FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh sloupového vzorkovače zrnin

Design of Truck Grain Sampler

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Jaroslav DOLEJŠ

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dolejš** Jméno: **Jaroslav** Osobní číslo: **419597**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh sloupového vzorkovače zrnin

Název diplomové práce anglicky:

Design of Truck Grain Sampler

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhněte sloupový vzorkovač zrnin. Proveďte rešerši v oblasti stávajících řešení vzorkovačů. Navrhněte koncepční varianty konstrukčního řešení vzorkovače a jedno z těchto řešení rozpracujte do virtuálního prototypu. U vybraných částí konstrukce proveďte potřebné návrhové a kontrolní výpočty. V závěru práce proveďte zhodnocení navržené konstrukce vzhledem ke konkurenčním výrobkům. Grafickým výstupem práce bude 2D sestavný výkres 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.
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **19.03.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **28.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **12.12.2019**

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.	Ing. František Lopot, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání Podpis studenta

CVUT-CZ-ZDP-2015.1 © ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh sloupového vzorkovače zrnin“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze _____ Jaroslav Dolejš _____

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi při psaní práce, ať už přímo, či nepřímo pomáhali. Jmenovitě svému vedoucímu práce za veškeré rady, které mi během tvorby práce věnoval. Dále pak svému bratru za odborné rady z oboru stavitelství, své partnerce za poslouchání mých myšlenkových pochodů a v neposlední řadě mé rodině za utvoření příznivých podmínek pro mé učení a tvorbu práce.

Anotační list

Jméno autora:	Jaroslav DOLEJŠ	
Název BP:	Návrh sloupového vzorkovače zrnin	
Anglický název:	Design of Grain Sampler	
Rok:	2019	
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ	
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.	
Bibliografické údaje:	počet stran	52
	počet obrázků	38
	počet tabulek	8
	počet příloh	10
Klíčová slova:	vzorkování, pohon, ocelové lano, převodovka, spoj	
Keywords:	sampling, drive, steel wire rope, transmission, joint	

Anotace:

Diplomová práce se zabývá rozborem problematiky vzorkování zrnin a strojů pro vzorkování určených. Následně je proveden návrh konstrukce sloupového vzorkovače zrnin dle zadaných podmínek. U vybraných částí stroje jsou provedeny návrhové výpočty.

Abstract:

The diploma thesis deals with analysis of grain sampling and machines intended for sampling. Subsequently is designed column truck grain sampler according to given conditions. For selected machine parts are performed design calculations.

Obsah

1. Úvod 1

1.1. Druhy vzorkovačů 2

1.1.1. Dělení dle druhu pohonu 2

1.1.1.1. Ruční vzorkovače 2

1.1.1.2. Hydraulické vzorkovače 3

1.1.1.3. Elektrické vzorkovače 5

1.1.2. Dělení dle typu konstrukce 7

1.1.2.1. Sloupová konstrukce 7

1.1.2.2. Portálová konstrukce 8

1.1.2.3. Mostová konstrukce 9

1.2. Druhy vzorkovacích sond 10

1.2.1. Jednocestná sací sonda 10

1.2.2. Dvoucestná sací sonda 11

1.2.3. Šneková sonda 12

1.3. Možnosti ukotvení 13

1.4. Patenty 14

1.5. Normy 16

1.6. Stanovení cíle práce 18

2. Praktická část 19

2.1. Koncepční návrhy 19

2.1.1. První koncepční návrh 19

2.1.2. Druhý koncepční návrh 20

2.1.3. Třetí koncepční návrh 21

2.1.4. Čtvrtý koncepční návrh 22

2.1.5. Pátý koncepční návrh 23

2.2. Návrh vzorkovače zrnin 24

3. Závěr 47

Použitá literatura 48

Seznam obrázků 50

Seznam tabulek 51

Seznam příloh 52

1. Úvod

Zjišťování kvality a stavu zrní je zcela zásadní. Proto je zapotřebí přesný odběr vzorků v každé fázi řetězce operací, kterými zrní prochází, což by mělo pomoci ke snížení celkového množství vadného zrní. [1]

Již po mnoho let je odběr vzorků zrnin velmi důležitým při měření parametrů kvality u různých druhů plodin (např. Hagbergovo číslo poklesu, obsah dusíku a specifická hmotnost) a dalších parametrů jako je teplota, vlhkost nebo přítomnost pesticidů a plísní. Avšak v posledních letech se objevují další parametry, jako třeba hladina mykotoxinů, které jsou zjišťovány. Při obchodování se zrnem jsou pak požadovány tyto vzorky pro prokázání kvality zrna. [1]

S rostoucím požadavkem na zvyšování produktivity a automatizaci se čím dál více upouští od konvenčních ručních vzorkovačů a nahrazují je vzorkovače automatické s vlastním pohonem. Tyto vzorkovače jsou pak schopné odebrat potřebné vzorky zrní přímo z korby vozidla a dopravit je do laboratoře k vyhodnocení, a to za zlomek času oproti ručnímu vzorkování. Zároveň tyto automatické vzorkovače zvyšují bezpečnost pracovníků, jelikož díky nim nemusí kvůli odběru vzorků lézt na korbu vozidla s ruční sondou.

Tyto automatické vzorkovače jsou zařízení sestávající ze sondy, která pneumaticky nasává vzorky. Vzorky jsou následně hadicemi dopraveny do laboratoře. Sonda samotná je pak umístěna na pohyblivém rameni vzorkovače tak, aby bylo možné odebírat vzorky z požadovaných míst korby vozidla. Pohyblivost ramene a realizace jednotlivých pohybů jsou hlavními rozdíly mezi jednotlivými druhy vzorkovačů.

Mezi jedny z největších současných společností zabývající se výrobou vzorkovačů zrnin patří například italská firma D.V., britská firma TekPro, americká firma Gamet, nebo německá firma Pfeuffer. Mezi české výrobce patří například firma BioPro.

1.1. Druhy vzorkovačů

Vzorkovače zrní lze dělit z více hledisek. Jedním z hlavních hledisek může být například druh pohonů použitých k pohybu stroje. Dalším z hlavních kritérií pro dělení vzorkovačů by mohla být konstrukce stroje.

1.1.1. Dělení dle druhu pohonu

Druhů pohonů by bylo možné rozlišit velké množství, nicméně ty relevantní ve vztahu k vzorkovačům zrnin by mohly být ruční, hydraulické, elektrické. Na vzorkovačích lze nalézt ještě pneumatický pohon, avšak ten není použit k realizaci pohybu stroje. Své využití nachází při nasávání vzorku zrnin a jeho dopravě hadicemi do laboratoře.

1.1.1.1. Ruční vzorkovače

Ručním pohonem je zde myšleno to, že pracovník vezme přímo vzorkovací sondu a ručně ji zapíchne do odběrového místa.

Ruční vzorkovače se vyrábí v různých délkách (cca 200-3000 mm) a mají převážně dvojí provedení, a to buďto jednodušší či složitější. Jednodušší variantou je pouze trubka, která má na svém boku po celé délce otvory, které se při zapíchnutí plní zrním. Složitější varianta se skládá ze dvou souosých natěsno do sebe vložených trubek, které se vůči sobě mohou otáčet (Obr. 1). Obě tyto trubky mají na svém boku po celé délce otvory, které se při správném vzájemném natočení trubek překrývají. Vzorkování pak probíhá tak, že se trubky vůči sobě natočí tak, aby se otvory nepřekrývaly a v tomto stavu se vzorkovač zapíchne do místa odběru. Následně se otočí trubky tak, aby se otvory překrývaly a zrní se nasype v různých hloubkách do vzorkovače. Poté je opět pootočeno trubkami tak, aby se otvory nepřekrývaly a v tomto stavu se vzorkovač vytáhne. Tento způsob zajistí odběr vzorku z celého průřezu objemu zrní v odběrovém místě.

Obr. 1 Ruční vzorkovač zrnin [2]

1.1.1.2. Hydraulické vzorkovače

Tyto vzorkovače používají pro realizaci jednotlivých pohybů stroje hydraulický pohon. Ten se skládá z jednotlivých komponent hydraulického obvodu jako je hydrogenerátor, řídící prvky pro řízení rychlosti, tlaku a směru průtoku a v neposlední řadě bezpečnostní prvky. Hlavními prvky vykonávajícími samotný pohyb stroje jsou pak hydromotory. Těch je celá řada druhů a dle své funkce najdou uplatnění na různých částech stroje (Obr. 2).

Obr. 2 Hydraulicky poháněný vzorkovač zrnin firmy Gamet [3]

Lineární hydromotory

Lineární hydromotory vykonávají translační pohyb a sestávají primárně z válce, ve kterém se pohybuje píst s pístní tyčí (pístnicí). Lineární hydromotory se dělí dle principu činnosti na jednočinné a dvojčinné. U jednočinných je přiváděn olej pouze na jednu stranu pístu a je jím tedy realizován pohyb pouze jedním směrem. Pohyb opačným směrem je pak realizován pomocí pružiny nebo vnějšího zatížení. Dvojčinné lineární hydromotory mají přiveden olej z obou dvou stran pístu a je jím tak realizován pohyb v obou směrech.

Rotační hydromotory

Rotační hydromotor, jak již název napovídá, vykonává rotační pohyb. Na rozdíl od elektromotorů lze u rotačních hydromotorů velmi snadno a plynule regulovat otáčky i moment, a to více způsoby. Existuje velké množství konstrukcí hydromotorů, které se mezi sebou liší hlavně dosažitelnými otáčkami a momenty.

Kyvné hydromotory

Kyvné hydromotory vykonávají rotační pohyb, avšak pouze v omezeném úhlu natočení. Tyto hydromotory se dělí svou konstrukcí do dvou skupin. Prvním typem jsou kyvné hydromotory s rotačním pístem/lamelou, kdy je přímo hydraulickou kapalinou vyvoláván rotační pohyb hydromotoru. Tento typ dosahuje úhlů natočení nižších než 360°. Druhým typem jsou kyvné hydromotory s ozubeným hřebenem. Hydraulická kapalina působí na přímočaře se pohybující píst s tímto ozubeným hřebenem. Ten zabírá do pastorku, který pak vykonává rotační pohyb. U tohoto typu kyvného hydromotoru lze dosáhnout úhlů natočení větších než 360°.

1.1.1.3. Elektrické vzorkovače

U této varianty vzorkovačů je použito pohonu elektrického. Ten sestává z elektromotoru, mechanického převodu a případně některého ze způsobů regulace elektromotoru (Obr. 3).

Obr. 3 Vzorkovač zrnin s elektrickým pohonem společnosti TecPro [4]

Elektromotorů je na výběr velké množství druhů a základním parametrem dělení by mohlo býti, zda jsou elektromotory stejnosměrné či střídavé. V průmyslové praxi se u pohonů spíše využívá střídavých elektromotorů. Ty je pak možné dělit dále na elektromotory synchronní a asynchronní. Synchronní elektromotory jsou díky možnosti přesného polohování s výhodou používány pro automatizaci, avšak jsou dražší než elektromotory asynchronní. Ty je možno dále rozdělit na asynchronní elektromotory jednofázové a třífázové. Třífázové elektromotory jsou opět v průmyslu běžnější. Použití jednofázových motorů je hlavně v případech, kdy není třífázové napájení k dispozici.

Jelikož elektromotory mají zpravidla velmi vysoké otáčky, je zapotřebí použití převodu, který tyto otáčky sníží na potřebnou hodnotu. Nejběžnějším způsobem, jak tohoto docílit, jsou mechanické převodovky. Těch je opět velká řada druhů jako třeba planetové, čelní, kuželové, hypoidní, šnekové, cykloidní a mnoho dalších. Každý z těchto druhů nalézá své uplatnění jinde, podle požadovaných vlastností. Dalšími převody používanými nejen pro redukci otáček, ale také například pro přenos výkonu od motoru k vzdálenému poháněnému ústrojí, jsou převody řetězové, lanové či řemenové. Dále pak

bývá požadován převod rotačního pohybu elektromotoru na pohyb lineární. K tomu nám mohou posloužit například pohybové šrouby, kuličkové šrouby či ozubené hřebeny. Tento účel však zvládnou zastat i již zmíněné řetězové, lanové či řemenové převody, kdy se k těmto prvkům připojí poháněné ústrojí.

1.1.2. Dělení dle typu konstrukce

Způsobů, jak zkonstruovat vzorkovač zrnin je teoreticky nekonečné množství, nicméně mezi prodejci těchto strojů je možné se běžně setkat se třemi hlavními druhy konstrukce, a to se sloupovou, portálovou a mostovou konstrukcí vzorkovače.

1.1.2.1. Sloupová konstrukce

Tento typ konstrukce je navržen tak, že spodní sloupová část stroje je pevně uložena na betonovém podloží pomocí kotevních šroubů. Horní část sloupu je většinou spojena se spodní částí pomocí ložiska, které umožňuje rotaci kolem svislé osy. Rameno je spojeno se sloupovou částí rotačně prostřednictvím čepu tak, aby bylo umožněno zdvihání a sklápění ramene. Rameno jako takové je ve většině případů výsuvné, aby pokrylo co největší prostor pro odběr vzorků. Vzorkovací sonda se pak nachází na samém konci ramene (Obr. 4).

Jedná se o jednodušší, a tedy i levnější variantu konstrukce, avšak toto je vykoupeno omezeným dosahem vzorkovací sondy.

Obr. 4 Sloupová konstrukce vzorkovače společnosti D.V. [5]

1.1.2.2. Portálová konstrukce

Tato konstrukce se od předchozí liší především svou základnou. Namísto sloupu je zde portál, po kterém se pohybuje vrchní část vzorkovače s ramenem. Tato vrchní část pak opět může být otočná kolem svislé osy, nicméně jednodušší varianty tohoto stroje jsou neotočné. Rameno je opět připevněno pomocí čepu tak, aby bylo umožněno zdvihání a sklápění ramene. To stejně jako u sloupové varianty je buďto pevné nebo výsuvné a na jeho konci se nachází vzorkovací sonda (Obr. 5).

Konstrukce vzorkovačů s portálovou základnou patří obecně k dražším variantám, umožňuje však lepší pokrytí plochy korby. Obzvláště pak je toto řešení výhodné při převozu zrnin vozidly s několika návěsy zapojenými za sebou, kdy by sloupový vzorkovač pokryl jeden návěs zatímco portálový vzorkovač může pokrýt všechny návěsy.

Obr. 5 Portálová konstrukce vzorkovače společnosti D.V. [5]

1.1.2.3. Mostová konstrukce

Tato varianta konstrukce je podobná mostovým jeřábům. Základna je zde složena z rámové konstrukce, pod kterou zajíždí kamion se zrním. Po této rámové konstrukci se podélně pohybuje příčný nosník, na němž se pohybuje vozík. Na vozíku je pak pohyblivě uložena sonda tak, aby byl umožněn její pohyb ve svislém směru (Obr. 6).

Oproti předešlým typům konstrukce se tato velmi liší svým zatížením, jelikož sonda není na vyloženém rameni, což u předešlých variant způsobuje velké klopné momenty. Naopak je tato konstrukce více náročná na zástavbový prostor, nicméně má velmi dobré pokrytí plochy pro odběr vzorků. Tato varianta je vhodná při velmi velkých provozech.

