FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE


## Ústav konstruování a částí strojů


# Úchopná hlavice pro nehomogenní sypké materiály

# Grabber head for manipulation with non-homogeneous bulk material

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**


## Martin Horčík


**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový
**Vedoucí práce:** prof. Ing. Vojtěch Dynybyl PhD.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Horčík** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **437259**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

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

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Úchopná hlavice pro nehomogenní sypké materiály**

Název bakalářské práce anglicky:

**Grabber Head for Manipulation with Non-homogeneous Bulk Material**

Pokyny pro vypracování:

Bude vypracován konstrukční návrh úchopné hlavice pro nehomogenní sypké materiály. Hlavice bude vybaveny elektromechanickým pohonem pro realizaci potřebných pohybů. Konstrukce bude provedena ve 3D modelu. Budou odvozen sestavný výkres. V textu práce budou uvedeny potřebné výpočty.

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. a kol.: Projekt III. Ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**prof. Ing. Vojtěch Dynybyl Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **24.03.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

| Podpis vedoucí(ho) práce | Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry | Podpis děkana(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.

| 11.4.2017 | Martin Horčík |
|---|---|
| Datum převzetí zadání | Podpis studenta |



© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci zabývající se návrhem konstrukce a kontrolou úchopné hlavice pro manipulaci s nehomogenními sypkými materiály vypracoval zcela samostatně pod vedením Prof. Ing. Vojtěcha Dynybyla PhD., s použitím odborné literatury a pramenů, které jsou všechny uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne 06.06.2017

.....
Martin Horčík

## Poděkování

Tuto část bych rád věnoval panu Prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi PhD. za odborný dohled, rady a kritické zhodnocení procesu vzniku této práce.

# Anotační list

Jméno autora: Martin HORČÍK

Název BP: Úchopná hlavice pro nehomogenní sypké materiály

Anglický název: Grabber head for manipulation with non-homogeneous bulk material

Rok: 2017

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů (Ú12113)

Vedoucí BP: Prof. Ing. Vojtěch DYNYBYL PhD.

Bibliografické údaje: počet stran 48

počet obrázků 33

počet tabulek 18

počet příloh 5

**Klíčová slova:** Návrh, konstrukce, úchopná hlavice, nehomogenní materiál, pohybový šroub, převodový mechanismus.

**Keywords:** Design, construction, orange peel grab, non-homogenous material, lead screw, gearbox.

**Anotace:**

Výstupem z dalšího textu je návrh možného řešení úchopné hlavice poháněné pohybovým šroubem. Byla dohledána možná alternativní řešení tvaru a kinematiky sestavy již existujících úchopných hlavic. Následně byl proveden návrh a kontrola jednotlivých komponent. Byly vyjmenovány uvažované výhody a možné problémy navrhované koncepce. Z návrhu byla odvozena výkresová dokumentace a CAD model.

**Abstract:**

Following text is description of possible design suggestion of grabber head for manipulation with non-homogenous material, moved by leadscrew. I have done a research for possible alternative solutions of existing similar grabs. Then followed the design process, where every part of the assembly was calculated and inspected. Advantages and possible imperfections of chosen solution and construction were also considered. When the design was finished, CAD model and documentation were derived.

# Obsah

1. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK ..... 1
2. ÚVOD, MOTIVACE ..... 4
3. ČÁST TEORETICKÁ ..... 5
3.1. Od praxe k teorii a nazpět ..... 5
3.2. Koncepční návrhy a výběr nejvhodnějšího ..... 7
3.3. Výpis a zdůvodnění výběru prvků sestavy a jejich konstrukčního řešení ..... 8
3.3.1. Těleso hlavice ..... 8
3.3.2. Lopatky ..... 9
3.3.3. Táhla ..... 9
3.3.4. Rám ..... 9
3.3.5. Pohybový šroub (PŠ) ..... 10
3.3.6. Matice pohybového šroubu ..... 10
3.3.7. Pohon ..... 10
4. ČÁST PRAKTICKÁ – NÁVRH HLAVICE ..... 12
4.1. Silový rozbor lopatky ..... 12
4.2. Návrh a kontrola pohybového šroubu ..... - 15 -
4.2.1. Základní rozměry ..... - 15 -
4.2.2. Kontroly pohybového šroubu ..... - 16 -
4.2.3. Energetické poměry na šroubu ..... - 17 -
4.2.4. Výpočet rychlosti posuvu matice PŠ ..... - 18 -
4.3. Rám ..... - 18 -
4.3.1.1. Oko pro hák jeřábu ..... - 19 -
4.3.2. Šroubová spojení na rámu ..... - 20 -
4.3.2.1. Spojení rám-oko háku ..... - 21 -
4.3.2.2. Spojení rám-těleso ..... - 22 -
4.3.2.3. Šroubové spojení těleso - zajištění ložiska ..... - 22 -
4.4. Čepy lopatky ..... - 24 -
4.4.1. Návrh ..... - 24 -
4.4.2. Kontrola čepů ..... - 25 -
4.5. Táhla ..... - 26 -
4.5.1. Zvedání mechanismu ..... - 26 -
4.5.2. Zavírání mechanismu ..... - 27 -
4.6. Matice pohybového šroubu ..... - 27 -
5. ČÁST PRAKTICKÁ – NÁVRH POHONU ..... - 31 -
5.1. VÝBĚR A NÁVRH PRVKŮ ..... - 31 -

5.1.1. Výběr Elektromotoru (EM) ..... - 31 -
5.1.2. Ozubená soukolí ..... - 32 -
5.1.2.1. Rozdělení převodového poměru ..... - 32 -
5.1.2.2. Točivé momenty a otáčky na hřídelích ..... - 33 -
5.1.2.3. Návrh modulu ozubení ..... - 33 -
5.1.2.4. Úhly sklonu zubů ..... - 33 -
5.1.2.5. Šířka kol ..... - 33 -
5.1.2.6. Návrh průměrů hřídelí ..... - 34 -
5.1.2.7. Rozměry ozubených kol ..... - 34 -
5.1.2.8. Výpočet korekcí ozubených kol ..... - 35 -
5.1.2.9. Výsledné rozměry ozubených kol ..... - 36 -
5.1.3. Výběr spojek ..... - 36 -
5.2. KONTROLY POHONU ..... - 37 -
5.2.1. Návrh šroubových spojů ..... - 37 -
5.2.1.1. Víko-vana ..... - 37 -
5.2.1.2. Závěsná oka ..... - 37 -
5.2.2. Silové účinky v podporách ..... - 37 -
5.2.2.1. Síly působící v soukolí ..... - 37 -
5.2.2.2. Ložiska – návrh a výběr ..... - 39 -
5.2.3. Kontroly ozubení a hřídelí ..... - 40 -
5.2.3.1. Kontrola ozubení ..... - 40 -
5.2.3.2. Statická kontrola hřídelí ..... - 40 -
5.2.3.3. Dynamická kontrola hřídelí ..... - 41 -
5.2.4. Návrh a kontrola spojení Náboj-Hřídel ..... - 42 -
5.2.4.1. Hřídel hII – kolo 2 ..... - 43 -
5.2.4.2. Hřídel hIII – kolo 4 ..... - 43 -
5.2.4.3. Hřídel hIII – poháněný mechanismus ..... - 44 -
5.3. Hodnoty uložení ..... - 44 -
5.4. Návrh možného řešení mazání ..... - 45 -
6. ZHODNOCENÍ, ZÁVĚR ..... - 47 -
7. POUŽITÁ LITERATURA, ZDROJE ..... - 48 -
7.1. SEZNAM POUŽITÝCH VYOBRAZENÍ ..... - 49 -
PŘÍLOHY ..... A

