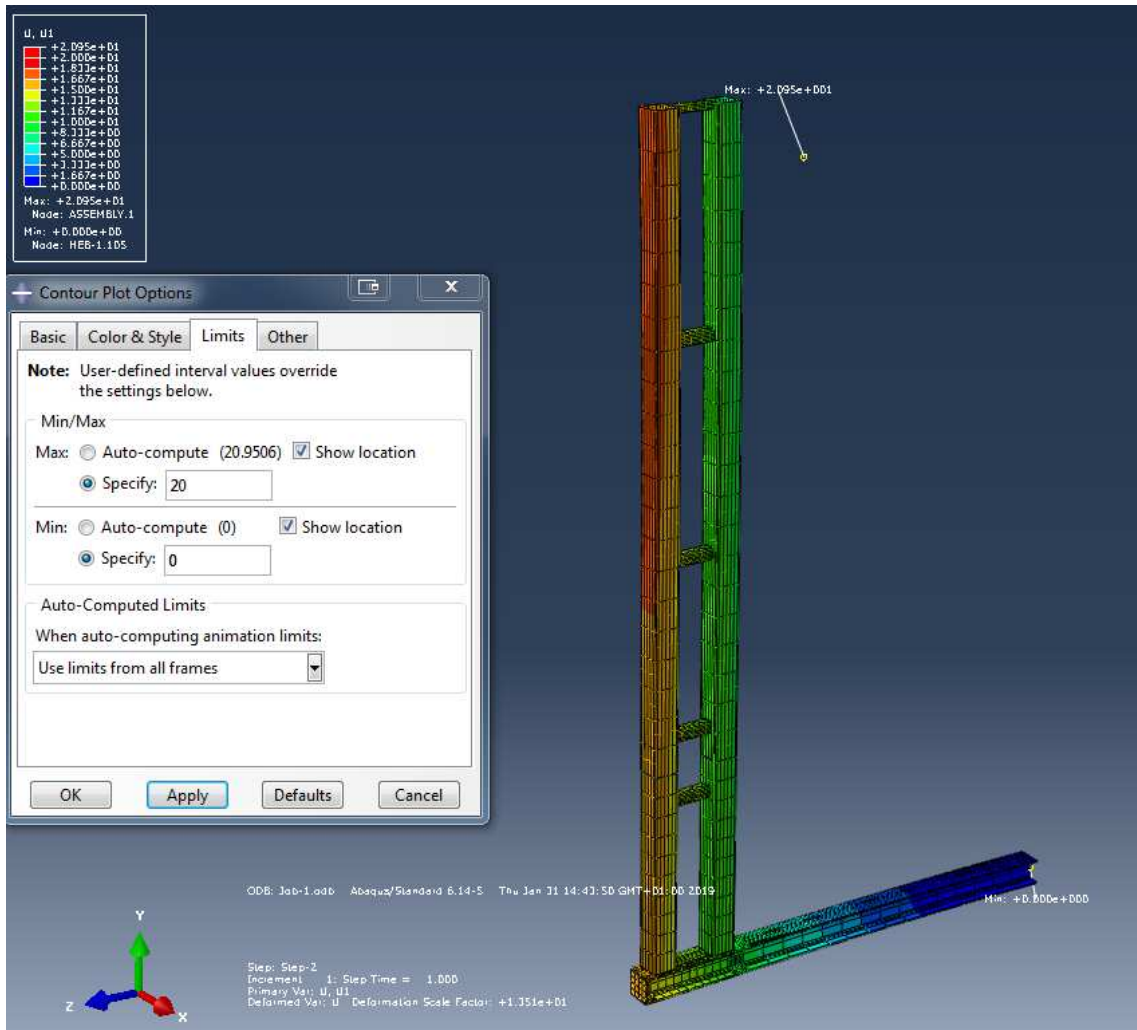
Obr. 48 Detail napětí u šroubového spoje [autor]