Obr. 6 Mostová konstrukce vzorkovače společnosti D.V. [5]

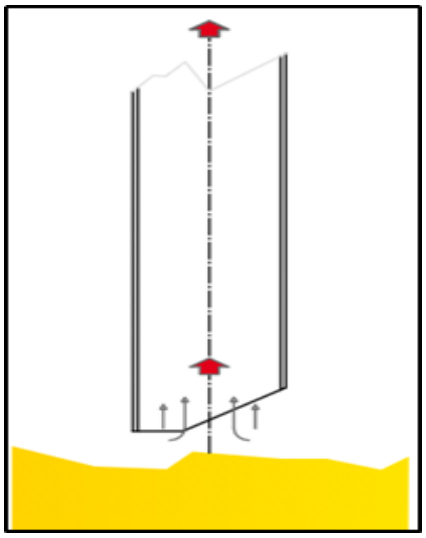
1.2. Druhy vzorkovacích sond

Sondy se dělí dle své konstrukce na tři typy. Každá z konstrukcí má svou specifickou úlohu. Vzorkovací sondy v rámci jedné společnosti mívají univerzální připevnění na rameno, aby bylo možno podle aktuální potřeby sondy snadno vyměnit. Vzorkovací sondy jsou vyráběny z nerezové oceli, nejčastěji z AISI 304, které se lidově též říká potravinářská ocel. Nerezová ocel je použita z důvodu odolnosti proti korozi, tudíž nehrozí kontaminace vzorku rzí či antikorozními nátěry.

„Odborné studie naznačují, že nerezová ocel v potravinářství by měla mít cca 18% podíl chromu – právě tehdy vykazuje nejvyšší odolnost vůči korozi i při vystavení agresivním tekutinám. Jednotlivé státy EU mají vlastní směrnice, které se zabývají právě minimálním podílem chromu.“ [6]

1.2.1. Jednocestná sací sonda

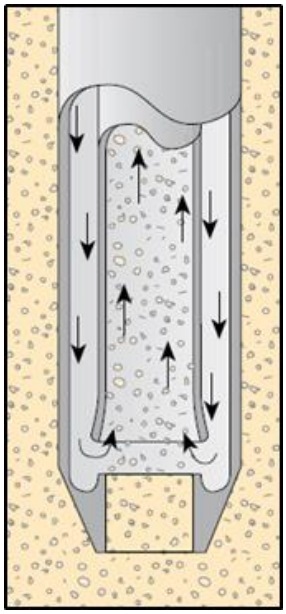
Tato sonda je nejjednodušší z variant vzorkovacích sond. Sestává pouze z jedné tenkostěnné nerezové trubky napojené na sání vzduchového čerpadla. To způsobí v trubce nasátí vzorku a následný transport hadicemi do laboratoře (Obr. 7).



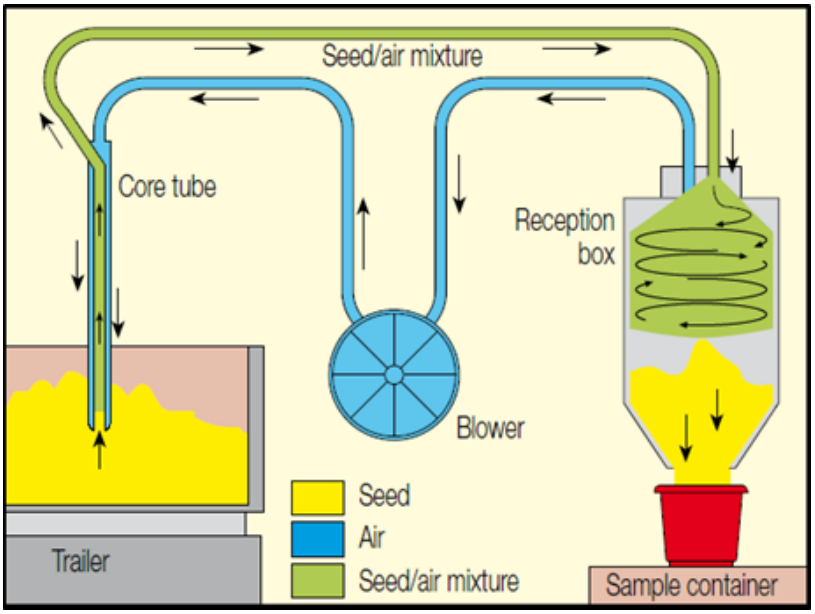
Obr. 7 Schéma jednocestné sací sondy [7]

1.2.2. Dvoucestná sací sonda

Dvoucestná sací sonda funguje na obdobném principu. Tato vzorkovací sonda je složena ze dvou souose uložených nerezových trubek. Vnitřní trubicí je nasáván vzduch a putuje jí tedy odebraný vzorek (Obr. 8). V prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou je naopak vzduch k ústí sondy přiváděn. Horní část sacího potrubí je spojena s hadicí, která dopravuje vzorkované obiloviny do cyklonového odlučovače (Obr. 9).



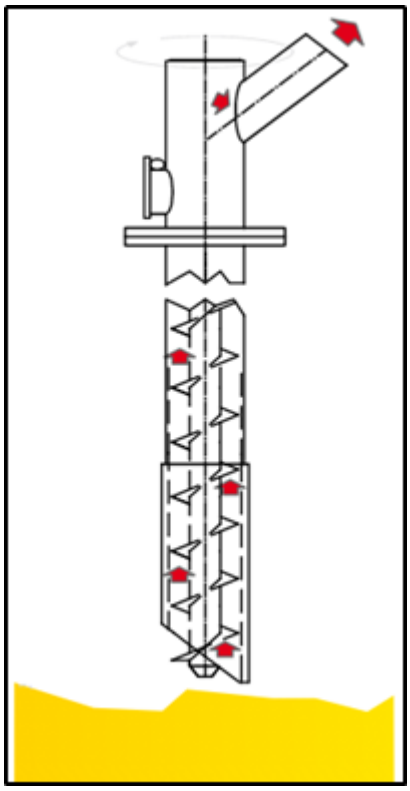
Obr. 8 Schéma dvoucestné sací sondy [8]



Obr. 9 Schéma dopravy zrna dvoucestnou sací sondou [8]

1.2.3. Šneková sonda

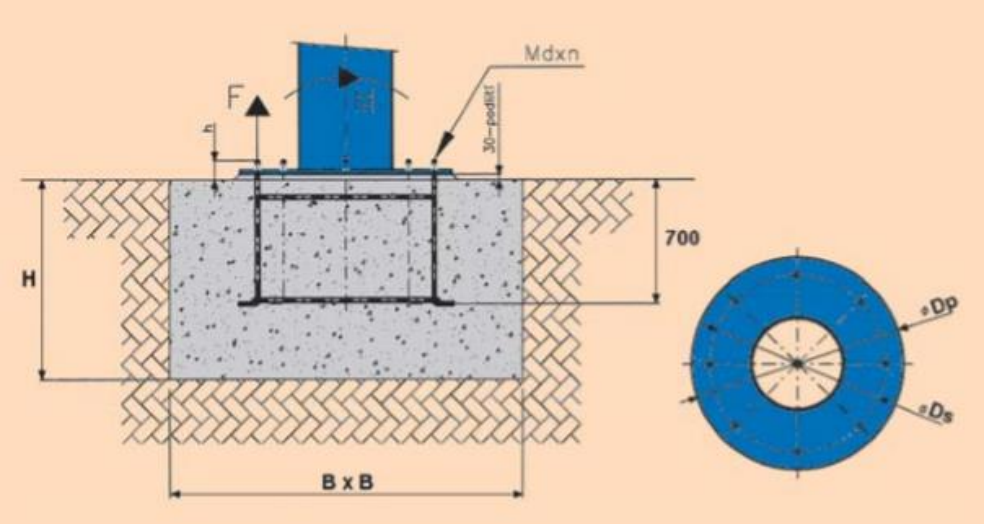
Jedná se o sondu, kde je zrno nabíráno pomocí šnekového dopravníku, který je poháněn elektromotorem umístěným na vrchním konci sondy. Nad šnekem je veden proud vzduchu, čímž je nabraný vzorek zrní unášen hadicemi do laboratoře (Obr. 10). Zároveň je v této části sondy otvor s víkem pro vypouštění přebytečného materiálu.



Obr. 10 Schéma šnekové sondy [7]

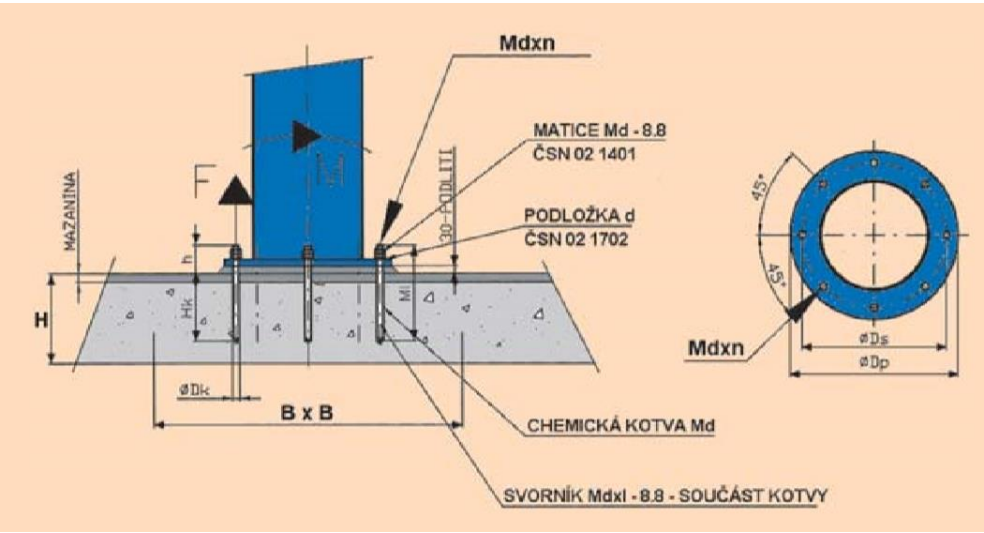
1.3. Možnosti ukotvení

Možnosti pro ukotvení vzorkovačů do betonového základu jsou v zásadě dvě a volba záleží na použitém betonu. Pokud základ není vyroben z armovaného betonu C20/25 a jeho tloušťka nepřesahuje 250 mm pak je zapotřebí kotvení pomocí kotevního roštu. Toť jest ocelový svařenec, který se zalije betonovou směsí a vytvoří tak základ pro ukotvení vzorkovače. Součástí tohoto ocelového svařence jsou dostatečně dlouhé závitové tyče vyčnívající nad betonové lože. Na tyto závity je pak montován vzorkovač (Obr. 11). [9]



Obr. 11 Kotvení pomocí kotevního roštu [9]

Druhou možností kotvení používanou v případech, kdy je základ vytvořen z armovaného betonu C20/25 a jeho tloušťka přesahuje 250 mm, je kotvení pomocí chemické kotvy. Je to způsob, kdy se vyvrtají do základu díry, do těchto děr se vtlačí chemická kotva, do které je pak zasunut kotevní šroub. Po vytvrdnutí chemické kotvy je vytvořen pevný spoj (Obr. 12). [9]



Obr. 12 Kotvení pomocí chemické kotvy [9]

1.4. Patenty

V oblasti vzorkování zrnin je možno nalézt velké množství patentů, nicméně většina z nich již pozbyla platnosti, ale jsou veřejně dostupné a lze se jimi inspirovat. Zejména se jedná o různé druhy ručních vzorkovačů zrnin, ale také vzorkovače se sloupovou konstrukcí a vzorkovací sondy je mezi nimi možné nalézt.

Pro příklad lze uvést jeden stále aktivní patent sloupového vzorkovače s elektrickým pohonem (Obr. 13) (Obr. 14)

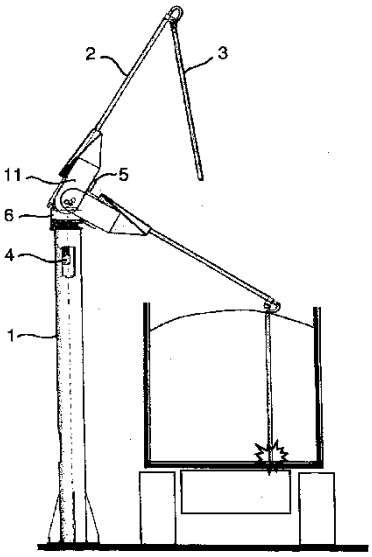


FIG.1

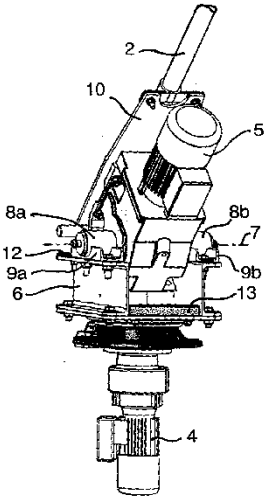


FIG.2

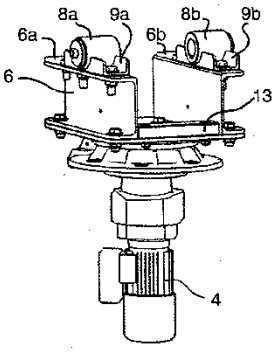


FIG.4

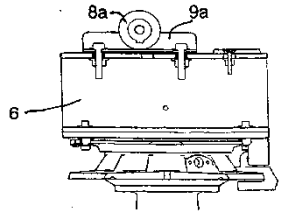


FIG.5

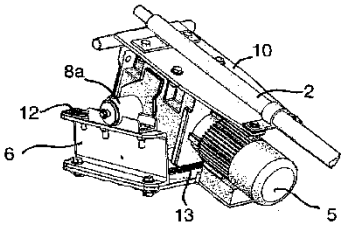


FIG.3

Obr. 13 Patentovaný sloupový vzorkovač [10]

Obr. 14 Pohon patentovaného sloupového vzorkovače zrnin [10]

Tab. 1 Patent sloupového vzorkovače (text přeložen z angličtiny) [10]

Název patentu	Zařízení pro odběr vzorků granulovaných nebo práškových materiálů
Číslo patentu	EP1931963B1
Vynálezce	André Hermand, Bernard Hazouard
Datum udělení	11.11.2009
Abstrakt	Vynález se týká zařízení pro odběr vzorků granulovaných nebo práškových materiálů, obsahující sloup (1) mající alespoň jedno rameno (2) kloubově s ním spojené, volný konec tohoto ramene nese vzorkovací sondu (3). Výše uvedené rameno je poháněno kombinací dvou různých motorů (4,5), které jsou oba opatřeny výstupní hřídelí. Dle vynálezu, jeden (4) z motorů, známý jako motor otáčení, je namontován tak, že jeho výstupní hřídel je (i) v podstatě rovnoběžná se sloupem a (ii) rotačně spojena s ramenem, zatímco výstupní hřídel druhého motoru (5), známého jako zdvihací motor, je umístěn v rovině, která je v podstatě kolmá k sloupu (1). Zařízení dle vynálezu se vyznačuje tím, že zdvihací motor (5) je pevně přichycen k rameni (2), zatímco jeho výstupní hřídel je připevněn tak, že se nemůže axiálně otáčet vůči sloupu. Tímto způsobem může zdvihací motor (5) oscilovat v rovině, která je v podstatě rovnoběžná se sloupem, nebo jím stejným způsobem prochází, čímž je rameno (2) poháněno.