# 1. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

PŠ ..... Pohybový šroub

EM ..... Elektromotor

MKP ..... metoda konečných prvků

SW ..... software

g[m.s$^{-1}$] ..... Gravitační zrychlení, vždy uvažováno rovno $9{,}81 m.s^{-2}$

E [N.mm$^{-2}$] ..... Youngův modul pružnosti v tahu

$d_i$ [mm] ..... průměr, dle kontextu

$d'_i$ [mm] ..... průměr návrhový, dle kontextu

$R_i$, $r_i$ [mm] ..... poloměr, dle kontextu

$L_i$, $l_i$ [mm] ..... délka, dle kontextu

$W_i$, $b_i$ [mm] ..... šířka, dle kontextu

$H_i$, $h_i$ [mm] ..... výškový rozměr, dle kontextu

a [mm] ..... strana průřezu čtvercového

$S_i$ [mm$^2$] ..... plocha průřezu, dle kontextu

$V_i$ [m$^3$] ..... objem

$v_i$ [m.s$^{-1}$] ..... rychlost posuvná, obvodová

$\omega_i$ [s$^{-1}$] ..... rychlost úhlová

$n_i$ [min$^{-1}$] ..... otáčky

$m_i$ [kg] ..... hmotnost

$F_i$ [N] ..... síla, výsledná hodnota, dle kontextu

$F'_i$ [N] ..... síla, návrhová hodnota, dle kontextu

$G_i$ [N] ..... tíhová síla, dle kontextu

$P_{out}$ [kW] ..... výkon výstupní

$P_{EM}$ [kW] ..... výkon EM

$\eta_i$ [-] ..... účinnost, dle kontextu

$p_i$ [MPa] ..... tlak, tlak v otlačení, dle kontextu

$p_{idov}$, $p_{iDOV}$ [MPa] ..... tlak, dovolená hodnota, dle kontextu

$\sigma_i$ [N.mm$^{-2}$] ..... napětí tahové/tlakové

$\sigma_{oi}$ [N.mm$^{-2}$] ..... napětí ohybové

$\sigma_{ired}$ [N.mm$^{-2}$] ..... redukované napětí

$\sigma_{iDOV}$ [N.mm$^{-2}$] ..... dovolená hodnota napětí v tahu/tlaku

$\sigma_{kd}$ [N.mm$^{-2}$] ..... mez kluzu

$\sigma^{\chi}_{C(-1)}$ [N.mm$^{-2}$] ..... snížená mez únavy

$\tau_i$ [N.mm$^{-2}$] ..... napětí v krutu, napětí smykové

$k_i$ [-] ..... součinitel bezpečnosti

$\alpha$ [-] ..... součinitel určující metodu posouzení napjatosti

f [-] ..... součinitel smykového tření

$M_{ki}$ [Nmm] ..... krouticí moment

$W_{ki}$ [mm$^3$] ..... průřezový modul v krutu

$M_{oi}$ [Nmm] ..... ohybový moment

$W_{oi}$ [mm$^3$] ..... průřezový modul v ohybu

$J_x$ [mm$^4$] ..... osový moment setrvačnosti

$i_x$ [-] ..... poloměr setrvačnosti

P [mm] ..... rozteč závitu

i [-] ..... počet chodů závitu, dle kontextu

$\psi_H$ [-] ..... součinitel pracovní výšky závitu

$\psi_h$ [-] ..... součinitel výšky matice

$\gamma$ [°] ..... úhel stoupání závitu

$\beta_n$ [°] ..... úhel boku v normálném řezu

$\beta$ [°] ..... normovaný úhel boku v osovém řezu

$\varphi'$ [°] ..... třecí úhel

z [-] ..... počet závitů

$z_č$ [-] ..... počet činných závitů

$\lambda$ [-] ..... štíhlostní poměr

$\mu$ [-] ..... charakteristický koeficient vlivu uložení

$k_\chi$ [-] ..... součinitel vlivu krutu

$q_z$ [-] ..... součinitel provozního předpětí

$\nu$ [-] ..... míra využití meze kluzu

$C_i$ [-] ..... konstanta tuhosti, dle kontextu

$Q_0$ [N] ..... montážní přepětí

$Q_{1m}$ [N] ..... střední hodnota předpětí na šroub

$Q_{1a}$ [N] ..... amplituda síly na šroub

$\Delta l_i$ [mm] ..... změna hodnoty délkového rozměru; stlačení desky

$\Phi$ [-] ..... součinitel citlivosti na vrub

$\psi_{\sigma}^{\chi}$[-] ..... součinitel vlivu $\sigma_m$ na mez únavy

$i_{12}$, $i_{34}$ [-] ..... převodové poměry soukolí 1-2 a 3-4

$z_i$ [-] ..... počet zubů

$m_i$ [mm] ..... modul ozubení

$\alpha_n$ [°] ..... úhel záběru kol v normálné rovině

$\alpha_t$ [°] ..... úhel záběru kol v rovině tečné

$\alpha_{tw}$ [°] ..... valivý úhel záběru kol

$\beta_{12}$, $\beta_{12}$ [°] ..... úhel sklonu zubů v soukolí

$d_i$ [mm] ..... průměr roztečné kružnice

$d_{bi}$ [mm] ..... průměr základní kružnice

$d_{wi}$ [mm] ..... průměr valivé kružnice

$a_i$ [mm] ..... osová vzdálenost

$a_{twi}$ [mm] ..... výrobní osová vzdálenost

inv $\alpha$ ..... evolventní funkce involuta úhlu $\alpha$

$x_i$ [-] ..... korekce ozubeného kola

$v_i$ [mm] ..... vůle mezi koly

$\alpha$ [-] ..... součinitel tvaru vrubu

$\eta_c$, q [-] ..... citlivost na vrub

$\eta_p$ [-] ..... součinitel vrubového účinku povrchu

$\varepsilon_v$ [-] ..... součinitel velikosti

$\beta$ [-] ..... součinitel vrubu

$N_i$,[-] ..... počet, dle kontextu

# 2. ÚVOD, MOTIVACE

Tématem následujícího textu je dle zadání vypracování předběžného koncepčního návrhu úchopné hlavice pro manipulaci s nehomogenním sypkým materiálem, využívající nekonvenční elektromechanický pohon sestávající se z kinematické dvojice pohybový šroub (dále jen PŠ) a matice po šroubu se pohybující.

Hlavní motivací pro tvorbu návrhu tohoto zařízení je nalezení části možného optimálního řešení vybavení vznikajícího projektu modernizace spalovny odpadní hmoty. Účelem vypracování této studie je mimo jiné i inspekce realizovatelnosti a možných výhod tohoto nekonvenčního řešení konstrukce úchopného manipulátoru, sestávající z návrhu, kontroly a následného ověření jeho předběžně stanovených nevýhod i výhod na teoretické úrovni na základě provedených výpočtů a CAD modelu.

Teoretická část textu patří popisu dohledaných konstrukčních řešení v praxi již používaných projektů s podobnou či zdánlivě totožnou problematikou, na základě tohoto průzkumu jsou pak navrženy možné cesty vlastního řešení pro splnění požadavků určených v zadání. Z těchto návrhů bude vybrán domnělý optimální. Na závěr první části dojde ke zdůvodnění výběru řešené koncepce návrhu, porovnání navrženého s dohledanými. Z porovnání vzejdou předpokládané výhody a nevýhody každého z řešení. V této části také budou stanoveny návrhové předpoklady a nastíněna základní konstrukční řešení vypracovávaného návrhu, od kterých se odvíjí další postup.

V části praktické bude pak proveden samotný konstrukční návrh zařízení, sestávající z volby základních parametrů, tzn. geometrie, předpokládaného zatížení a volby materiálů s vhodnými vlastnostmi pro danou aplikaci. Návrh bude doplněn o nezbytné kontrolní výpočty pro jednotlivé navrhované prvky.

V závislosti na výsledcích získaných v návrhové části budou odvozeny funkční rozměry mechanismu a spojení jednotlivých dílů do výsledné sestavy.

Poslední oddíl praktické části je věnován samostatnému návrhu a kontrole mechanismu pohonu, tedy převodovky a výběru elektromotoru. Návrh podsestavy pohonu byl přizpůsoben zvolené konstrukci úchopné hlavice.