6.6. Diskuze

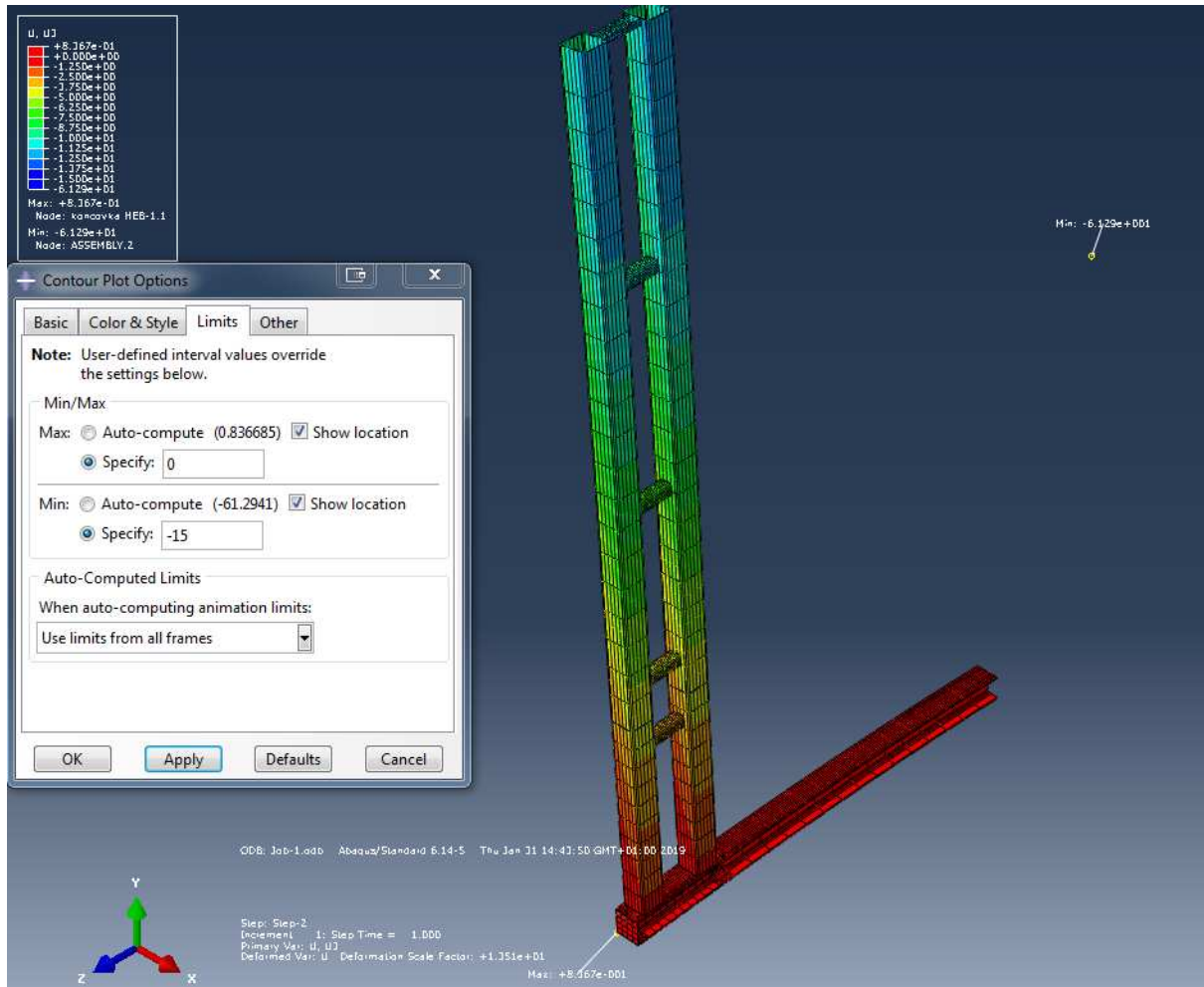
Model se rámcově shoduje s předběžnými výpočty a s představou o deformacích. Proto je s výjimkou již zmíněného spojení jeklů považován za věrohodný. Dojde k poklesu středové části rámu a k natočení jeklů na stranu ramena vozíku, což je způsobeno především ohnutím profilu HE 260. Pokud bychom chtěli zmenšit výchylku, bude nevhodnější vyměnit HE profil za uzavřený profil, nejspíše jekl vhodných rozměrů. Otočení HE profilu o 90° nepřichází v úvahu, protože by se konstrukce začala rozevírat ve směru osy Y. Aby bylo dosaženo snížení napětí ve šroubech, je vhodné do spoje HE profilu a příruby přidat další dva šroubové spoje. Pro ověření analýzy by měla být provedena verifikace libovolného uzlu analytickou cestou.



Obr. 49 Celkové posunutí [autor]



Obr. 50 Posunutí ve směru osy X [autor]



Obr. 51 Posunutí ve směru osy Z [autor]

6.7. Shrnutí

Bylo ověřeno, že konstrukce je dostatečně naddimenzovaná tak, aby nedošlo k jejímu poškození i při nejnáročnějších provozních podmínkách. Maximální hodnota redukovaného napětí je pod podložkami šroubových spojů a to 150 MPa. V tomto místě je bezpečnost oproti mezi kluzu je 1,3 jedná se však jen o lokální maximum.

Stanovené posuny jsou přijatelné pro účely konstrukce. Maximální posunutí celé konstrukce vzorkovače bude na konci ramene vozíku o velikosti 64,7 mm. Maximální celkové posunutí samotného rámu je ve středové části a je rovno 21 mm. Byly navrženy některé změny pro zlepšení. Při posuzování těchto změn je nutné vzít v úvahu zmenšení posunutí a vynaložené náklady.