1.5. Normy

Tab. 2 Norma ČSN EN ISO 21294 [11]

Norma	ČSN EN ISO 21294
Třídicí znak	461030
Název	Olejnatá semena – Manuální nebo automatický diskontinuální odběr vzorků

Tato norma určuje body v rámci návěsu, ze kterých se má vzorkovat. Obecně z vagonů do 30 t jsou tyto body v rozích a uprostřed, tedy dohromady 5 bodů. Avšak ve 3. odstavci bodu 7.2.3.3 je psáno následující. [11]

„Pokud se provádí vzorkování ze sklopných nákladních vozů, kdy automatický pneumatický vzorkovač zcela projde přes vrstvu olejnin a umožní vzorkování bez segregace materiálu, jsou dostačující tři vzorkovací body (v čele, uprostřed a na zádi).“ [11]

Tato norma se zabývá také vybavením pro vzorkování, kde podstatným je, že by vzorkovací sonda neměla býti znečištěná. Dále se zabývá i jinými druhy vzorkování, než je pomocí automatického vzorkovače a na závěr tato norma též řeší následné zpracování vzorků před samotným měřením. [11]

Tab. 3 Norma ČSN EN ISO 24333 [12]

norma	ČSN EN ISO 24333
Třídicí znak	46 1015
název	Obiloviny a výrobky z obilovin – Vzorkování

Obsah této normy je velice obdobný předchozí ČSN EN ISO 21294 s tím rozdílem, že se jedná o obiloviny. V bodě 5.2.3 druhém odstavci je zde zmíněno toto. [12]

„Při hloubce do 2 m mohou být použity manuální sondy. Při hloubce do 2,5 m mohou být použita mechanická vzorkovací zařízení, pokud princip, na němž pracují, neumožňuje vytvářet jakékoli oddělování v přívodní trubici a nedochází k poškození zrn. V případě, že vrstva překročí 2,5 m, musí se použít pouze sací vzorkovací zařízení.“ [12]

Další normy zabývající se oblastí vzorkování jsou například následující.

Tab. 4 Norma ČSN 46 1011 [13]

Norma	ČSN 46 1011
Třídicí znak	461011
Název	Zkoušení obilovin, luštěnin a olejnin.

Tab. 5 Norma ČSN ISO 11648 [14]

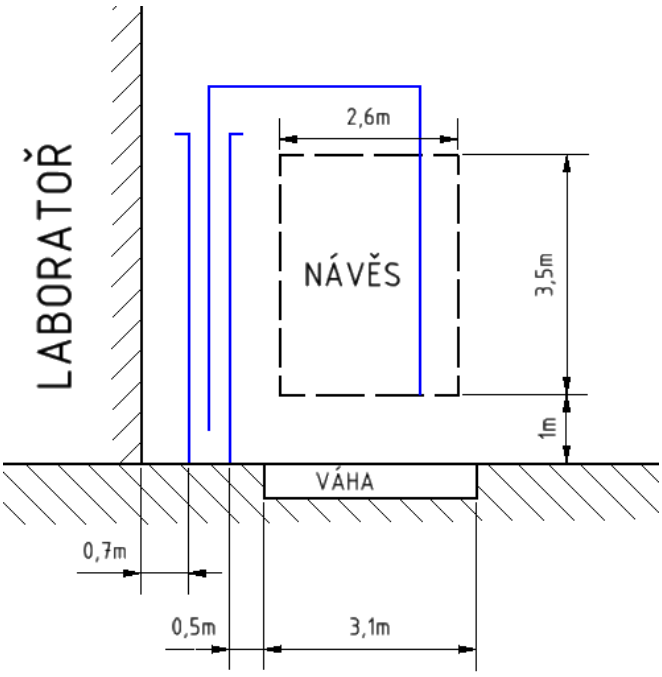
Norma	ČSN ISO 11648
Třídicí znak	010264
Název	Statistická hlediska vzorkování hromadných materiálů

Tab. 6 Norma ČSN ISO 6639-2 [15]

Norma	ČSN ISO 6639-2
Třídicí znak	461081
Název	Obiloviny a luštěniny – Zjišťování skrytého zamoření hmyzem – Část 2: Odběr vzorků

1.6. Stanovení cíle práce

Při stanovení některých dalších detailů stroje je brán ohled na požadavky od firmy BioPro. Cílem této práce je navrhnout vzorkovač zrnin sloupové konstrukce. Zdvihání sondy by mělo být realizováno zdviháním celého ramene v horizontální poloze, a ne rotací kolem spoje ramene se sloupem, jak je tomu u drtivé většiny stávajících řešení. Rameno vzorkovače by nemělo být výsuvné a vzorkovací sonda se tedy bude pohybovat po kružnici, přičemž by mělo být umožněno otáčení o 360°. Dále je zadáno, že na vzorkovací sondu je vyvíjena odporová síla maximálně 1 500 N, a to jak při zasouvání do zrní, tak i při vysouvání z něj. Samotná sonda pak váží 30 kg. Rozměrové požadavky jsou takové, aby stroj bylo možno umístit 0,7 m od stěny laboratoře. Pak jsou také známy maximální rozměry návěsu, ze kterého budou odebírány vzorky, a to šířka 2,6 m a hloubka 3,5 m, přičemž dno návěsu je metr nad zemí. Návěs přitom stojí na 3,1 m široké váze, jejíž bližší okraj je vzdálen 0,5 m od vzorkovače (Obr. 15).



Obr. 15 Schéma zadaných rozměrových podmínek

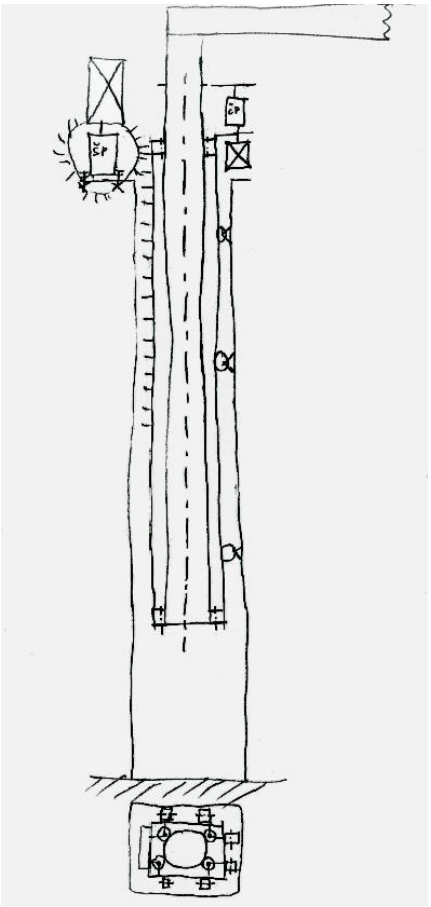
Dalšími poměrně důležitými kritérii kladenými na navrhovaný vzorkovač jsou nízká cena stroje, jeho konstrukční jednoduchost, snadná montáž a servis a co největší dostupnost použitých materiálů.

2. Praktická část

2.1. Koncepční návrhy

2.1.1. První koncepční návrh

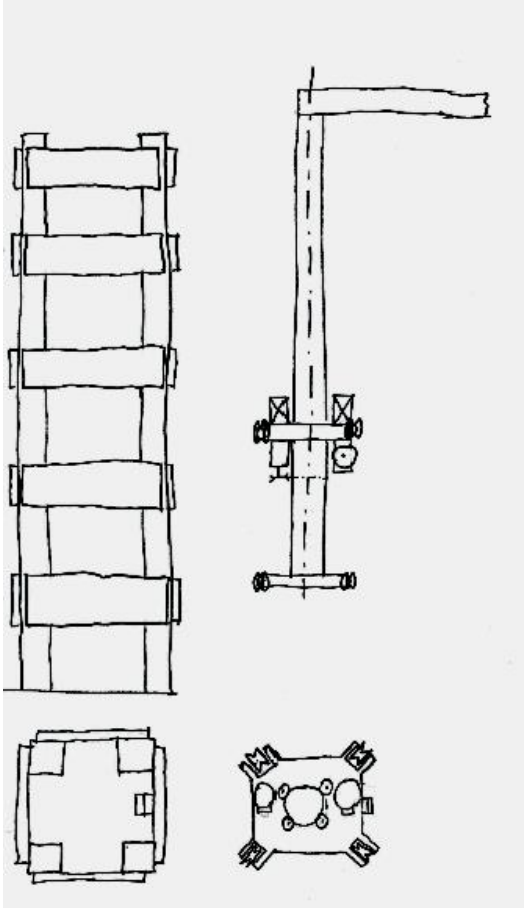
První koncepční návrh sestává z čtvercového jeklu tvořícího sloup ukotvený v zemi. Uvnitř tohoto sloupu je rolnami veden menší čtvercový jekl pojíždějící ve svislém směru. Tento pohyb je realizován pomocí pohonu s ozubeným pastorkem umístěného na sloupu a ozubeného hřebenu umístěného z vnějšku vnitřního jeklu. Uvnitř tohoto jeklu je pak opět pomocí rolen rotačně uložena trubka pevně spojená s ramenem vzorkovače. Otočný pohyb je realizován pohonem s řetězovým kolem umístěným na vnitřním jeklu. Řetězové kolo zabírá do řetězu připevněného k trubce (Obr. 16).



Obr. 16 Skica prvního koncepčního návrhu

2.1.2. Druhý koncepční návrh

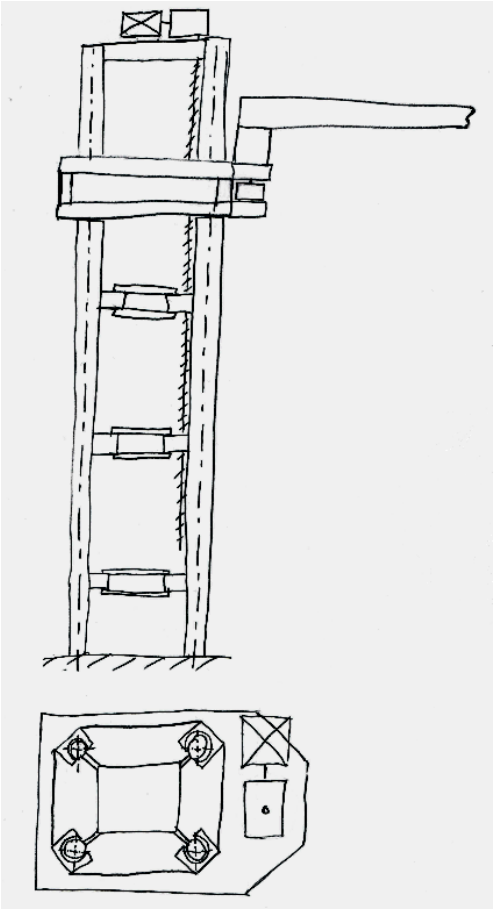
U druhého koncepčního návrhu je sloup složen ze čtyř čtvercových tyčí rozmístěných do čtverce. Ty jsou pak spojeny zvnějšku přivařenými plechy. Uvnitř tohoto sloupu jezdí vozík, na němž jsou umístěny rolny s „V“ drážkou, které doléhají na čtvercové tyče sloupu. Pohyb vozíku ve svislém směru je realizován pohonem s ozubeným pastorkem umístěným na vozíku, přičemž ozubený pastorek zabírá do hřebenu namontovaného na sloupu. Uvnitř vozíku je pak rotačně opět pomocí rolen uložena trubka pevně spojená s ramenem vzorkovače. Pohon rotace je také uložen na vozíku a přenos momentu na trubku je zde uvažován pomocí řemenice a řemene převlečeného přes trubku pouze za pomoci tření (Obr. 17).



Obr. 17 Skica druhého koncepčního návrhu

2.1.3. Třetí koncepční návrh

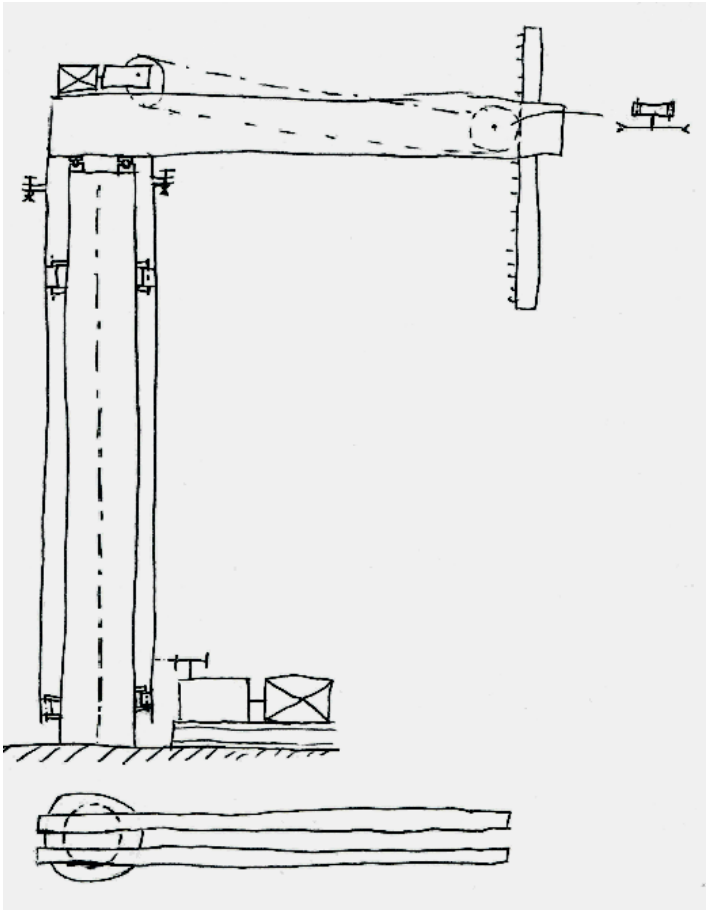
Ve třetím koncepčním návrhu je sloup opět svařovanou konstrukcí, která se skládá ze čtyř kruhových tyčí rozmístěných do čtverce s přivařenými plechovými patkami směřujícími do středu. Přes tyto patky jsou pak tyče přivařeny na středové plechy. Po sloupu pojíždí vozík, který je tentokrát umístěn vně sloupu. Na vozíku jsou upevněna otevřená lineární ložiska a ta jezdí po kruhových tyčích sloupu. Pohyb ve svislém směru je zde uvažován pomocí pohonu s kuličkovým šroubem umístěným na vrchu sloupu a maticí připevněnou k vozíku. Na vozíku je pak umístěno rameno poháněné přímo výstupní hřídelí převodovky pohonu rotace (Obr. 18).