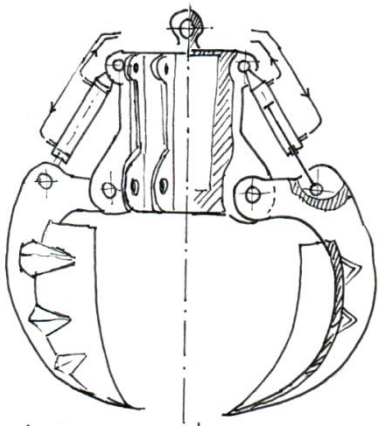
Na základě výpočtů byl také odvozen CAD model úchopné hlavice a pohonu a potřebná výkresová dokumentace.

Při návrhu bylo postupováno dle zákonitostí mechaniky a mechaniky kontinua a dle doporučení uvedených v příslušných technických normách či literatuře, ze které byla v průběhu návrhu čerpána inspirace pro důsledný postup návrhu.

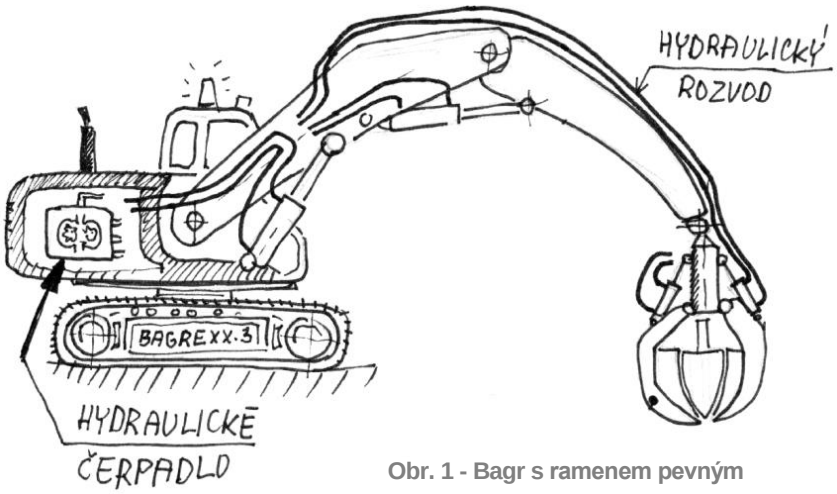
# 3. ČÁST TEORETICKÁ

## 3.1. Od praxe k teorii a nazpět

Při hromadném ukládání jakéhokoli materiálu bývá běžně nutné s ním pohybovat, překládat. V praxi je manipulace zajišťována různými způsoby. K přemístění pevných těles lze použít široké škály nástrojů, počínající rukou (v ochranné rukavici), jdoucí přes robotické paže a vysokozdvižné vozíky, až po hák jeřábového mechanismu vhodně doplněný místem pro spojení s tělesem (lano, řetěz, úchytný bod).



Obr. 2 - Hydraulický




Obr. 1 - Bagr s ramenem pevným

Sypké materiály lze přemisťovat v zásadě dvěma základními způsoby.

Prvním možným řešením je nepřetržitý pohyb na dopravníku. Na dopravník (pásový či kontejnerový) je však také nutno materiál reálně dopravit, a využití lidské síly v plánovaném objemu nepřipadá v úvahu.

Za druhý způsob budiž označeno převedení sypkého materiálu na těleso tuhé za pomoci kontejneru, či jiné obecné nádoby. Do této kategorie lze zařadit i zařízení vybavená poháněným otvíráním a zavíráním, sloužící pro nabírání přenášeného média (bagry, nakladače, lžíce, magnetické hlavice, radlice, lopaty, apod.).

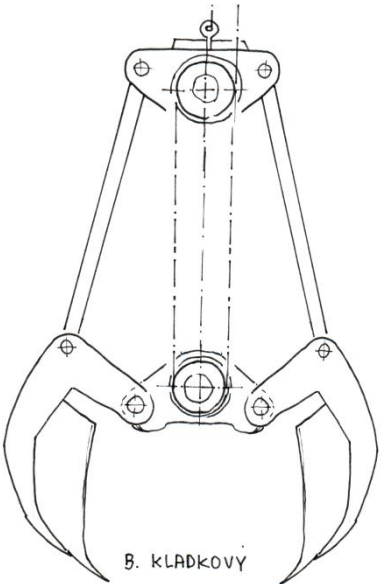
Obr. 3 - Orange Peel grab /elecrto hydraulic

Pro zadaný způsob manipulace mezi hromadným zásobníkem či jiným velkokapacitním úložištěm a místem určeným pro odvoz obecně nemagnetického nehomogenního materiálu, se nejvíce hodí řešení pomocí úchopné hlavice, někdy též označované jako drapáku.

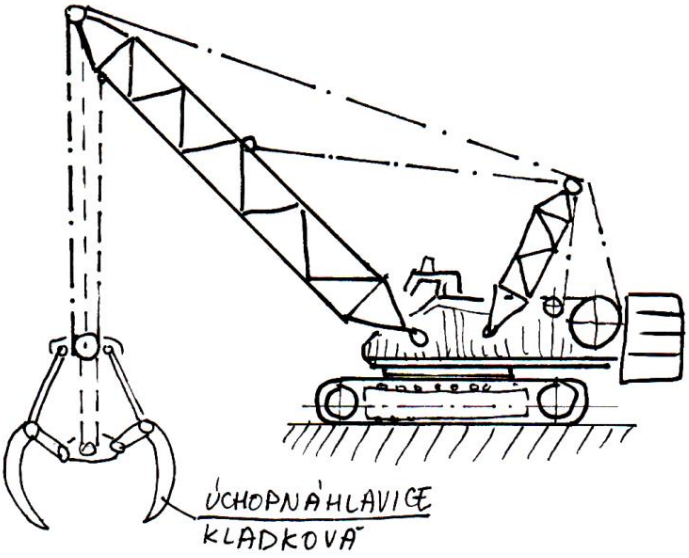
Běžně se při řešení tohoto problému používá k pohonu mechanismu soustavy hydraulických válců/pístů doplněných o hydraulické čerpadlo a rozvodné hadice (viz. Obr. 2).

Tento způsob pohonu zdá se zaujatému pozorovateli, v porovnání s ostatními alternativami, poněkud méně náročný na prostor, je-li prostorová náročnost vztažena k velikosti úchopné síly. Z tohoto důvodu je při konstrukci průmyslových úchopných hlavic, u kterých je požadavek na přenos velké síly, či co nejkompaktnějších rozměrů, hydraulický pohon používán nejčastěji. Nicméně, všechny výhody tohoto řešení se projeví pouze při zavěšení hlavice pevně bez lana na tuhém rameni (např. bagru či jeřábu), bez teleskopických částí (či s jednou), kde dochází pouze ke změně úhlu (a nikoli délky) mezi jednotlivými sekcemi oddělenými klouby. Důvodem pro toto omezení je soustava hadiček konečné délky pro tlakový rozvod hydraulického média (oleje) vedoucích od čerpadla, běžně umístěného mimo kloubovou část. Lze se však setkat i s hydraulickými drapáky, které by mohly mít hydraulické čerpadlo zabudované v tělese hlavice, a mohou tak být zavěšeny na lanovém jeřábu. (Obr. 3)

Pokud by se zdálo, že překážek pro použití nejčastějšího systému pohonu v navrhované hlavici nebylo jmenováno dost, návrh komplexního hydraulického zařízení se neshoduje s požadavky na vypracování návrhu a jeho důsledný návrh přesahuje rozsah bakalářské úrovně studia.



Obr. 4 - Kladkový



Obr. 5 – Bagr s ramenem lanovým

Další variantou, se kterou se lze setkat pro pohon zavírání a otvírání úchopné hlavice, je soustava kladek s lany, kterážto je spojena s kočkou či ramenem závěsného jeřábu, odkud je lano následně odvíjeno či navíjeno dle potřeby. Toto řešení lze najít například na pásových jeřábech s příhradovým ramenem (Obr. 5), používaným pro manipulaci se sypkými materiály v dolech či šrotem, či na jeřábech přístavních. U tohoto mechanismu pohonu však není důsledně zamezeno styku manipulovaného materiálu se spodní kladkou pohonu, a tak se pro zamýšlený účel navrhované hlavice, kde by měl býti dostatek potenciálních nečistot hrozících vniknutím do prostoru pohonu bez možného zakrytí funkčních částí, příliš nehodí.