7. Závěr

V této bakalářské práci byl proveden koncept řešení vzorkovače pro další zpracování pro výrobu prototypu. Vzorkovač bude sloužit pro odebírání zrnin z vozu pro laboratorní účely. Vzorkovač byl vyvíjen pro firmu O.K. SERVIS BioPro, a proto je brán ohled na jejich stávající vzorkovač VV05. Z tohoto vzorkovače jsou použity některé díly nebo principy. V úvodu je popsán způsob odebírání vzorků. Byla provedena rešerše vzorkovačů pro odběr vzorků sypkých materiálů.

Návrh nového vzorkovače probíhal s ohledem na požadavky firmy. Při tvorbě byly zohledněny výhody a nedostatky stávajících vzorkovačů. Navržený vzorkovač je složen ze statického rámu, z vozíku a z vozíčku jehly. Vozík se pohybuje po rámu. Vozíček jehly se pohybuje po vozíku kolmo na rám. Tím je zajištěn pohyb ve dvou osách.

Bylo provedeno navržení koncepce nového typu vzorkovače. Byly navrženy jednotlivé sestavy, podsestavy a jejich díly. Pro část z nich je navrhnut materiál, způsob výroby a povrchová úprava. Způsob výroby často vyplývá ze samotných dílů, nebo je individuálně navržen. Rovněž byl navržen materiál a povrchová úprava. Díly jsou svařovány do podsestav, které jsou následně k sobě spojeny pomocí šroubových spojů. Tento způsob je navržen s ohledem na transport a montáž konstrukce.

Byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů. Kontrolní výpočty byly prováděny pro maximální možné zatížení, které se ovšem vyskytuje v poměrně krátkých časových intervalech. Jedná se o souhrn několika prvků. Vozík je v poloze uprostřed rámu. Vozíček jehly je v nevdálenější možné poloze od rámu. Jehla je zasunutá do vzorkovaného materiálu a je vytahována maximální možnou silou. Byla provedena MKP analýza zvolených komponent. S ohledem na její výsledky byly navrženy některé úpravy.

Bylo provedeno zpracování 3D modelu navrženého vzorkovače. Zpracovaný model byl proveden v aplikaci Autodesk Inventor 2017 a je přiložen k této práci. Jedná se o zjednodušený model, který je nutné pro účely výroby dokončit.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. ČSN EN ISO 24333. Obiloviny a výrobky z obilovin - Vzorkování. 1. vyd. Praha: ÚNMZ, říjen 2010.
2. Pawlica s. r. o. - Posklizňové linky na klíč - RAKORAF. Pawlica s. r. o. - Posklizňové linky na klíč - Úvod [online]. Copyright © 2014 PAWLICA s.r.o. [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <http://www.pawlica.cz>.
3. Vzorkování z dopravních prostředků | O.K. SERVIS BioPro s.r.o.. O.K. SERVIS BioPro s.r.o. [online]. Dostupné z: <https://www.biopro.cz>.
4. Automatic grain sampler VV05 | 3s company. 3s company | инжиниринговая компания [online]. Copyright © 2017. [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://com3s.com>.
5. TPLG : Echantillonnage de grain, silo à grain, manutention agricole. TPLG : Echantillonnage de grain, silo à grain, manutention agricole [online]. Copyright © Tout pour le grain 2018 [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://www.toutpourlegrain.fr>.
6. Grain Samplers. Grain Samplers [online]. Copyright © [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <http://grainsamplers.com>.
7. NAVRÁTIL, spol. s r.o. - Pojezdová kola, kolečka a kladky. NAVRÁTIL, spol. s r.o. - Pojezdová kola, kolečka a kladky [online]. Copyright © 2016 [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://www.navratilsro.cz/>.
8. SKF. [Online] Vedení skupiny SKF. [Citace: 4. 4 2019.] <https://www.skf.com/>.
9. Lineární vedení - Matis s.r.o.. Lineární vedení - Matis s.r.o. [online]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/>.
10. Specialisté na těsnění, pryže, plasty, brzdové obložení | sittech.cz. Specialisté na těsnění, pryže, plasty, brzdové obložení | sittech.cz [online]. Copyright © SITTECH CZ s. r. o., V [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <http://www.sitech.cz/>.
11. Vzorkovač zrnin BioPro | vzorkovac.cz. [online]. Copyright © 2019 O.K. SERVIS BioPro, s.r.o. [cit. 04.11.2019]. Dostupné z: <https://www.vzorkovac.cz/cs/>.
12. Přehled výrobků - energetické řetězy, systém E4.1. energy chains, flexible cables, polymer bearings [online]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/info/energy-chains-e41-overview>.
13. GUMEX, spol. s r.o. | GUMEX.CZ. GUMEX, spol. s r.o. | GUMEX.CZ [online]. Copyright © 1995 [cit. 17.11.2019]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz>.
14. Úvodní stránka | Motorgear. Úvodní stránka | Motorgear [online]. Copyright © MOTOR [cit. 24.11.2019]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz>.
15. Tramec Srl - Products. Object moved [online]. Copyright © Copyright 2013 [cit. 24.11.2019]. Dostupné z: <https://www.tramec.it/en-us/products.aspx?idC=61688&LN=en-US>.
16. Určení velikosti ložiska | ZKL Group. ZKL Group [online]. Copyright © 2012 ZKL, a.s. [cit. 01.12.2019]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#510>.
17. KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
18. ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02533-0.