Obr. 18 Skica třetího koncepčního návrhu

2.1.4. Čtvrtý koncepční návrh

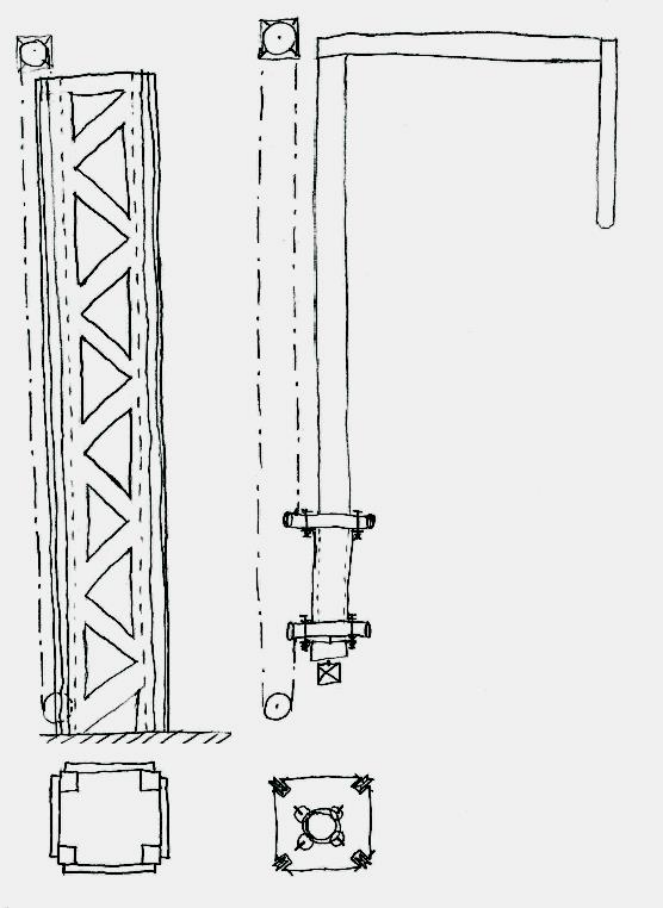
Čtvrtý koncepční návrh má sloup kotvený do země tvořen kruhovou trubkou. Vně této trubky je rotačně pomocí rolen uložena větší trubka, jež je pevně spojena s ramenem vzorkovače. Pohyb rotace zajišťuje pohon umístěný vedle sloupu na rámu kotveném do země, přičemž moment je přenášen pomocí řemene přetaženého přes otočnou trubku pomocí tření. Pohyb ve svislém směru koná pouze sonda. Pohon pro pohyb sondy je umístěn v ose sloupu kvůli minimalizaci klopného momentu, k sondě je moment dopraven pomocí lanových kotoučů a lana. Na lineární posuv sondy je pak pohyb převeden ozubeným kolem spojeným s lanovým kotoučem a ozubeným hřebenem připevněným na sondě (Obr. 19).



Obr. 19 Skica čtvrtého koncepčního návrhu

2.1.5. Pátý koncepční návrh

Konstrukce pátého koncepčního návrhu vychází z druhého koncepčního návrhu a dalo by se říci, že je takovou jeho druhou iterací. Sloup opět sestává ze čtyř čtvercových tyčí umístěných do čtverce, ale tentokrát jsou zvnějšku spojeny přivařeným plechem ve tvaru příhradové konstrukce. Uvnitř sloupu opět pojíždí vozík doléhající na tyče sloupu přes rolny s „V“ drážkou. Pohyb ve svislém směru zajišťuje pohon umístěný na vrchu sloupu. Na výstupu z převodovky je umístěn lanový buben, který pohání dvě protisměrně namotaná lana uchycená k vozíku. Uvnitř vozíku je pak opět přes rolny rotačně uložena trubka spojená s ramenem vzorkovače. Pohon otáčení je tentokrát umístěn pod vozíkem a výstupní hřídel převodovky přes tvarový spoj přímo otáčí trubkou (Obr. 20).

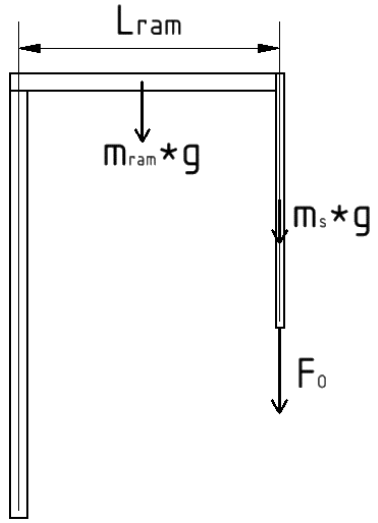


Obr. 20 Skica pátého koncepčního návrhu

2.2. Návrh vzorkovače zrnin

Návrh vychází z posledního pátého koncepčního návrhu, jelikož nejvíce odpovídá zadaným požadavkům na stroj. Finální podoba návrhu je patrná na Obr. 35, Obr. 36, Obr. 37, Obr. 38 na stranách 43 až 46. Pro navrhování jednotlivých komponent je zapotřebí provést zhodnocení potřebných rozměrů stroje pro splnění požadavků na stroj. Dále je zapotřebí provést pevnostní výpočty jednotlivých komponent. Jelikož celý stroj je především zatěžován od odporové síly při zapichování vzorkovací sondy, tak pevnostní výpočty začínají právě v tomto místě.

Z Obr. 15 je patrná možná vzdálenost stěn návěsu od vzorkovače. Z těchto rozměrů se jako vhodná délka ramene jeví 3 m.



Obr. 21 Zatížení ramene

Z Obr. 21 je zřejmé zatížení ramene. Díky tomu, že je známa odporová síla na konci ramene 1500 N a hmotnost sondy 30 kg, je možno spočítat maximální zatížení na konci ramene F_{max} a to následovně

$$F_{max} = F_O + m_s * g \quad (1)$$

F_{max} – maximální zatížení na konci ramene

F_O – maximální odporová síla při zapichování

m_s – hmotnost sondy

g – tíhové zrychlení

$$F_{max} = 1\,500 + 30 * 9{,}81 = 1\,794{,}3\ N$$

Když se k této hodnotě přičte určitá rezerva na hadice pneumatického nasávání a uchycení sondy lze F_{max} zaokrouhlit na 2 000 N. Vzhledem ke známé délce ramene lze dopočítat také maximální moment působící na rameno od této síly.

$$M_{Ovyp} = F_{max} * L_{ram} \quad (2)$$

M_{Ovyp} – maximální moment od F_{max}

L_{ram} – délka ramene

$$M_{Ovyp} = 2\,000 * 3\,000 = 6\,000\,000\ N * mm$$

Ze známého momentu je možné při zvoleném dovoleném napětí určit požadovaný minimální modul průřezu v ohybu. Ten je potřeba znát pro výběr profilu ramene.

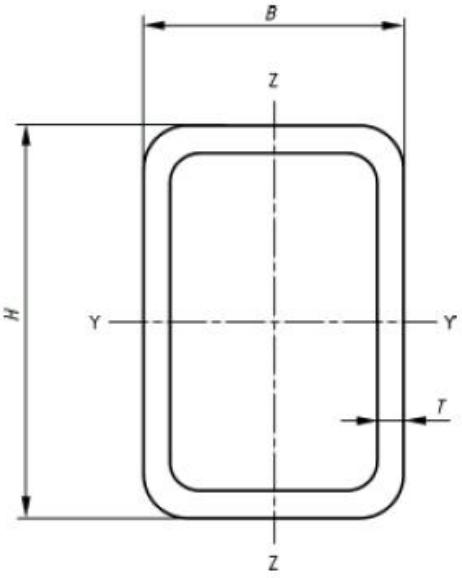
$$W_{Ominram} = \frac{M_{Ovyp}}{\sigma_D} \quad (3)$$

$W_{Ominram}$ – minimální požadovaný modul průřezu v ohybu ramene

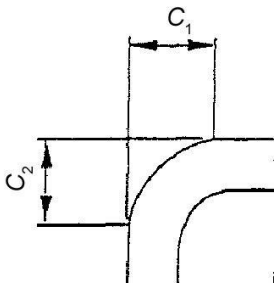
σ_D – dovolené napětí

$$W_{Ominram} = \frac{6\,000\,000}{100} = 60\,000\ mm^3$$

Profil ramene je vybrán ze stránek prodejce hutního materiálu Ferona. S ohledem na další zatížení ramene od vlastní tíhy byl vybrán profil s dostatečně vyšší hodnotou modulu průřezu, než je minimální požadovaná.



Obr. 22 Profil ramene [16]



Obr. 23 Tvar vnějšího zaoblení profilu [16]

Tab. 7 Parametry vybraného profilu ramene [16]

Výška profilu	H_{ram}	160 mm
Šířka profilu	B_{ram}	80 mm
Tloušťka profilu	T_{ram}	5 mm
Tvar vnějšího zaoblení	C_{1ram}, C_{2ram}	1,6T až 2,4T
Hmotnost	M_{ram}	16,979 kg/m
Pružný modul průřezu vzhledem k ose y	$W_{elyyram}$	90,21 cm^3
Pružný modul průřezu vzhledem k ose z	$W_{elzzram}$	61,03 cm^3

Z důvodů výhodných užitných vlastností je vybrán obdélníkový dutý profil (Obr. 22)(Obr. 23). Jeho parametry jsou vypsány v Tab. 7. Oproti značení výrobce jsou do označení veličin přidány dolní indexy „ram“, aby nedošlo k záměně veličin. Materiál tohoto profilu je S355J2H. Z hodnot parametrů profilu v Tab. 7 lze vyčíst pouze hmotnost na jeden metr délky, a tak je potřeba vypočíst celkovou hmotnost třímetrového ramene.

$$m_{ram} = M_{ram} * L_{ram} \tag{4}$$

m_{ram} – hmotnost ramene

$$m_{ram} = 16{,}979 * 3 \doteq 51\ kg$$

Při známé hmotnosti ramene již lze určit maximální moment na rameni od celkového zatížení ramene.

$$M_{Omax} = F_{max} * L_{ram} + m_{ram} * g * \frac{L_{ram}}{2} \tag{5}$$

M_{Omax} – maximální moment na rameni

$$M_{Omax} = 2\,000 * 3\,000 + 51 * 9{,}81 * \frac{3\,000}{2} \doteq 6\,750\,000\ N * mm$$

Tím pádem lze zkontrolovat také maximální napětí ramene pro navržený profil.

$$\sigma_{rammax} = \frac{M_{Omax}}{W_{elyyram}} \tag{6}$$

σ_{rammax} – maximální napětí ramene

$$\sigma_{rammax} = \frac{6\,750\,000}{90\,210} \doteq 75\ N/mm^2$$

Maximální napětí ramene vychází 75 N/mm^2, což je méně než σ_D, jehož hodnota je 100 N/mm^2 a vybraný profil tak vyhovuje.

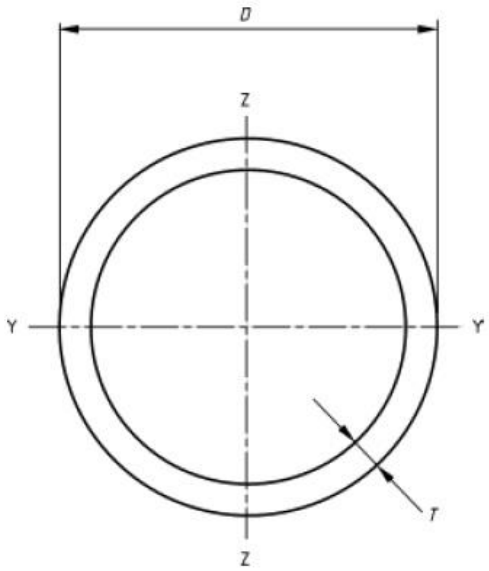
Dále je potřeba zvolit svislý rotační profil na kterém je rameno uchyceno. Ten je namáhán stejným maximálním napětím jako rameno. Minimální požadovaný modul průřezu tohoto profilu je následující

$$W_{Ominrot} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_D} \tag{7}$$

$W_{Ominrot}$ – minimální požadovaný modul průřezu v ohybu rotačního profilu

$$W_{Ominrot} = \frac{6\,750\,000}{100} = 67\,500\ mm^3$$

Profil je opět vybrán ze stránek prodejce hutního materiálu Ferona. Jelikož je profil rotačně uložen v rolnách vozíku, je zvolena trubka (Obr. 24). Její parametry jsou zřejmé z Tab. 8.



Obr. 24 Rotační profil [17]

Tab. 8 Parametry rotačního profilu [17]

Vnější průměr	D_{rot}	168,3 mm
Tloušťka stěny	T_{rot}	5 mm
Hmotnost	M_{rot}	19,503 kg/m
Pružný modul průřezu	W_{elrot}	101,70 cm^3
Ovalita	-	2 %
Jmenovitá úchylka průměru	-	±1 %, nejméně ±0,5 mm a nejvýše ±10 mm

Oproti značení výrobce jsou tentokrát veličinám připsány dolní indexy „rot“. Materiál tohoto profilu je stejný jako materiál ramene tedy S355J2H. Opět je možno zkontrolovat maximální napětí v profilu

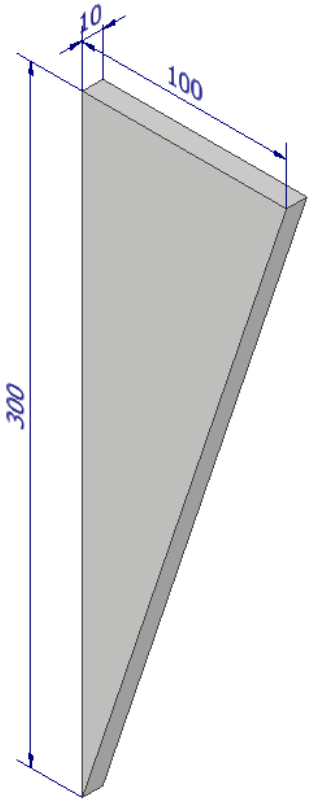
$$\sigma_{rotmax} = \frac{M_{Omax}}{W_{elrot}} \tag{8}$$

σ_{rotmax} – maximální napětí v rotačním profilu

$$\sigma_{rotmax} = \frac{6\,750\,000}{101\,700} \doteq 67\ N/mm^2$$

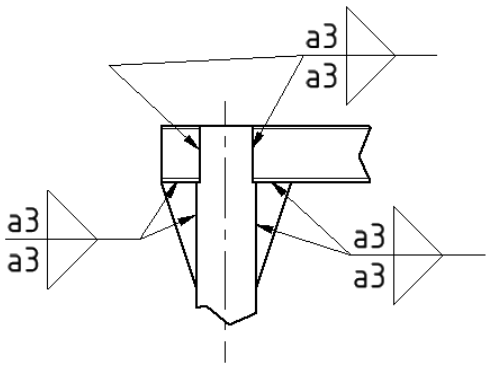
Maximální napětí v rotačním profilu je 67 N/mm^2, což je opět méně než hodnota σ_D, tedy 100 N/mm^2 a profil tak vyhovuje.

Další otázkou, jež je potřeba řešit, je spojení ramene s trubkou. Vzhledem k tomu, jak velký moment v místě spoje působí je zřejmé, že bude zapotřebí pomoci si žebry. Rozměry těchto žeber však nesmí být příliš velké, aby nebránila zasouvání rotačního profilu do sloupu. Zvolené rozměry žeber jsou patrné z Obr. 25.