Neposlední možnou, však poslední zde uvažovanou variantou pohonu mechanismu otevírání a zavírání je již v úvodu zmíněná převodová dvojice pohybový šroub a matice. Tento mechanismus je běžně používán pro převod točivého pohybu na lineární v aplikacích vyžadujících zejména převod kinematický (pohony v elektronice), lze však bez obtíží dohledat i použití pro převody silové (vřetena ventilů, hevery, posuvy soustruhů, svěrné čelisti, apod.). Nepodařilo se však, v rámci vyhledávání inspirace pro návrhy, dohledat použití tohoto mechanismu k pohonu těžké průmyslové úchopné hlavice.

Požadavkům zadání bylo přizpůsobeno konstrukční řešení navrhovaného úchopného zařízení.

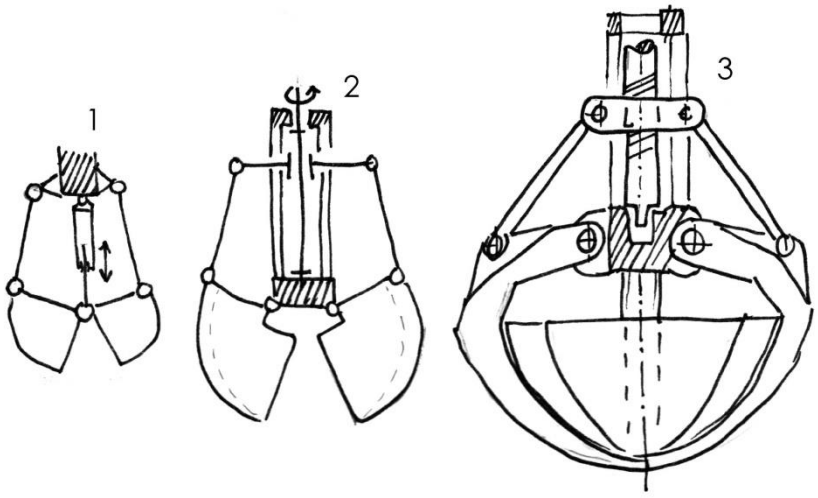
## 3.2. Koncepční návrhy a výběr nejvhodnějšího

Výchozím bodem pro další návrhy bylo, v návaznosti na předchozí text, použití pouze jediného centrálního pohybového šroubu (PŠ). Využití samostatného PŠ pro každou jednotlivou lopatku hlavice, či pro polovinu počtu úchopných prvků by vyžadovalo zbytečně komplikovaný převod točivého momentu na každý ze šroubů, nebo použití většího počtu motorů, což je neekonomické, hraničící s realizovatelností a omluvitelné pouze v případě, když by byla vyžadována nezávislá manipulace s jednotlivými lopatkami. Zbytečná složitost konstrukce se také neshoduje se zamýšleným využitím navrhovaného zařízení.

Celkem byla zaznamenána tři základní evoluční stadia navrhované koncepce mechanického schématu drapáku (Obr. 6 - Koncepční návrhy).

Časově nejstarší návrh (na obrázku značen jako (1)) vycházel z lopatky tvaru čtvrtinového válce (v literatuře anglické též jako „clamshell grab“). Lopatky měl tento návrh svázány čepem uprostřed, za který by měl tahat i PŠ. Tento návrh byl však vyhodnocen jako nepraktický. Toto rozhodnutí je způsobeno především absencí potřebné ochrany PŠ proti kontaktu s nabíraným materiálem a nemožnost jednoduše realizovat ochranu proti zbytečnému namáhání šroubu ohybem. Přistoupeno bylo tedy k vylepšenému návrhu řešení (2), který již obsahuje pevné těleso, ve kterém se PŠ může otáčet bez nebezpečí ohnutí, a matici, která zajišťuje převod rotačního pohybu šroubu na posuvný pohyb potřebný pro zvednutí táhel a k němu připojených lopatek. Tento návrh však stále vycházel z použití čtvrtválcových lopatek. Tyto jsou dle uvážení výslovně nevhodné pro nabírání materiálu nehomogenní charakteristiky, jelikož materiálem musí projít před nabráním celá délka lopatky, a způsobuje tak obrovské odporové síly. Lopatky tvaru části válce se hodí například pro nabírání písku, či jiného stejnorodého materiálu.

Touto nedokonalostí by neměl trpět poslední koncepční návrh (3), jenž vychází z polypového tvaru lopatky (též „orange peel“ ), který se v praxi používá zcela běžně při konstrukci úchopné hlavice s účelem totožným, či podobným řešenému zadání. Odpor hmoty, do které při nabírání musí lopatka proniknout je díky jejímu klínovitému tvaru rozložen posupně po celé dráze, kterou špička lopatky při nabírání opíše, a tak při zavírání nákladového prostoru nezpůsobuje přílišné jednorázové namáhání funkčních komponent mechanismu (pohon, uložení čepů, zde pak i táhla, matice a PŠ).



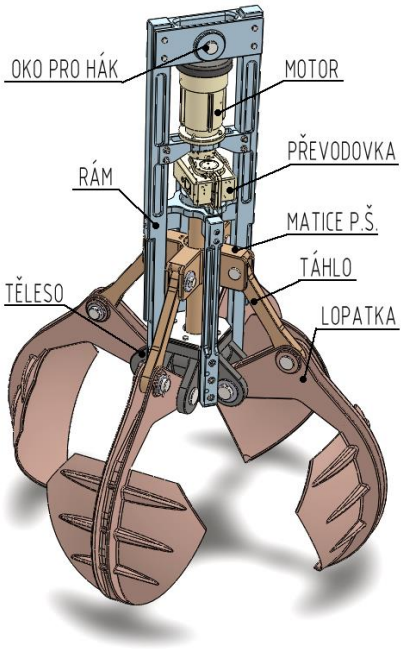

Obr. 6 - Koncepční návrhy

Mezi nevýhody, kterými se toto řešení pohonu pohybovým šroubem vyznačuje, patří především enormní velikost pohonného a pohybového ústrojí mechanismu v porovnání s nákladovým prostorem. Tuto nevýhodu je možné odstranit volbou jiné vhodnější geometrie. Tato možnost nápravy však skýtá zvýšení

silových účinků na táhla vedoucí od matice k lopatkám. Další nevýhodou oproti kladkovému či hydraulickému systému je použití více součástí, a tedy zvýšeného rizika možné poruchy.

Mezi výhodami se dozajista objeví možnost snazšího krytí mechanismu proti proniknutí nečistot (v porovnání s kladkovým). Nespornou výhodou, na kterou systém hydraulický již z podstaty nikdy nedosáhne, je absence potřeby odvzdušnění tlakového rozvodu oleje před spuštěním, či po revizi. Další výhodou je dozajista jednoduchost celého mechanismu.

I přes vyjmenované výhody a nevýhody se polypový tvar lopatky a PŠ uložený v pevném tělese staly výchozími předpoklady pro další řešení návrhu, jelikož ostatní dohledané pohony nesplňovaly všechny požadavky.




Obr. 7- Sestava úchopné hlavice - náčrt

## 3.3. Výpis a zdůvodnění výběru prvků sestavy a jejich konstrukčního řešení

Tato podkapitola bude věnována popisu funkce a zdůvodnění zvoleného konstrukčního řešení všech navrhovaných, či kupovaných prvků použitých v sestavě.

V textu je odkazováno na pozice z obrázku Obr. 8 - Základní pozice sestavy.

### 3.3.1. Těleso hlavice

Těleso úchopné hlavice (4) je hlavním nosným prvkem celé sestavy. Budou na něj připevněny pomocí čepů se závlačkami všechny lopatky, uvnitř tělesa se pak také počítá s ložiskovým domkem pro ložiska pohybového šroubu.