19. Utahovací momenty šroubů - Briol. Briol [online]. Copyright © 2013 [cit. 26.11.2019].
Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>.
20. BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
21. ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
22. BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
23. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, c2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Vzorkovač RAKORAF [2]	14
Obr. 2 Vzorkovač VV05 [4].....	15
Obr. 3 Vzorkovač COBRA 4000 [5].....	16
Obr. 4 Vzorkovač STORK PRO [6]	17
Obr. 5 Plastová rolna [7]	20
Obr. 6 Opěrná kladka [8].....	20
Obr. 7 Kombinovaná rolna [9]	21
Obr. 8 Polyethylenová deska [10]	21
Obr. 9 Základní prvky vzorkovače [11]	22
Obr. 10 Rameno vzorkovače [11]	23
Obr. 11 Vozíček jehly [11]	24
Obr. 12 Vozíček jehly ze spodu [11]	24
Obr. 13 Vedení hadic a kabelů na vzorkovači [11]	25
Obr. 14 Schéma sestavy vzorkovače [autor]	26
Obr. 15 Schéma vzorkovače (půdorys) [autor]	27
Obr. 16 Schéma sestavy rámu [autor]	28
Obr. 17 Sestava dlouhého nosníku [autor]	29
Obr. 18 Sestava krátkého nosníku [autor]	30
Obr. 19 Sestava stojiny [autor].....	31
Obr. 20 Sestava vnitřního žlabu [autor]	32
Obr. 21 Sestava počátečního žlabu [autor].....	33
Obr. 22 Sestava koncového žlabu [autor].....	33
Obr. 23 Sestava rámu [autor].....	34
Obr. 24 Schéma sestavy vozíku [autor]	35
Obr. 25 Usazení vozíku na rámu [autor]	36
Obr. 26 Sestava spodní základové desky [autor]	37
Obr. 27 Sestava vrchní základové desky [autor]	38
Obr. 28 Řez osou, pojezdovými kladkami a malými konzolami [autor].....	39
Obr. 29 Sestavené pojezdové kladky s osou a velkými konzolami [autor]	40
Obr. 30 Sestava rámu vozíku [autor]	41
Obr. 31 Sestava zavětrování [autor]	42
Obr. 32 Sestava pohonu pro vozík [autor]	43
Obr. 33 Osa pro pojezdové rolny [autor].....	44
Obr. 34 Excentrická matice [autor].....	44
Obr. 35 Sestava vozíku [autor].....	45
Obr. 36 Sestava vzorkovače [autor].....	47
Obr. 37 Kritické prostory [autor]	48
Obr. 38 Zjednodušené schéma vozíku s jehlou v dolní poloze [autor]	50
Obr. 39 Působení sil na rám [autor]	51
Obr. 40 Zjednodušené schéma vozíku s jehlou v horní poloze	53
Obr. 41 Působení sil na osu [autor].....	55
Obr. 42 Působení sil na sestavu rámu vozíku [autor]	58
Obr. 43 Schéma analyzovaného rámu [autor]	64
Obr. 44 Sestava poloviny rámu [autor]	65
Obr. 45 Síť na sestavě rámu [autor].....	66
Obr. 46 Redukované napětí v rámu - celkový pohled při nastavení barevné škály 0-60 MPa. [autor]	67
Obr. 47 Redukované napětí v rámu - celkový pohled při nastavení barevné škály 0-150 MPa. [autor]	68
Obr. 48 Detail napětí u šroubového spoje [autor]	69
Obr. 49 Celkové posunutí [autor]	70
Obr. 50 Posunutí ve směru osy X [autor].....	71
Obr. 51 Posunutí ve směru osy Z [autor]	72

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Síly při vytahování jehly	49
Tab. 2 Rozměry při vytahování jehly.....	50
Tab. 3 Síly při brzdění vozíčku jehly na konci ramene s jehlou v horní poloze	52
Tab. 4 Rozměry při brzdění vozíčku jehly na konci ramene s jehlou v horní poloze	52

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Průběh ohybového momentu na ose [autor].....	56
---	----

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I. Sestavný výkres vzorkovače