Obr. 25 Zvolené rozměry žeber

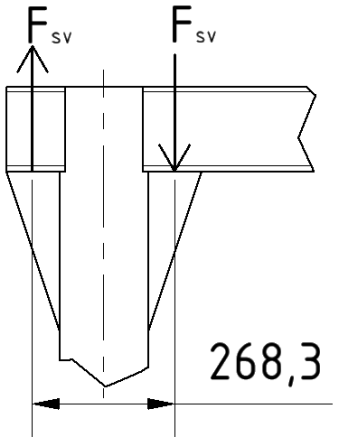
Tloušťka žeber je volena 10 mm z důvodu jednotnosti použitých polotovarů, jelikož plech tloušťky 10 mm bude použít i na další části stroje. Zároveň z hlediska jednotnosti materiálu je použit plech materiálu S355J2C+N [18]. Vzhledem k tloušťkám stěn spojovaných profilů je zvolen účinný rozměr koutového svaru „a“ roven 3 mm.



Obr. 26 Umístění svarů spoje ramene s rotačním profilem

Umístění žeber a svarů je patrné z Obr. 26, přičemž svary jsou při pohledu ze směru od vzorkovací sondy umístěny symetricky po obou stranách.

Pro zjednodušený výpočet svarů jsou uvažovány pouze svary žeber. Jejich zatížení je uvažováno takové, že se moment rozloží do silové dvojice s působišti sil uprostřed svarů dle Obr. 27.



Obr. 27 Schéma zatížení svarů silovou dvojicí

Sílu působící na svar pak lze vypočítat jako

$$F_{sv} = \frac{M_{Omax}}{268{,}3} \tag{9}$$

F_{sv} – síla působící na svar

$$F_{sv} = \frac{6\,750\,000}{268{,}3} \doteq 25\,159\ N$$

Pro kontrolu je zapotřebí si určit dovolené smykové napětí, jelikož koutový svar se kontroluje na smyk. Tato hodnota se získá z dovoleného napětí základního materiálu vynásobením konstantou. Velikost této konstanty ještě závisí na směru zatěžování svaru. Pro zatěžování ve směru rovnoběžným se svarem je konstanta rovna 0,65 a ve směru kolmém na svar je konstanta rovna 0,75. V tomto případě je kontrolován svar mezi žebrem a ramenem, kdy zatížení směřuje kolmo ke svaru.

$$\tau_D = \alpha_\perp * \sigma_D \tag{10}$$

τ_D – dovolené smykové napětí ve svaru

$\alpha_\perp$ - konstanta pro namáhání kolmé ke svaru

σ_D – dovolené napětí základního materiálu

$$\tau_D = 0{,}75 * 100 = 75\ N/mm^2$$

Dovolené smykové napětí ve svaru mezi žebrem a ramenem je tedy 75 N/mm^2. Svar má délku 100 mm a je po obou stranách žebra.

$$\tau_{sv} = \frac{F_{sv}}{2 * l_{sv} * a} \tag{11}$$

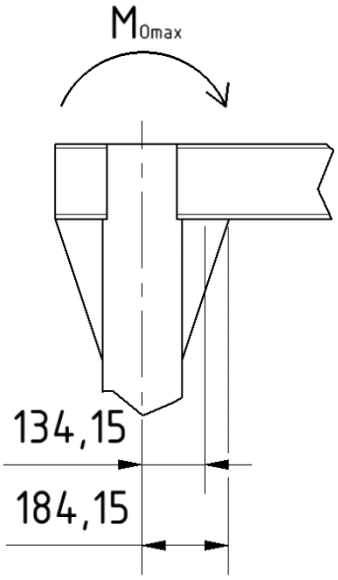
τ_{sv} – smykové napětí ve svaru

l_{sv} – délka svaru

a – účinný rozměr svaru

$$\tau_{sv} = \frac{25\,159}{2 * 100 * 3} = 42\ N/mm^2$$

Vypočtené smykové namáhání svaru je 42 N/mm^2 a je tedy menší než dovolené smykové napětí svaru 75 N/mm^2. Svar tudíž vyhovuje.



Obr. 28 Schéma zatížení svarů momentem

V případě, kdy by bylo uvažováno, že jsou svary zatíženy přímo momentem jako na Obr. 28, se výpočet změní a je potřeba zkontrolovat, zda napětí nebude vyšší. Nejdříve je však nutné přepočítat dle Steinerovy věty kvadratický moment plochy svarů a následně z něj vypočítat modul průřezu.

$$J_{celk} = 4 * (J_{sv} + S_{sv} * 134{,}15^2) \tag{12}$$

J_{celk} – celkový kvadratický moment plochy svarů k ose procházející středem rotačního profilu

J_{sv} – kvadratický moment plochy jednoho svaru k ose procházející jeho středem a kolmé k délce svaru

S_{sv} – plocha svaru

$$J_{celk} = 4 * \left(\frac{3 * 100^3}{12} + 3 * 100 * 134{,}15^2\right) = 22\,595\,467\ mm^4$$

$$W_{Osv} = \frac{J_{celk}}{184{,}15} \tag{13}$$

W_{Osv} – modul průřezu svarů

$$W_{Osv} = \frac{22\,595\,467}{184{,}15} = 122\,701\ mm^3$$

Nyní tedy již lze dopočíst namáhání svarů při zatěžování momentem.

$$\tau_{svM} = \frac{M_{Omax}}{W_{Osv}} \tag{14}$$

τ_{svM} – smykové napětí ve svaru při zatížení momentem

$$\tau_{svM} = \frac{6\,750\,000}{122\,701} \doteq 55\ N/mm^2$$

Vypočtené napětí ve svaru při zatížení momentem je 55 N/mm^2 což je sice hodnota vyšší než při uvažování silové dvojice, nicméně je stále nižší než dovolené smykové napětí 75 N/mm^2.

Svar mezi žebrem a rotačním profilem lze předpokládat, že taktéž vyhoví, jelikož je třikrát tak dlouhý než svar mezi žebrem a ramenem.

Další částí stroje je vozík, ve kterém je uložen rotační profil. Vozík se skládá z horní a dolní desky, na kterých jsou upevněny rolny. Tyto desky jsou spojeny trubkou o větším průměru, než je průměr rotačního profilu. Ze spodní strany dolní desky je umístěno axiální uložení rotačního profilu a je zde také namontován pohon rotace.

Uložení rotačního profilu je realizováno pomocí rolen HPCA62 a upínacích čepů od společnosti T.E.A. Technik [19]. Z důvodu jejich uchycení je použit na desky vozíku plech o tloušťce 16 mm, opět materiálu S355J2C+N [20].

Aby bylo možné určit roztečnou kružnici, na které mají být na desce umístěny díry pro rolny, je třeba si dopočítat maximální průměr trubky. Ten se určí z jmenovité úchylky průměru a ovality trubky. Jmenovitá úchylka průměru činí 1 % a ovalita trubky 2 %.

$$D_{max} = D_{rot} * 1{,}01 * 1{,}02 \tag{15}$$

D_{max} – maximální průměr rotačního profilu při maximální jmenovité úchylce a maximální ovalitě

$$D_{max} = 168{,}3 * 1{,}01 * 1{,}02 \doteq 173{,}38\ mm$$

Pokud se k tomuto rozměru přičte hodnota průměru rolny 62 mm, vyjde teoreticky přesný požadovaný rozměr roztečné kružnice 235,38 mm. Na výkresu je tedy předepsán teoreticky přesný průměr roztečné kružnice 235,6 mm a geometrická tolerance polohy děr s hodnotou ø0,22 mm. To zajistí, že i v případě výroby děr „nejblíže sobě“ je stále mezi rolnami prostor pro rotační profil, který by měl maximální možný rozměr.

Aby bylo možné určit maximální vůli v uložení, je zapotřebí dopočítat ještě minimální průměr trubky.

$$D_{min} = D_{rot} * 0{,}99 * 0{,}98 \quad (16)$$

D_{min} – minimální průměr rotačního profilu při maximální jmenovité úchylce a maximální ovalitě

$$D_{min} = 168{,}3 * 0{,}99 * 0{,}98 = 163{,}28\ mm$$

Maximální vůle uložení rotačního profilu by pak byla

$$V_{ulrot} = D_{max} - D_{min} + 2 * T_{děr} \quad (17)$$

V_{ulrot} – tolerance uložení rotačního profilu

$T_{děr}$ – tolerance polohy děr

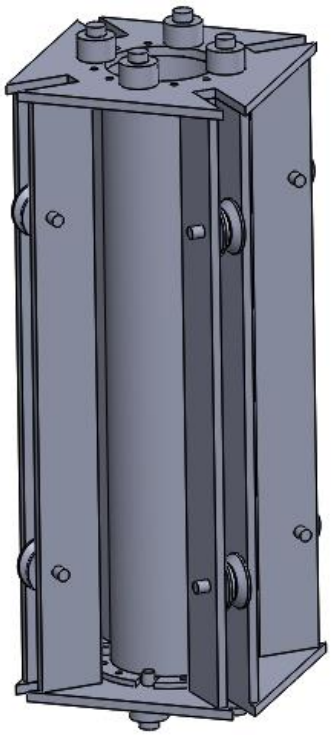
$$V_{ulrot} = 173{,}38 - 163{,}28 + 2 * 0{,}22 = 10{,}54\ mm$$

Maximální vůle v uložení rotačního profilu je 10,54 mm. Tato hodnota neuvažuje výrobní tolerance rolen, které nejsou známy.

Dalším prvkem, který je zapotřebí navrhnout, je uložení vozíku ve sloupu. To je realizováno pomocí rolen s „V“ drážkou, které jezdí po čtvercových tyčích, jež jsou součástí sloupu. Vybrané rolny s „V“ drážkou jsou rolny HPVA62 opět od společnosti T.E.A. Technik [19]. První cesta, kterou by se návrh mohl ubírat je míti odpružené uchycení rolen s „V“ drážkou na vozíku. Je to z důvodu toho, že sloup je velmi dlouhý, cca 5 m, a takto dlouhé pojezdové tyče sloupu by měly velkou odchylku přímosti. Při volbě čtvercových tyčí 40x40 mm na stránkách prodejce hutního materiálu Ferona lze vyčíst, že tyto tyče mají přímost q <= 0,4 % z délky, což u pětimetrové tyče činí 20 mm [21]. Návrh odpružení pomocí pružin se příliš neslučuje s požadavkem na jednoduchost konstrukce a zároveň je prostorově náročný.

Dalším způsobem návrhu takového odpružení, které by vyhovovalo požadavkům na jednoduchou konstrukci stroje je uložit rolny s „V“ drážkou na vozíku pomocí deformačního členu. Takovýmto deformačním členem může být „U“ profil, který by svou deformací umožnil pohyb rolen s „V“ drážkou po zakřivených tyčích, a byl by tak zajištěn trvalý kontakt všech rolen (Obr. 29). Takovéto uložení lze nahradit matematickým modelem nosníku na dvou podporách (spojení „U“ profilu s deskami vozíku) se zatížením dvěma silami (umístění rolen s „V“ drážkou). Po provedení výpočtu průhybu takovéhoto nosníku v místech sil a naprogramování tohoto výpočtu do MS Excel tak, aby bylo možno sledovat napětí v U profilu a deformaci v závislosti na rozměrech a materiálu U profilu, délce vozíku a umístění

„V“ rolen je zjištěno, že takovéto řešení uložení „V“ rolen není možné. Aby bylo dosaženo požadovaného průhybu, musel by být vozík příliš dlouhý nebo rolny příliš přetíženy.



Obr. 29 Ukázka odpružení rolen deformačním členem

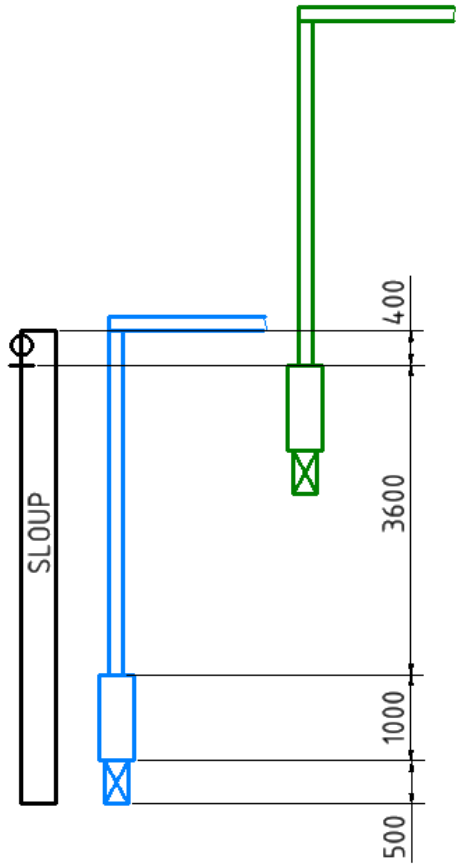
V důsledku tohoto zjištění se druhý návrh uložení vozíku ve sloupu ubírá opačnou cestou, dle úsloví „Když nejde hora k Mohamedovi, musí Mohamed k hoře“. Tedy že rolny s „V“ drážkou jsou na vozíku uchyceny pevně na deskách, a naopak je snahou minimalizovat křivost pojezdových tyčí sloupu. Toho lze docílit tak, že se sloup skládá z jednotlivých kratších segmentů. Sice takto vzniká mezi rolnami s „V“ drážkou a pojezdovými tyčemi vůle, ale ta je dostatečně malá, takže se výrazně neprojeví na rázech ve stroji nebo případném naklopení vozíku.

Dále je potřeba navrhnout axiální uložení rotačního profilu ve vozíku. To je umístěno na spodní části vozíku. Toto uložení je velice náročné, jelikož rotační profil je v rolnách umístěn s vůlí, tudíž se může naklápět a jeho spodní část se tak na axiálním uložení šoupe. Zároveň je ze stejného důvodu problematické spojení sloupu s pohonem otáčení. Po mnoha zvažovaných možnostech je vybrána varianta, kdy je rotační profil umístěn na kruhové bronzové desce, která působí jako kluzné ložisko. Materiál desky je CuSn7Zn4Pb7 což je bronz běžně používaný na kluzná ložiska. Tato bronzová deska je uložena s minimální vůlí tak, aby se nepohybovala radiálně. Pohon je pak připevněn k této desce. Aby se moment přenesl na rotační profil, je použit tvarový spoj. Na bronzové desce je připájen

hranol stejného materiálu, který s vůlí zapadá do drážek ve spodní části rotačního profilu. To zajistí přenos momentu a zároveň umožní šoupání rotačního profilu vlivem naklápění.

Další, čím je třeba se zabývat, je návrh pohonu, tedy výběr elektromotoru a převodovky. Pro návrh elektromotoru je potřeba znát požadovaný výkon. Ten se určí z rychlosti otáčení a zátěžného momentu.

V tomto případě se moment skládá z momentu inerčního a momentu třecího v axiálním uložení. Aby bylo možné určit třecí moment axiálního uložení, je třeba znát tíhu na něj působící. Tíhu od ramene a sondy, s jistou rezervou pro tíhu hadic pro odvod vzorku či uchycení sondy, je již možno určit. Dále je však třeba znát tíhu rotačního profilu. Proto je nejdříve potřeba znát jeho délku.