Ložiska jsou proti uvolnění zajištěna deskou a šrouby (14). V desce se nachází uložení pro vrapovou hadici (13), mající za úkol zabránit vniknutí nečistot do prostoru kolem ložisek a do závitu pohybového šroubu.

Těleso hlavice by mělo být obrobeným odlitkem, zejména z důvodu jeho komplikovaného tvaru. V praxi se lze setkat i s použitím svařence.

Rozměry tělesa jsou volené a odvíjel se od nich další návrh sestavy. Jejich podrobný návrh by vyžadoval kontrolní analýzu pomocí metody konečných prvků (MKP), která přesahuje rozsah této práce.

### 3.3.2. Lopatky

Lopatky úchopné hlavice (5) přicházejí do bezprostředního kontaktu s manipulovaným materiálem, a jsou proto vystaveny nejvyšší míře možného opotřebení.

K ostatním dílům ze sestavy, tedy k táhlům (6) a tělesu (4), jsou lopatky uchyceny výhradně pomocí čepů se závlačkami (7, 8,).

Lopatky by, z důvodu odlehčení sestavy, měly být konstrukčně řešeny s největší pravděpodobností jako svařenec, jako je tomu i v případě četných již realizovaných projektů. [21], [24]

Veškeré rozměry a geometrie tohoto dílu byly volené, či jejich velikost byla určena metodou zběžného poměření a poměrného zvětšení/zmenšení s již existujícími exempláři. Od těchto zvolených rozměrů a geometrie dílu se odvíjel další návrh mechanismu.

### 3.3.3. Táhla

Tyto díly slouží k přenosu pohybu a síly zvedací z matice pohybového šroubu (11) na lopatku (5). Geometrie a podélný rozměr dílu byly voleny, namáhané průřezy budou zkontrolovány v dalším textu na tah, respektive na vzpěr.

### 3.3.4. Rám

Jednotlivé komponenty pohonu a mechanismu drapáku budou zavěšeny na rámu (Obr. 16 - Pozice rámu).

Je tedy nezbytně nutné zajistit pevné spojení všech dílů sestavy s dílem, na kterém to doslova „*bude vše viset*“. Tímto dílem budiž nosný rám. Sestává se ze třech hlavních dílů (1, 2, 2). Do podsestavy rámu lze z kategorizačního hlediska zařadit také díly, které slouží k uchycení a zajištění dílů pohonu (3, 17, 19). V díle (3) by mělo být uloženo radiální válečkové ložisko, zajišťující souosost horního dílu PŠ a výstupního hřídele pohonu. Tyto dva díly jsou spojeny rovnobokým drážkováním.

Nutné je také zajistit možnost rozebrat celou sestavu, například z důvodu revize, či výměny součástí poškozených, nebo, za vhodných podmínek, dílů končících svou životnost. To je také důvod, proč je rám pospojovaný šrouby a nikoli svary. Svar je možné využít pouze v případě přichycení krytu motoru k hornímu dílu rámu. (19, 2)

Na nosném rámu by se pak měla v jeho horní části nacházet kladka, či závěsné oko pro hák, který bude spojen lanem se závěsným jeřábem. V dalším návrhu bude počítáno s okem pro hák reprezentované čepem (18). Hák, či podobné závěsné zařízení obsahující kladku či kladkostroj by mělo být již součástí jeřábu.

Výběr či návrh závěsného jeřábu závisí na parametrech manipulačního prostoru (haly), kde bude úchopná hlavice umístěna. Předpokládáno je zavěšení na halovém konzolovém jeřábu, o předepsané nosnosti (dle dalšího textu), který bude mimo jiné zajišťovat i přívod elektrického proudu pro napájení motoru pohonu mechanismu a motoru mazacího čerpadla.

### 3.3.5. Pohybový šroub (PŠ)

Pohybový šroub jest základním prvkem pohonu a důvodem pro enormní vertikální rozměr celé sestavy.

Uložen je v ložiskách. Jeho pata, vybavená osazením, se nachází pevně zajištěná mezi soudečkovými ložisky (15) od výrobce SKF [17] v tělese hlavice, v horní části je pak vyfrézováno rovnoboké drážkování pro spojení s hřídelem z redukční převodovky pohonu (12). Uložení v horní části je opět doplněno použitím ložiska (pozice 16, viz. kap. 3.3.4).

Šroub by měl být chráněn proti nečistotám vrapovou hadicí (13), která by měla být pevně spojena s maticí šroubu, s pojistnou deskou na tělese hlavice, a na druhém konci šroubu pak s dílem rámu (3).

Závit šroubu je vhodné volit z důvodu obousměrného chodu lichoběžníkový rovnoramenný (Tr XX×XX). Jeho velikost bude v rámci praktické části dopočítána.

### 3.3.6. Matice pohybového šroubu

Matice pohybového šroubu (11) zajišťuje silový převod z rotačního pohybu šroubu na translaci potřebnou pro zvednutí, či silové dovření lopatek hlavice.

Se šroubem je matice spojena závitem, s táhly pak pomocí čepu (9).

Možnému poškození převodové dvojice šroub-matice chodem přes krajní polohy by mělo být v ideálním případě zabráněno použitím vhodných snímačů. V úvahu přicházejí snímače dotyku, případně tlaku, umístěné na krajních dosedacích plochách.

### 3.3.7. Pohon

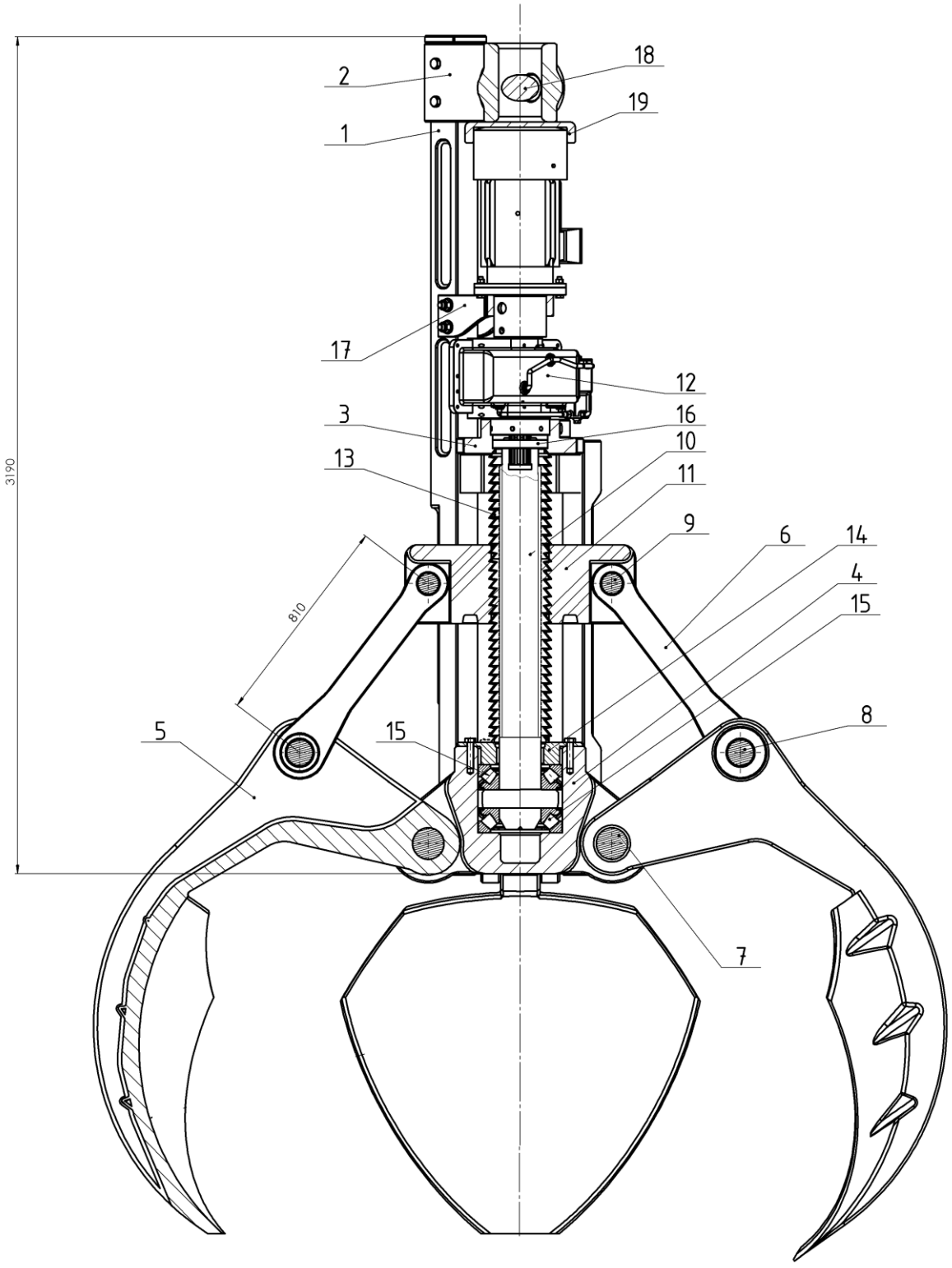
Vertikálně uloženému pohybovému šroubu bylo zapotřebí přizpůsobit i převodový mechanismus pro snížení otáček motoru a zvýšení točivého momentu přiváděného na šroub pohonu.

Vzhledem k vyvážení mechanismu, provedenému zachováním těžiště sestavy co nejblíže ose pohybového šroubu, přicházela jako první v úvahu převodovka planetová, kterou lze z její podstaty navrhnout tak, aby měla, ze všech možných konstrukčních řešení převodových mechanismů probíraných v bakalářském studiu, těžiště nejvíce v ose vstupního a výstupního hřídele. Podrobné a důsledné konstrukční řešení planetové převodovky ale převyšuje rozsah bakalářské úrovně studia, a tak byl tento návrh ještě ve stadiu nápadu doporučen k zamítnutí. Je však možné při realizaci a optimalizaci návrhu použít redukčního stupně, který by již byl součástí kupované sestavy motoru.

Jediným zbývajícím kandidátem ve výběrovém řízení je tedy pouze převodovka předlohová koaxiální (pozice 12). Převodovka byla navržena v rámci předmětu KC (Konstrukční Cvičení). Návrh převodového mechanismu pohonu je podrobně popsán v kapitole 5. ČÁST PRAKTICKÁ – NÁVRH POHONU.

Celý mechanismus pohonu bude následně v sestavě umístěn v poloze svislé, a to přímo nad drapákem, jak je vidno na obrázku (Obr. 7, Obr. 8 - Základní pozice sestavy).

Z důvodu zvolené polohy převodového mechanismu nebude možné pro mazání navrhovaného převodového mechanismu použít konvenční brodění kol v olejové lázni. Přívod maziva bude nutné zajistit použitím olejového čerpadla a soustavy kanálků vedoucích až nad místo záběru kol. Čerpadlo využívané pro nasátí oleje do rozvodné armatury bude vybaveno vlastním pohonem. Pohon čerpadla z hřídele převodovky není možné rozumně provést, jelikož by tak došlo k nárůstu již tak enormního svislého rozměru sestavy a v jeho závislosti k porušení kompaktnosti sestavy. Nevýhodou tohoto řešení je zvýšení možné nespolehlivosti systému vlivem použití dalšího akčního prvku.

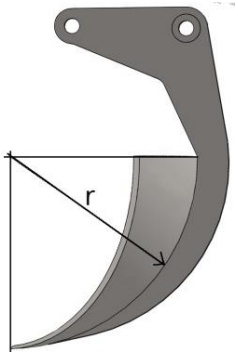



**Obr. 8 - Základní pozice sestavy**

# 4. ČÁST PRAKTICKÁ – NÁVRH PRVKŮ HLAVICE

V této kapitole budou postupně navrženy a následně zkontrolovány rozměry jednotlivých prvků sestavy.

## 4.1. Silový rozbor lopatky




Obr. 9 - Lopatka

Aby bylo možné začít provádět samotné návrhové výpočty jednotlivých komponent úchopné hlavice, bylo nutné nejprve závazně zvolit základní geometrii funkčních prvků úchopného mechanismu.

Návrh začal u lopatky, jakožto primárního funkčního prvku, kterému by měly být podřízeny komponenty ostatní.

Základním voleným rozměrem byl požadovaný plánovaný objem nákladové části, který byl stanoven $2m^3$. Z tohoto rozměru byla jednoduchým výpočtem odvozena minimální hodnota poloměru půdorysu čtvrtiny nákladového prostoru.

$$V_{min} = 2m^3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{3} \pi r^3 \quad (1)$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{V_{min}}{\pi} \cdot \frac{3}{2}} = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{3}{2}} = 0{,}98m \rightarrow r = 1m \quad (2)$$

Hlavní rozměr lopatky je tedy dle návrhu její poloměr r (viz. Obr. 9 - Lopatka), který je roven *1m*. Od tohoto rozměru byly následně odvozeny všechny zbývající funkční rozměry mechanismu, jak patrno z dalšího textu.

Pro silový rozbor bylo použito schématu zvedáku lopatky drapáku pro případ zavírání (nabírání materiálu), kde vedle gravitačních sil na jednotlivé součásti působí na mechanismus také síla odporová $F_{odp}$ jako reakce na pronikání lopatky do nabíraného materiálu. Tím je způsobeno vyšší namáhání jednotlivých dílů. Následně byly pro řešení z daného schématu odvozeny statické rovnice pro směr osy x, y a rovnice momentové.

$$x_2: \; R_{Ax} + R_{Bx} = 0 \Rightarrow R_{Ax} = -R_{Bx} \quad (3)$$

$$y_2: \; F + R_{By} - G_t = 0 \quad (4)$$

$$M_{A2}: \; R_{Bx} l_t sin\psi + R_{By} l_t cos\psi - \frac{1}{2} G_t l_t sin\psi = 0 \quad (5)$$

$$x_3: \; R_{Cx} - R_{Bx} + F_{odp} cos\delta = 0 \quad (6)$$

$$y_3: \; R_{Cy} - R_{By} - G_l + F_{odp} sin\delta = 0 \quad (7)$$

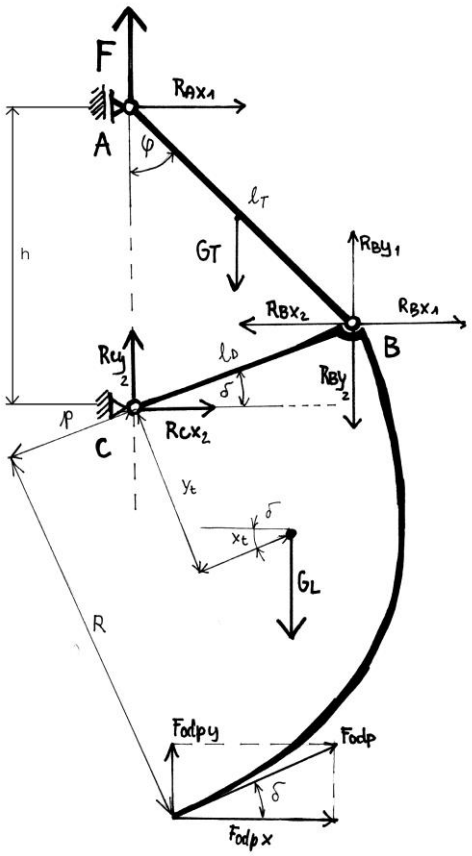
$$M_{C3}: R_{Bx} l_d sin\delta + F_{odp} R - R_{By} l_d cos\delta - G_l (x_t cos\delta + y_t sin\delta) = 0 \quad (8)$$

Neznámými veličinami v těchto rovnicích jsou reakce $R_{Ax}$, $R_{Bx}$, $R_{Cx}$, $R_{By}$, $R_{Cy}$ a síla $F$. Známými konstantami potom $F_{odp}$, $G_l$, $G_t$ a rozměry $x_t$, $y_t$, $l_d$, $l_t$, $R$.