Obr. 30 Schéme krajních poloh svislého posuvu stroje

Ze zadání je požadavek možnosti odběru vzorku z korby návěsu hlubokého až 3 500 mm. S ohledem na drobnou rezervu by měl být tedy zdvih 3 600 mm. K tomuto je zapotřebí připočíst délku, kterou je rotační profil zasunut ve vozíku, tedy cca 1 000 mm. Poslední, co ovlivňuje délku profilu je to, že vozík nemůže dojet až na horní okraj sloupu kvůli pohonu zdvihání. Proto je vrchní část vozíku v maximálně vysunutém stavu odhadem

400 mm pod okrajem sloupu. O tuto hodnotu musí být ještě rotační profil delší, aby naopak v zasunutém stavu nenarazilo rameno do sloupu (Obr. 30). Když se všechny tyto hodnoty sečtou, vyjde výsledná odhadovaná délka rotačního profilu 5 000 mm. Zároveň je z Obr. 30 patrné, že sloup je oproti rotačnímu profilu delší pouze o výšku, kterou zabírá pohon rotace. Jeho odhadovaná délka je 500 mm a sloup je tak dlouhý 5 500 mm. Celková hmotnost rotačního profilu je

$$m_{rot} = M_{rot} * L_{rot} \tag{18}$$

m_{rot} – hmotnost rotačního profilu

L_{rot} – délka rotačního profilu

$$m_{rot} = 19{,}503 * 5 \doteq 97{,}5\ kg$$

Celková tíha působící na axiální uložení je rovna

$$G_{ax} = (m_{srez} + m_{ram} + m_{rot}) * g \tag{19}$$

G_{ax} – celková tíha působící na axiální uložení

m_{srez} – hmotnost sondy s rezervou pro hmotnost hadic a hmotnost uchycení sondy

$$G_{ax} = (50 + 51 + 97{,}5) * 9{,}81 \doteq 2\ 000\ N$$

Bronzová deska, působící jako ložisko, má vnější průměr 190 mm a ocelová deska, na níž leží, má v sobě uprostřed díru pro pohon o průměru 55 mm. Za působiště třecí síly při rotaci lze uvažovat střední hodnotu těchto průměrů.

$$D_{stř} = \frac{D_{br} + d_{oc}}{2} \tag{20}$$

$D_{stř}$ – průměr působení třecí síly

D_{br} – vnější průměr bronzové desky

d_{oc} – průměr díry v ocelové desce

$$D_{stř} = \frac{190 + 55}{2} = 122{,}5\ mm$$

Hodnoty součinitele tření mezi bronzem a ocelí „nasucho“ uváděné na různých internetových portálech se pohybují mezi 0,15 až 0,18. Nicméně na stránkách výrobce ložisek SKF je uvedena maximální hodnota 0,25 [22]. Pro následující výpočet třecího momentu axiálního uložení je tedy uvažována právě tato hodnota.

$$M_{tax} = G_{ax} * \mu_{b-o} * D_{stř} \tag{21}$$

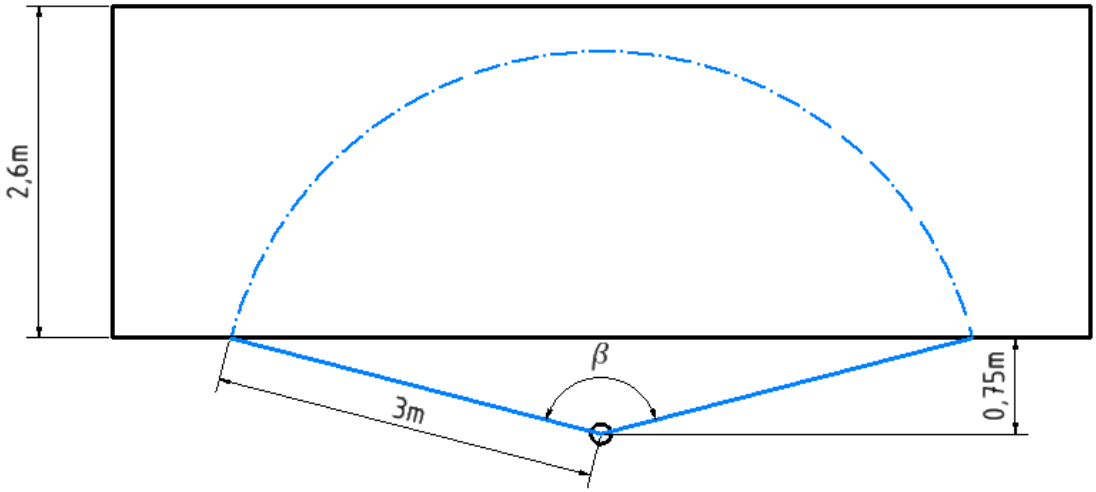
M_{tax} – třecí moment axiálního uložení

$\mu_{b\text{-}o}$ – součinitel tření mezi ocelí a bronzem

$$M_{tax} = 2\ 000 * 0{,}25 * 0{,}1225 \doteq 61\ N * m$$

Druhou částí zátěžného momentu je moment inerční. Pro ten je potřeba znát požadované zrychlení stroje a moment setrvačnosti rotujících částí. Požadované zrychlení

je spjato s rychlostí otáčení. Tu si lze určit z požadavku na to, aby bylo možno pohodlně natočit rameno vzorkovače do požadovaného místa odběru.



Obr. 31 Schéma polohování ramene při odběru

Na základě Obr. 31 lze provést výpočet úhlu, ve kterém se pohybuje rameno nad korbou návěsu v případě, kdy návěs stojí uprostřed váhy.

$$\beta = 180 - 2 * arcsin\left(\frac{0{,}75}{3}\right) \doteq 151° \tag{22}$$

Pro pohodlné polohování lze odhadnout, že by se stroj o tento úhel měl otočit za 20 sekund. Z toho lze dopočítat požadovanou rychlost otáčení

$$n_{pož} = \frac{151}{20} * 60 * \frac{1}{360} \doteq 1{,}26\ min^{-1} \tag{23}$$

Požadovaná rychlost otáčení vychází 1,26 min^{-1}. Požadované zrychlení je voleno takové, aby maximální rychlosti bylo dosaženo během jedné sekundy, tedy 1,26 min^{-2}.

Moment setrvačnosti rotujících částí je

$$I = m_{srez} * L_{ram}^2 + \frac{1}{3} * m_{ram} * L_{ram}^2 + m_{rot} * \left(\frac{D_{rot}}{2}\right)^2 \tag{24}$$

I – moment setrvačnosti rotujících částí

$$I = 50 * 3^2 + \frac{1}{3} * 51 * 3^2 + 97{,}5 * \left(\frac{0{,}168\ 3}{2}\right)^2 = 604\ kg * m^2$$

Pro výpočet inerčního momentu je ještě potřeba znát požadovanou hodnotu úhlového zrychlení

$$\varepsilon_{pož} = \frac{1{,}26}{60} * 2 * \pi = 0{,}132\ s^{-2} \tag{25}$$

Stejné hodnoty dosahuje i požadovaná úhlová rychlost $\omega_{pož}$ tedy 0,132 s^{-1}.

Nyní tedy již lze určit inerční moment rotujících částí

$$M_i = I * \varepsilon_{pož} \tag{26}$$

M_i – inerční moment rotujících částí

$\varepsilon_{pož}$ – požadované úhlové zrychlení

$$M_i = 604 * 0{,}132 \doteq 80\ N * m$$

S ohledem na to, že je vybírán asynchronní elektromotor, který má momentovou přetížitelnost a inerční moment za chodu nepůsobí na motor trvale, není zapotřebí motor dimenzovat na součet třecího a inerčního momentu. Pro návrh je uvažováno, že při rozběhu, kdy je motor zatížen oběma momenty, je přetížen 1,8násobkem nominálního momentu. Výpočtový moment pro návrh motoru je tedy

$$M_{vyp} = \frac{M_{tax} + M_i}{1{,}8} \tag{27}$$

M_{vyp} – výpočtový moment pro návrh motoru

$$M_{vyp} = \frac{61 + 80}{1{,}8} \doteq 79\ N * m$$

Požadovaný výkon motoru je

$$P_{pož} = M_{vyp} * \omega_{pož} \tag{28}$$

$P_{pož}$ – požadovaný výkon motoru

$$P_{pož} = 79 * 0{,}132 \doteq 10{,}5\ W$$

Požadovaný výkon motoru je 10,5 W, což je velice malá hodnota. Asynchronní elektromotory s takovýmto výkonem ani nejsou k dostání. Elektromotor je vybrán ze stránek prodejce elektromotorů Siemens [23]. S ohledem na potřebu nízkých otáček je vybrán šestipólový asynchronní elektromotor Siemens 1LE1002-0CD32 s výkonem 0,12 kW a nominálními otáčkami 625 min^{-1} v provedení s brzdou.

Dále je potřeba vybrat převodovku. Pro její návrh je nutné vypočíst požadovaný převod.

$$i_{pož} = \frac{n_m}{n_{pož}} \tag{29}$$

$i_{pož}$ – požadovaný převod převodovky

n_m – otáčky motoru

$$i_{pož} = \frac{625}{1{,}26} \doteq 496$$

Vzhledem k umístění pohonu je zároveň při návrhu převodovky potřeba uvažovat, aby se pohon vešel do sloupu. Ideálně tedy, aby vstupní a výstupní hřídel převodovky byly souosé. Vybrána je třístupňová planetová převodovka APEX DYNAMICS PGII 080

s převodem 500 [24]. Její nominální výstupní moment je 122 Nm a maximální inerční moment je 220 Nm. Vzhledem k tomu, že je elektromotor naddimenzován, mohl by při přímém připojení do sítě tento moment překonat. Proto je uvažováno použití frekvenčního měniče, který umožní start motoru s momentovou rampou do maximální hodnoty přípustné pro převodovku. Zároveň použití frekvenčního měniče umožní upravení rychlosti a tím pádem větší komfort ve výběru rychlosti otáčení ramene.

Skutečná nominální rychlost otáčení ramene je tedy

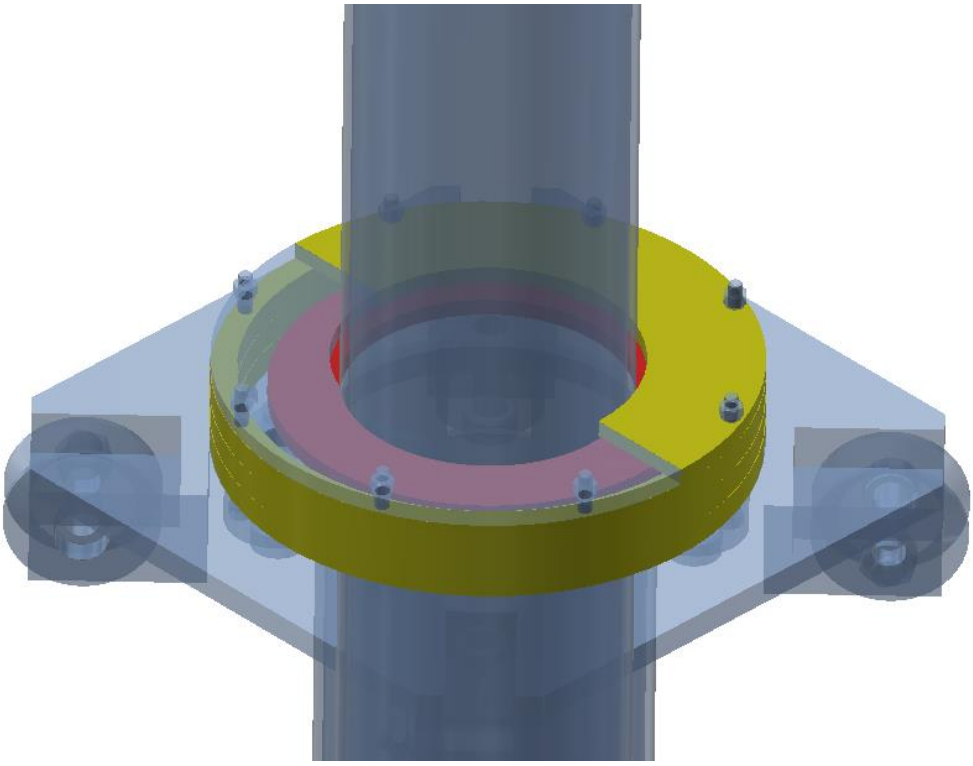
$$n_{skut} = \frac{n_m}{i_{skut}} \tag{30}$$

n_{skut} – skutečná rychlost otáčení ramene

i_{skut} – skutečný převod převodovky

$$n_{skut} = \frac{625}{500} = 1{,}25$$

Poslední částí, kterou je na vozíku potřebné navrhnout, je pojištění rotačního profilu proti vysunutí z vozíku. Když se porovná celková tíha od rotačního profilu, ramene a sondy s maximálním odporem proti zapichování sondy, tak by se teoreticky sonda měla tíhou těchto částí stroje zapíchnout. Nicméně mohou nastat nepředvídatelné okolnosti, kdy by se odpor proti zapíchnutí mohl zvýšit a rotační profil by tak vyjel z vozíku, což by mohla být potenciálně nebezpečná situace.



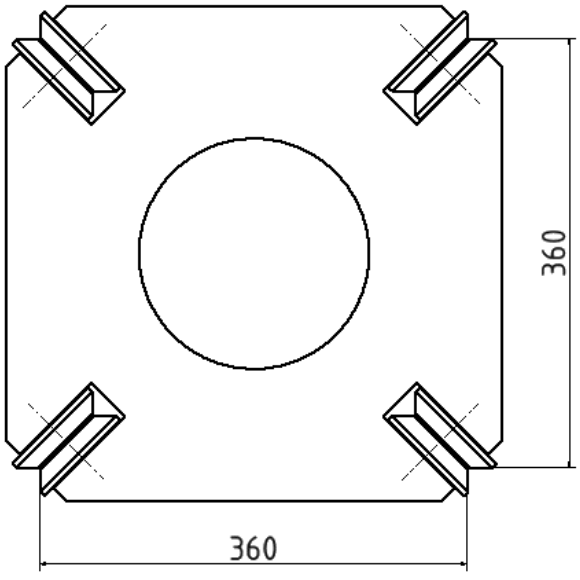
Obr. 32 Pojištění proti vysunutí

Proto je na vrchu vozíku navrženo pojištění proti takovémuto vysunutí. Na rotačním profilu je přivařen plechový disk a na vrchu vozíku je přišroubován dílec, do kterého by se disk opřel, pokud by se rotační profil začal zvedat z vozíku. Tento dílec je z důvodu montáže dělený.

Na Obr. 32 je patrná funkce tohoto pojištění. Červeně je znázorněn disk přivařený na sloupu a žlutě dílec přišroubovaný na vozíku.

Čím se tento návrh nezabývá, ale je uvažováno jako součást stroje, je zakrytí rolen rotačního uložení plastovými kryty a zakrytí vrchu vozíku tak, aby do vozíku nemohly vnikat nečistoty. Toto zakrytí vrchu vozíku je zajímavým úkolem, jelikož rotační profil je radiálně uložen s vůli a může se tak v tomto směru vychylovat. Možnou variantou tohoto zakrytí by mohl být jistý textilní „tunel“ na jednom konci uchycený k vozíku a na druhém konci uchycený k rotačnímu profilu. Musel by mít dostatečnou volnou délku, která by se mohla zkroutit tak, aby umožnila rotaci rotačního profilu.