Jejich hodnoty jsou zvoleny a uvedeny v tabulce (

Tab. 1).

Hodnoty tíhových sil $G_l$ a $G_t$ a geometrických rozměrů jsou určeny z hmotností předběžného modelu vytvořeného virtuálně v rámci prostředí CAD, hodnota $F_{odp}$ je zvolena jako předpokládaná odporová síla




působící na lopatku při pronikání do nabíraného materiálu. Hodnoty rozměrů $l_d$ a $l_t$ byly zvoleny s ohledem na kompaktnost sestavy.

**Tab. 1 – Volené hodnoty a známé rozměry**

| $F_{odp}$ [N] | $G_l$ [N] | $G_t$ [N] | $x_t$ [mm] | $y_t$ [mm] | $l_d$ [mm] | $l_t$ [mm] | R [mm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 000 | 12 139 | 300 | 440 | 700 | 600 | 810 | 1 700 |

Úhly $\psi$ a $\delta$ jsou pomocí věty kosinové vyjádřeny na základě náčrtku (Obr. 11 - Silové účinky v mechanismu) jako:

$$\psi = \arccos\left(\frac{l_t^2 - l_d^2 - h^2}{-2 l_d h}\right) \quad (9)$$

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{l_d^2 - h^2 - l_t^2}{-2 h l_t}\right) \quad (10)$$

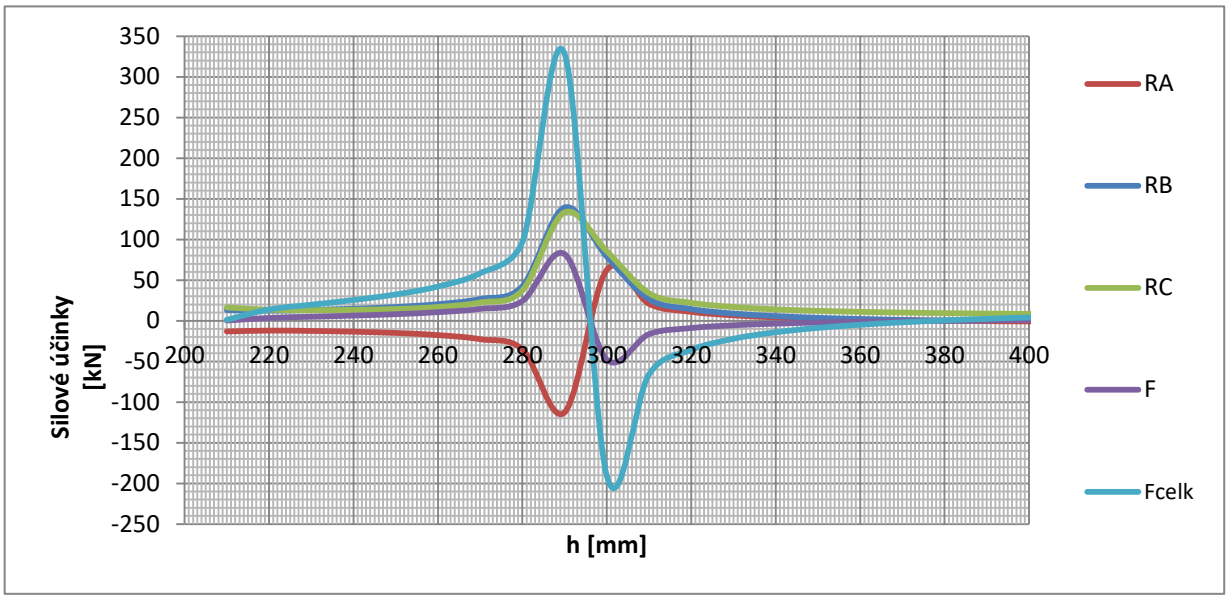
Ve výpočetním programu MatLab [13] byly následně dosazením do matice soustavy statických rovnic dopočítány velikosti silových účinků v závislosti na zdvihu $h$ obecné vazby A (matice pohybového šroubu).

Odečet maximálních hodnot silových účinků, pro které budou v dalším oddílu tohoto textu navrhovány rozměry komponent, byl proveden z grafu vytvořeného z tabulky výsledků pro zvolené



Obr. 11 - Silové účinky v mechanismu

hodnoty zdvihů (od *h=220* až *880 mm*). Důležité změny v působících silách vedoucí k dosažení možných maximálních hodnot se však projevují pouze v okolí zdvihu *h=290mm*, jak je patrno z grafu (Obr. 12).




Obr. 12 – Graf závislosti silových reakcí v mechanismu lopatky na zdvihu h

Odečtené maximální hodnoty silových účinků jsou přehledně uvedeny v tabulce (

Tab. 2), přičemž platí:

$$R_A = R_{Ax}\,; R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}\,; R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} \tag{11}$$

Tab. 2 – Maximální hodnoty reakcí ve vazbách mechanismu lopatky

| $R_A$‘ [N] | $R_B$‘ [N] | $R_C$‘ [N] | F‘ [N] | $F_{celk}$‘ [N] |
|---|---|---|---|---|
| $1{,}13\cdot10^5$ | $1{,}39\cdot10^5$ | $1{,}33\cdot10^5$ | $8{,}21\cdot10^4$ | $3{,}28\cdot10^5$ |

Při dalších výpočtech je nutno mít na paměti, že výpočet byl prováděn pouze pro čtvrtinu sestavy, a tak zvedací síla $F_{celk}$, kterou přenáší lopatky přes táhla na matici pohybového šroubu, je rovna čtyřnásobku vypočítané síly *F*.

Z důvodu možných nepřesností ve volených parametrech, zejména pak odhadu síly odporové $F_{odp}$, byly síly pro další výpočty zvětšeny vynásobením voleným koeficientem bezpečnosti *s=1,45*.

Obr. 13 - Výpočtové hodnoty reakcí ve vazbách

| $R_A$ [N] | $R_B$ [N] | $R_C$ [N] | F [N] | $F_{celk}$ [N] |
|---|---|---|---|---|
| $1{,}6\cdot10^5$ | $2\cdot10^5$ | $1{,}92\cdot10^5$ | $11{,}9\cdot10^4$ | $4{,}8\cdot10^5$ |

Nyní je možné přejít k návrhu jednotlivých funkčních komponent sestavy úchopné hlavice.

## 4.2. Návrh a kontrola pohybového šroubu

Dle zadání je hlavní pohyb mechanismu zajišťován převodovou dvojicí pohybový šroub a matice.

### 4.2.1. Základní rozměry

Návrh pohybového šroubu pro převod rotačního pohybu z pohonu na translační pohyb matice byl prováděn dle doporučení uvedených v literatuře. [1],[15] Veškeré volené či doporučené hodnoty mají původ tam.