Následuje návrh sloupu stroje. Mnoho detailů tohoto návrhu je zmíněno již dříve v práci během návrhu ostatních částí stroje. Jak již bylo uvedeno, z Obr. 30 lze odhadnout výšku sloupu na 5 500 mm. Kvůli minimalizaci odchylky přímosti pojezdových tyčí je sloup dělen na segmenty a pojezdové tyče mají čtvercový průřez o straně 40 mm. Tyto pojezdové tyče jsou spojeny zvnějšku přivařenými plechy. V těchto plechách jsou vyřezány otvory tak, že plech svým tvarem připomíná příhradovou konstrukci. Na horním a spodním okraji segmentů sloupu jsou pak plechové příruby s otvory pro šrouby, kterými se segmenty spojí.

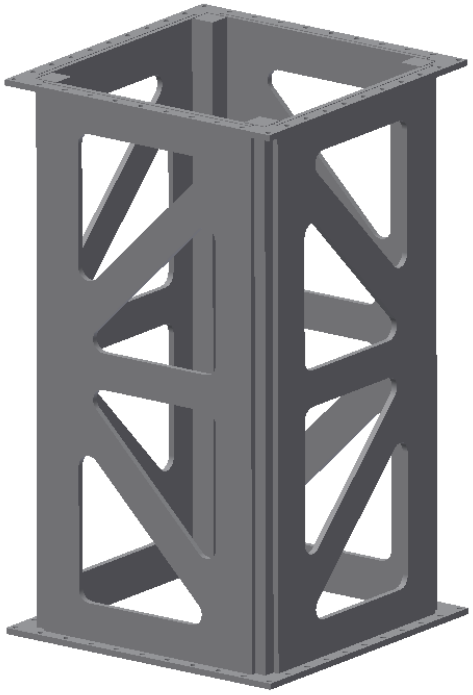


Obr. 33 Vzdálenosti opěrných čar rolen s "V" drážkou

Dle Obr. 33 je patrné, že opěrné čáry rolen s „V“ drážkou jsou od sebe vzdáleny 360 mm. Pojezdové tyče sloupu však musí být vzdáleny od sebe více kvůli možné odchylce přímosti pojezdových tyčí. Tuto možnou odchylku přímosti je zapotřebí spočítat. Jednotlivé segmenty sloupu jsou dlouhé 910 mm. Přímost q pojezdových tyčí je menší nebo rovna 0,4 % z délky tyče [21].

$$q = 910 * 0{,}004 = 3{,}64\ mm \tag{31}$$

O tuto hodnotu může každá z tyčí být prohnutá, a tak je potřeba mezi tyčemi vzdálenost zvětšit o alespoň o dvojnásobek této hodnoty. S ohledem na další možné nepřesnosti je navržena vzdálenost pojezdových tyčí 370 mm.



Obr. 34 Středový segment sloupu

Na Obr. 34 je vidět uspořádání středového segmentu sloupu. Horní a spodní segment sloupu vypadají odlišně, protože se musí přizpůsobit pohonu stroje ve svislém směru.

Dále je tedy potřebné navrhnout pohon zdvihání stroje. Ten je uvažován svým rozložením tak, že na vrchu sloupu je umístěn převáděcí lanový kotouč a pohon s lanovým bubnem je vespod sloupu. Pohon je umístěn na samostatném rámu ukotveném v zemi.

Pro návrh pohonu je potřeba znát požadovaný výkon, který se vypočte z rychlosti zdvihání a svislého zatížení při zdvihání.

Rychlost pohybu vozíku je určena na 0,25 m/s. Zatížení při zdvihání je tvořeno již vypočteným zatížením axiálního uložení na vozíku, maximální odporovou silou zapichování

a tíhou vozíku. Tíha vozíku je přibližně určena na základě CAD modelu na 1500 N. Celkové svislé zatížení při zdvihání je tedy

$$F_{zd} = G_{ax} + F_O + G_{voz} \quad (32)$$

F_{zd} – zatížení při zdvihání

G_{voz} – tíha vozíku

$$F_{zd} = 2\,000 + 1\,500 + 1\,500 = 5\,000\ N$$

Vzhledem k tíze hmot pohybujících se ve svislém směru (3 500 N) lze s jistotou uvažovat, že se stroj do zrní zapíchne vlastní tíhou a není tak nutný pohon pro zapichování, nýbrž stačí pouze pohon pro výsuv. Tím pádem stačí obyčejný buben s jedním lanem oproti původnímu plánu bubnu se dvěma lany protisměrně namotanými.

Lano je navrženo ze stránek prodejce ocelových lan Hovorka. Jedná se o lano konstrukce 6x7-FC tedy šestipramenné lano se 42 dráty a textilní duší o jmenovité pevnosti drátů 1 770 MPa [25]. Návrh velikosti lana vyplývá z požadavku na alespoň čtyřnásobnou bezpečnost vůči přetržení lana.

$$F_{\min -vyp} = k * F_{zd} \quad (33)$$

$F_{min-vyp}$ – výpočtová minimální síla při přetržení lana

k – koeficient bezpečnosti

$$F_{min-vyp} = 4 * 5\,000 = 20\,000\ N$$

Navrženo je lano o jmenovitém průměru lana 6 mm s minimální silou při přetržení 21 200 N.

Požadovaný výkon pohonu zdvihání je

$$P_{zd-pož} = F_{zd} * v_{zd} \quad (34)$$

$P_{zd-pož}$ – požadovaný výkon zdvihání

v_{zd} – rychlost zdvihání

$$P_{zd-pož} = 5\,000 * 0{,}25 = 1\,250\ W$$

Elektromotor je vybrán opět ze stránek prodejce elektromotorů Siemens [23]. Navržený motor je čtyřpólový asynchronní elektromotor Siemens 1LE1002-0EB42 s výkonem 1,5 kW a jmenovitými otáčkami 1 410 min^{-1} v provedení s brzdou.

Pro návrh průměru převáděcího lanového kotouče a lanového bubnu se použije koeficient, kterým se vynásobí průměr lana. Jak pro buben, tak pro kotouč, je použito hodnoty koeficientu 20.

$$D_b = D_{lk} = \alpha * d_l \tag{35}$$

D_b – průměr bubnu

D_{lk} – průměr převáděcího lanového kotouče

d_l – průměr lana

α – součinitel průměru bubnu a lana

$$D_b = D_{lk} = 20 * 6 = 120\ mm$$

Nyní je možno spočítat požadovanou rychlost otáčení bubnu.

$$n_b = \frac{v_{zd} * 60 * 1\,000}{\pi * D_b} \tag{36}$$

n_b – rychlost otáčení bubnu

$$n_b = \frac{0{,}25 * 60 * 1\,000}{\pi * 120} \doteq 39{,}79\ min^{-1}$$

Dále lze navrhnout požadovaný převod převodovky zdvihacího pohonu

$$i_{zd-pož} = \frac{n_{m-zd}}{n_b} \tag{37}$$

$i_{zd-pož}$ – požadovaný převod převodovky zdvihacího pohonu

n_{m-zd} – otáčky motoru zdvihání

$$i_{zd-pož} = \frac{1\,410}{39{,}79} \doteq 35{,}44$$

Na základě tohoto požadavku je vybrána kuželočelní převodovka CMB903 s převodem 39,26 [26]. Skutečná rychlost zdvihání je tedy

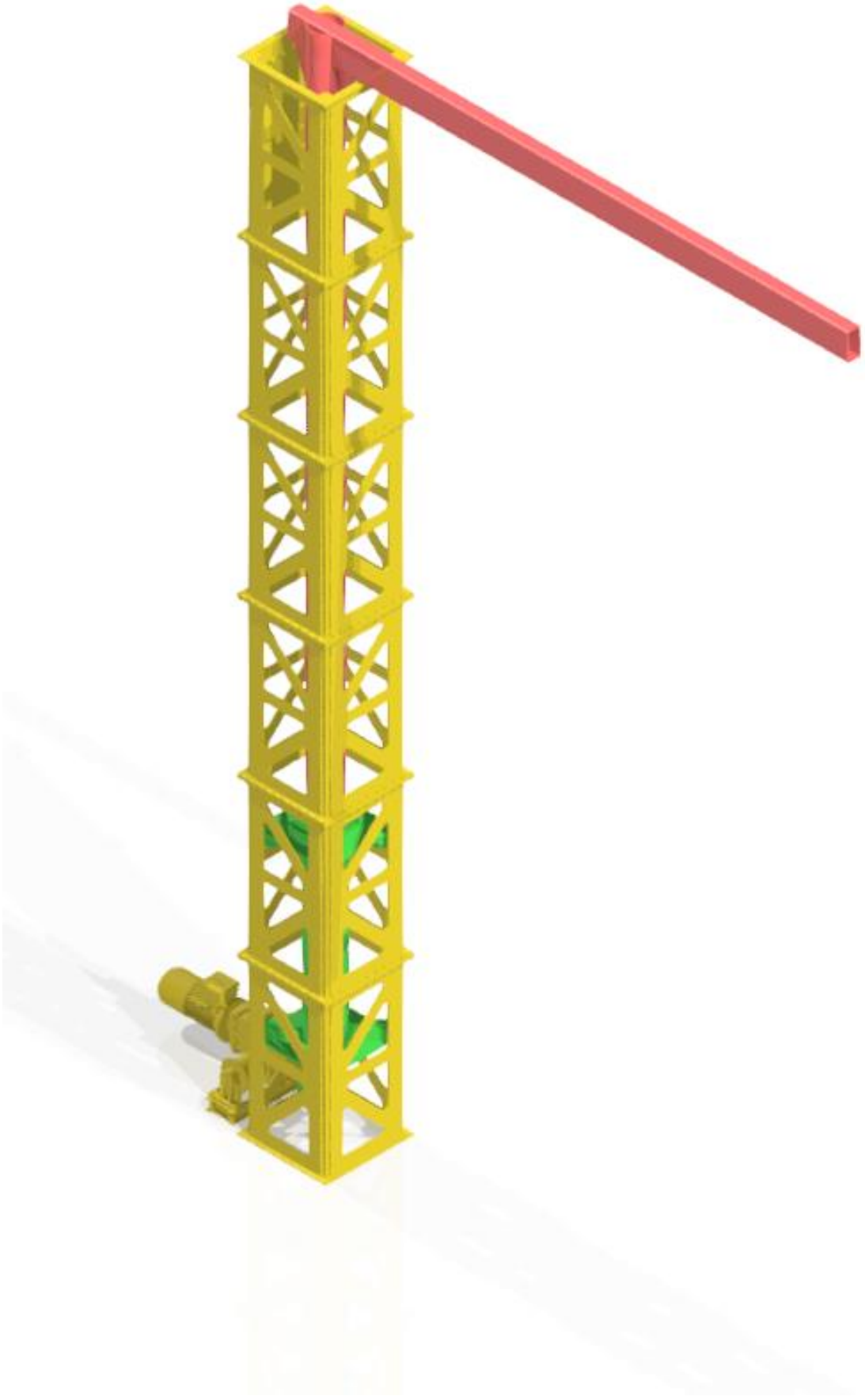
$$v_{zd-skut} = \frac{n_{m-zd}}{i_{skut}} * \frac{\pi * D_b}{60 * 1\,000} \tag{38}$$

$v_{zd-skut}$ – skutečná rychlost zdvihání

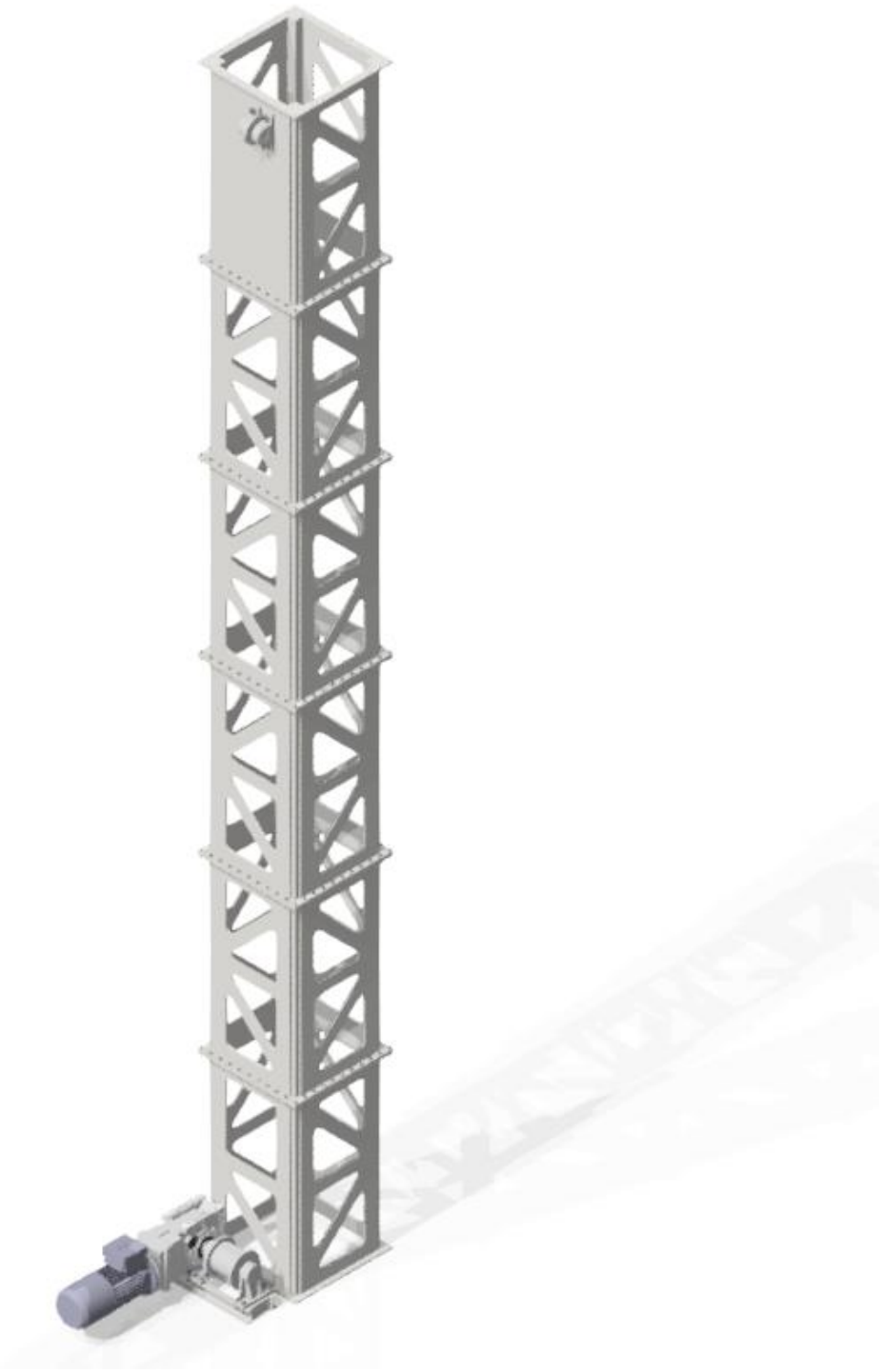
i_{skut} – skutečný převod převodovky pohonu zdvihání

$$v_{zd-skut} = \frac{1\,410}{39{,}26} * \frac{\pi * 120}{60 * 1\,000} \doteq 0{,}226\ m/s$$

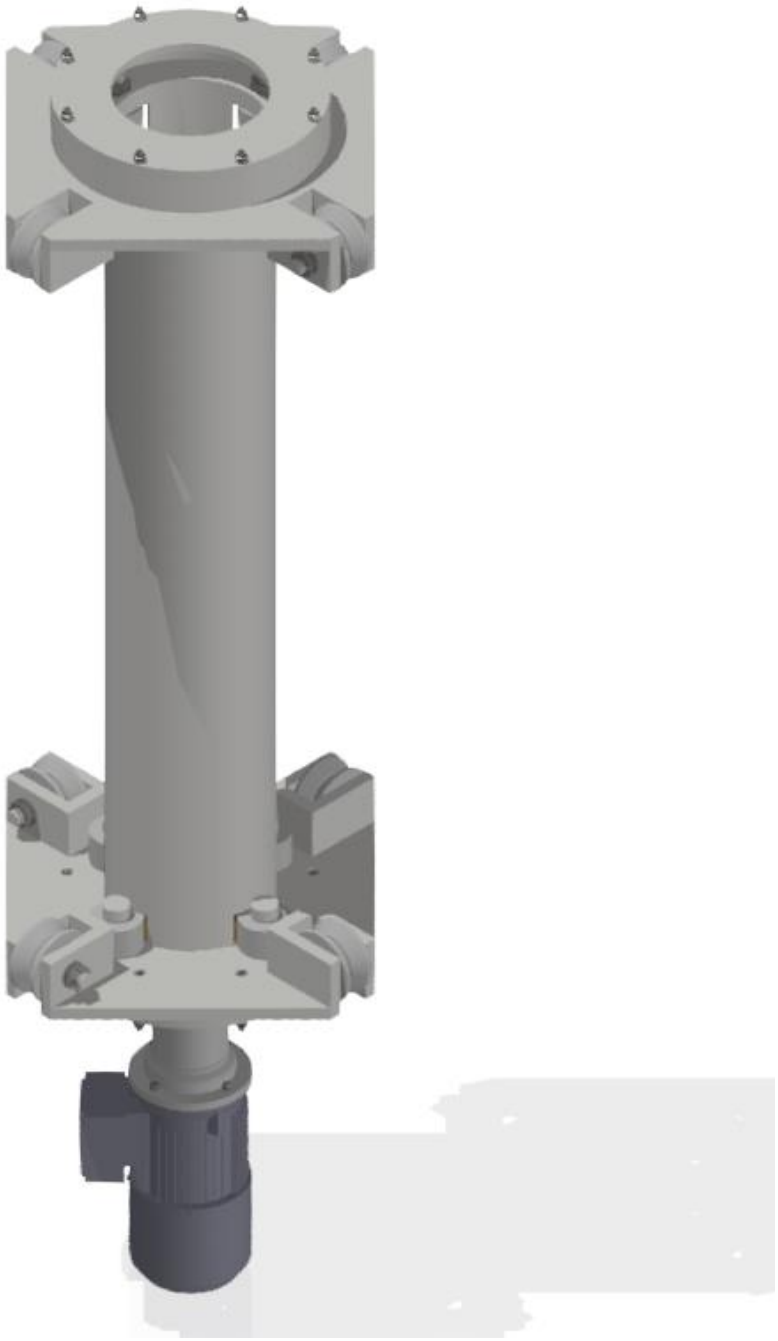
Na konci lana je uvažováno oko vytvořené pomocí očnice a svorek ve kterém je upevněn hák s pojistkou s nosností 2 tuny. Na vozíku je pak navařeno navařovací D-oko opět s nosností 2 tuny. Tyto části jsou opět vybrány z webu prodejce lan Hovorka. [27]



Obr. 35 Finální podoba stroje (žlutě sloup, zeleně vozík, červeně rameno)



Obr. 36 Finální podoba sloupu



Obr. 37 Finální podoba vozíku

Obr. 38 Finální podoba ramene

3. Závěr

Navržený stroj je dle požadavku zadání zkonstruován tak, že je zdviháno celé rameno v horizontální poloze. Konstrukce také dává možnost otáčení stroje o 360°. Zároveň stroj svými rozměry a zdvihem umožňuje obsluhu návěsů o zadaných rozměrech. Díky poměrně nízkým rozměrům půdorysu sloupu je splněn požadavek umístit stroj 0,7 m od stěny laboratoře. Přitom je konstrukce dosti pevná a pohony dostatečně výkonné, aby odolaly odporové síle 1 500 N vyvíjené na sondu.

Díky otevřené konstrukci sloupu je možno snadno přistupovat i k vnitřním částem stroje což usnadňuje jeho montáž a servis. Zároveň je stroj z drtivé většiny z běžně dostupných dílů a profilů. To je dobré z hlediska případného nákupu dílů v zahraničí, čímž odpadá nutnost daleké přepravy dílů. Přitom veškeré díly mají dostatečně nízké rozměry, aby byla případně umožněna jejich přeprava. Další výhodou konstrukce je vysoká snaha o jednotnost použitých polotovarů, což zjednodušuje skladování i výrobu.

Co je naopak u stroje diskutabilní je celková jednoduchost konstrukce a cena. Konstrukce stroje je poměrně jednoduchá, avšak je na zvážení, zda by nebyla ve výsledku jednodušší a možná i levnější konstrukce, kdy by radiální a axiální uložení rotačního profilu ve vozíku bylo nahrazeno otočovým ložiskem. Zároveň je na zvážení nutnost snadného přístupu do vnitřku stroje a možnost otáčení o 360°. Bez těchto podmínek by se pravděpodobně konstrukce opět zjednodušila. Vzhledem k tomu, že výrobci vzorkovačů nikde veřejně ceny svých strojů neuvádí, není možno v tomto ohledu provést srovnání.

Návrh, který byl proveden nepostihuje veškeré detaily, které by stroj mohl obsahovat, čímž nechává otevřená pole pro další návrhy. Například v situaci, kdy je stroj zasunut do zrní a řidič by se s návěsem rozjel, byla by vhodná na stroji pojistka, která by stroj ochránila před poškozením. Dalším takovým návazným návrhem by mohla býti optimalizace sloupu stroje z hlediska rozměrů použitých profilů a velikosti otvorů v plechu tvořících příhradovou konstrukci. Stejně tak je zde prostor pro návrh bezpečnostních prvků.

Použitá literatura

[1] *Grain sampling guide for cereals and oilseeds* [online]. Warwickshire: AHDB Cereals & Oilseeds, c2016 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://media.ahdb.org.uk/media/Default/Imported%20Publication%20Docs/Grain%20sampling%20guide%20for%20cereals%20and%20oilseeds.pdf

[2] Vzorkovače na obilí a zrniny • Siagra. *Technologie úpravy zrnin • Siagra* [online]. Zlín: Siagra, [2001] [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.siagra.cz/vzorkovace-na-obili-a-zrniny

[3] JT20 | Gamet Manufacturing Incorporated. *Gamet Manufacturing | High Quality Grain Sampling Solutions | Truck Probes, Bulk Samplers, Lab Dividers* [online]. Minneapolis: Gamet Manufacturing Incorporated, c2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: http://www.gametmfg.com/products/jt20/

[4] Samplex CS90 Truck Probe - TekPro. *TekPro - Grain Sampling, Insect Detection, & Pellet Durability Testing* [online]. North Walsham: Tekpro, c2017 [cit. 2019-06-07]. Dostupné z: https://www.tekpro.com/samplex-grain-sampler/samplex-cs90-truck-probe/

[5] Grain Samplers [online]. Cusano di Zoppola: D.V., c2014 [cit. 2019-06-07]. Dostupné z: http://grainsamplers.com

[6] Příklady použití nerezové oceli v průmyslu i domácnosti | FASTENERS. Jistota s FASTENERS šrouby. Dokonalé spojení | FASTENERS [online]. Ivancice u Brna: FASTENERS CZ, c2019 [cit. 2019-06-08]. Dostupné z: https://www.fasteners-cz.cz/priklady-pouziti-nerezove-oceli-v-prumyslu-i-domacnosti

[7] Grainsamplers [online]. [cit. 2018-01-04]. Dostupné z: http://grainsamplers.com

[8] Pfeuffer Rakoraf [online]. [cit. 2018-01-04]. Dostupné z: http://www.pfeuffer.com/products.html

[9] 14-jeraby.pdf. TEDOX s.r.o. - Dodavatel technického sortimentu [online]. Hlubočepy: TEDOX, c2019 [cit. 2019-06-08]. Dostupné z: https://www.tedox.cz/media/cache/file/0d/14-jeraby.pdf

[10] HERMAND, André a Bernard HAZOUARD. *Device for sampling granular or powdered materials*. EP1931963B1. Uděleno 11.11.2009.

[11] ČSN EN ISO 21294 *Olejnatá semena – Manuální nebo automatický diskontinuální odběr vzorků*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018.

[12] ČSN EN ISO 24333 *Obiloviny a výrobky z obilovin – Vzorkování*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.

[13] ČSN 46 1011 *Zkoušení obilovin, luštěnin a olejnin*. 1988.

[14] ČSN ISO 11648 *Statistická hlediska vzorkování hromadných materiálů*. Praha: Český normalizační institut, 2004.

[15] ČSN ISO 6639-2 *Statistická hlediska vzorkování hromadných materiálů*. 1998.

[16] Ferona online. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-06-10]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/22749/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-160x80x5

[17] Ferona online. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-06-10]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/44243/trubka-podelne-svarovana-hladka-en-10219-prumer-168-3x5

[18] Ferona online. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-06-11]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/39168/plech-valcovany-za-tepla-en-10051-rozmer-10x2000x6000

[19] Rolny | T.E.A. TECHNIK s.r.o. *T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony* [online]. Popůvky u Brna: T.E.A. TECHNIK, c2019 [cit. 2019-06-25]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/rolny/

[20] Ferona online. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/44396/plech-valcovany-za-tepla-en-10051-rozmer-16x2000x6000

[21] Ferona online. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-06-13]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/22665/tyc-ctvercova-valcovana-za-tepla-en-10059-rozmer-40

[22] Tření. *SKF CZ, a.s.* [online]. Praha: SKF [cit. 2019-06-15]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/general/selection-and-application/friction/index.html

[23] *Elektromotory SIEMENS* [online]. Zábřeh: elektromotory.net, c2011 [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: https://www.elektromotory.net/

[24] PGII řada. *APEX DYNAMICS CZECH* [online]. Otrokovice: APEX DYNAMICS CZECH [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: https://www.apexdynaczech.cz/produkty/prima-planetova-prevodovka-pgii/

[25] Šestipramenné lano - 6x7 - FC. *Martin Hovorka - Lana - řetězy* [online]. Doudleby nad Orlicí: Hovorka [cit. 2019-06-19]. Dostupné z: http://www.lana-retezy.cz/sestipramen-42-vlakna

[26] Kuželočelní převodovky - hliníkové CMB | RAVEO s.r.o. *RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION* [online]. Otrokovice: RAVEO [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/kuzelocelni-prevodovky-cmb

[27] *Martin Hovorka - Lana - řetězy* [online]. Doudleby nad Orlicí: Hovorka, c2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: http://www.lana-retezy.cz/

Seznam obrázků

Obr. 1 Ruční vzorkovač zrnin [2] 2
Obr. 2 Hydraulicky poháněný vzorkovač zrnin firmy Gamet [3] 3
Obr. 3 Vzorkovač zrnin s elektrickým pohonem společnosti TecPro [4] 5
Obr. 4 Sloupová konstrukce vzorkovače společnosti D.V. [5] 7
Obr. 5 Portálová konstrukce vzorkovače společnosti D.V. [5] 8
Obr. 6 Mostová konstrukce vzorkovače společnosti D.V. [5] 9
Obr. 7 Schéma jednocestné sací sondy [7] 10
Obr. 8 Schéma dvoucestné sací sondy [8] 11
Obr. 9 Schéma dopravy zrna dvoucestnou sací sondou [8] 11
Obr. 10 Schéma šnekové sondy [7] 12
Obr. 11 Kotvení pomocí kotevního roštu [9] 13
Obr. 12 Kotvení pomocí chemické kotvy [9] 13
Obr. 13 Patentovaný sloupový vzorkovač [10] 14
Obr. 14 Pohon patentovaného sloupového vzorkovače zrnin [10] 14
Obr. 15 Schéma zadaných rozměrových podmínek 18
Obr. 16 Skica prvního koncepčního návrhu 19
Obr. 17 Skica druhého koncepčního návrhu 20
Obr. 18 Skica třetího koncepčního návrhu 21
Obr. 19 Skica čtvrtého koncepčního návrhu 22
Obr. 20 Skica pátého koncepčního návrhu 23
Obr. 21 Zatížení ramene 24
Obr. 22 Profil ramene [16] 25
Obr. 23 Tvar vnějšího zaoblení profilu [16] 25
Obr. 24 Rotační profil [17] 27
Obr. 25 Zvolené rozměry žeber 28
Obr. 26 Umístění svarů spoje ramene s rotačním profilem 28
Obr. 27 Schéma zatížení svarů silovou dvojicí 29
Obr. 28 Schéma zatížení svarů momentem 30
Obr. 29 Ukázka odpružení rolen deformačním členem 33
Obr. 30 Schéme krajních poloh svislého posuvu stroje 34
Obr. 31 Schéma polohování ramene při odběru 36
Obr. 32 Pojištění proti vysunutí 38
Obr. 33 Vzdálenosti opěrných čar rolen s "V" drážkou 39
Obr. 34 Středový segment sloupu 40
Obr. 35 Finální podoba stroje (žlutě sloup, zeleně vozík, červeně rameno) 43
Obr. 36 Finální podoba sloupu 44
Obr. 37 Finální podoba vozíku 45
Obr. 38 Finální podoba ramene 46

Seznam tabulek

Tab. 1 Patent sloupového vzorkovače (text přeložen z angličtiny) [10] 15
Tab. 2 Norma ČSN EN ISO 21294 [11] 16
Tab. 3 Norma ČSN EN ISO 24333 [12] 16
Tab. 4 Norma ČSN 46 1011 [13] 17
Tab. 5 Norma ČSN ISO 11648 [14] 17
Tab. 6 Norma ČSN ISO 6639-2 [15] 17
Tab. 7 Parametry vybraného profilu ramene [16] 25
Tab. 8 Parametry rotačního profilu [17] 27

Seznam příloh

Příloha 1: celková sestava
Příloha 2: podsestava sloup
Příloha 3: podsestava vozík
Příloha 4: podsestava rameno
Příloha 5: podsestava sloup vrchní díl (pouze na CD)
Příloha 6: podsestava sloup středový díl (pouze na CD)
Příloha 7: podsestava sloup spodní díl (pouze na CD)
Příloha 8: podsestava pohon zdvihání (pouze na CD)
Příloha 9: podsestava uložení s pohonem (pouze na CD)
Příloha 10: podsestava vozík bez pohonu (pouze na CD)