Materiálem, který bude v návrhu dále uvažován pro výpočty rozměrů šroubu a matice, byla zvolena ocel ČSN 12 050, dle doporučení. Profil závitu byl zvolen, vzhledem k symetricky střídavému namáhání, normovaný lichoběžníkový dle ČSN 01 4050, značený Tr d×P, kde d značí daný jmenovitý průměr a P zvolenou rozteč. [12]

Základní návrhový rozměr pro návrh pohybového šroubu je střední průměr závitu, určený z namáhání na tlak, který je zapříčiněn zatížením matice pohybového šroubu.

$$d_2' = \sqrt{\frac{F_{celk}}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4{,}8 \cdot 10^5}{\pi \cdot 0{,}5 \cdot 2 \cdot 10}} = 123{,}61mm \tag{12}$$

Kde:

$p_{DOV}$ *= střední tlak (napětí) v závitech, dle doporučené tabulky volím pro kontakt oceli s ocelí* $p_d$*=10 N.mm*$^{-2}$*; F značí osovou sílu v pohybovém šroubu;* $\psi_H$ *voleno dle literatury rovno* 0,5 *a parametr* $\psi_h$*=2, taktéž dle tabulky.*

Z výsledku návrhového výpočtu $d_2$*'=123,6 mm*, byl zvolen rozměr $d_2$ *= 152mm,* s ohledem na dostupné velikosti normovaných profilů zvoleného závitu (dle normy ČSN 01 4050). [12]

**Tab. 3 – Rozměry a parametry pohybového šroubu**

| Název | Značení | Velikost |
|---|---|---|
| Střední průměr závitu | d2 | 152 [mm] |
| Vnější průměr šroubu | d | 160 [mm] |
| Průměr jádra | d3 | 140 [mm] |
| Vnitřní průměr matice | D1 | 144 [mm] |
| Počet chodů | i | 1 [-] |
| Rozteč | P | 16 [mm] |
| Výška profilu | H1 = (d-d3)/2 | 10 [mm] |
| Průřez jádra (pro kontrolu) | S3 | 15393 [mm$^3$] |
| Součinitel tření (ocel-ocel) | f | 0,1 [-] |
| Dovolený tlak v závitech | $p_{DOV}$ | 10 [MPa] |
| Dovolené napětí v tlaku/tahu | $\sigma_{DOV}$ | 230 [N.mm$^{-2}$] |

Dle tabulek závitů [12] byly dohledány ostatní rozměry zvoleného závitu a zvoleny parametry dle požadavků na vlastnosti převodu. Uvedeny jsou v tabulce Tab. 3.

Počet chodů byl volen s ohledem na požadavek na nutnou samosvornost závitu. Důvodem je zaručení stability mechanismu.

Dle logiky použité literatury je dalším krokem odvození úhlu stoupání $\gamma$ a úhlu boku $\beta_n$ profilu a úhlu třecího, značeného $\varphi'$. Úhly jsou určeny ze vztahů:

$$tg\,\gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \quad \gamma = arctg\left(\frac{1 \cdot 16}{\pi \cdot 152}\right) = 1{,}92° \tag{13}$$

$$tg\beta_n = tg\,\beta \cdot \cos\gamma \rightarrow \quad \beta_n = arctg(tg(15°) \cdot \cos(1{,}92°)) = 14{,}99° \tag{14}$$

$$tg\varphi' = \mathrm{f}' = \frac{f}{\cos\beta_n} \quad \rightarrow \quad \varphi' = arctg\left(\frac{0{,}1}{\cos(14{,}99°)}\right) = 5{,}91° \tag{15}$$

Přičemž hodnota $\beta$ je určena dle doporučení pro závit s profilem Tr jako $\beta=15°$.

Dalším krokem v návrhu převodového mechanismu, je určení výšky matice $h$ a počtu činných závitů značených zkratkou $z'_{\check{c}}$, dle vztahů:

$$h = \psi_h \cdot d_2 = 2 \cdot 142 = 304\ mm \tag{16}$$

$$z'_{\check{c}} = \frac{h}{P} = \frac{284}{16} = 19\ [závitů] \tag{17}$$

Doporučení uvádí, že pro $z>8$ se počet činných závitů uvažuje v rozmezí $z_{č}=(8 \div 10)$. V tomto případě $(z=17{,}8)$ je tedy pro další kontroly uvažováno, s ohledem na skutečné poměry v závitu, $z_{č}$ rovno $10$.

### 4.2.2. Kontroly pohybového šroubu

Základním kontrolním výpočtem je kontrola otlačení činných závitů. [2]

$$p = \frac{Q}{z_{\check{c}} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{DOV} \tag{18}$$

$$p = \frac{4{,}48 \cdot 10^5}{10 \cdot \pi \cdot 152 \cdot 10} = 9{,}38\ MPa < p_{DOV} = 10MPa$$

Kde Q opět značí $F_{zv}=4{,}8 \cdot 10^5$ N a hodnoty $d_2$, $H_1$ a $z_{č}$ jsou uvedeny v tabulce (Tab. 3 – Rozměry a parametry pohybového šroubu).

Dalším kritickým místem, které je nutno podrobit kontrole, je dřík šroubu. Kontrola vychází z určení napětí v tlaku v jádře součásti. Hodnota dovoleného napětí je dle literatury pro zvolený materiál, kterým je ocel třídy ČSN 12.050 (dle EN 1.0503) rovna mezi kluzu $\sigma_{Kt} = 345\ N.mm^{-2}$ snížené o hodnotu bezpečnosti k=1,5, tedy $\sigma_{DOV} = 230\ N.mm^{-2}$.

Nejprve bylo určeno tlakové napětí.

$$\sigma = \frac{F_{celk}}{S_3} = \frac{F_{celk}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4{,}8 \cdot 10^5}{\frac{\pi \cdot 132^2}{4}} = 29{,}1\ N \cdot mm^{-2} \tag{19}$$

Dále byl šroub kontrolován na dosahované napětí v krutu.

$$\tau = \frac{M_{k\check{s}}}{W_{k\check{s}}} \tag{20}$$

$$\tau = \frac{Q\frac{1}{2}d_2 tg(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{4{,}48 \cdot 10^5 \cdot 152 \cdot tg(1{,}92° + 5{,}91°)}{\frac{\pi \cdot 140^3}{16}} = 8{,}69\ N \cdot mm^{-2} \tag{21}$$

Z napětí v krutu a tlaku bylo pro posouzení celkového napětí určeno redukované napětí dle hypotézy Trescovy (α=2).

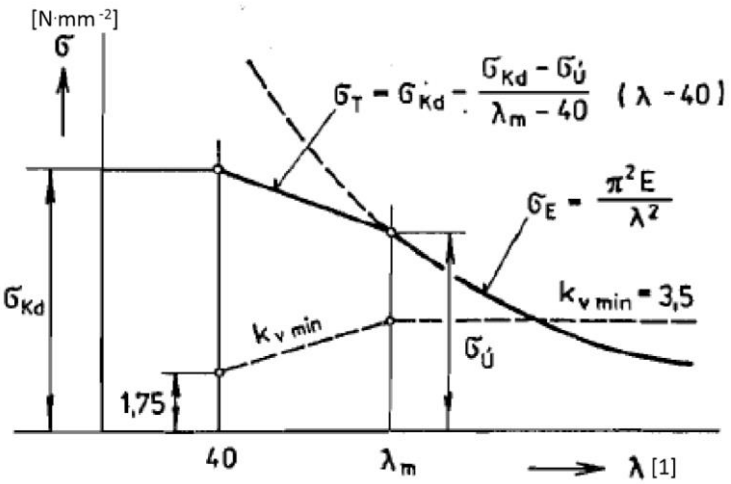
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha\tau)^2} = \sqrt{29{,}1^2 + (2 \cdot 8{,}69)^2} = 33{,}90\ N \cdot mm^{-2} \quad (22)$$

Porovnáním hodnoty redukovaného napětí a napětí dovoleného byla určena výsledná bezpečnost.

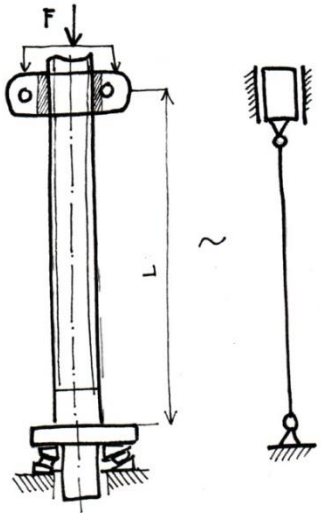
$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{red}} = \frac{230}{33{,}9} = 6{,}8 > k_{min} = 1{,}75 \quad (23)$$

Jelikož z podstaty zatěžování může dojít v daném mechanismu k namáhání vzpěrem, bylo zapotřebí provést i tuto kontrolu.

Nejprve je více než vhodné posoudit, zda je tato kontrola vůbec nutná. Při tomto nelehkém rozhodování velmi pomohl diagram (Obr. 15), který rozděluje napětí v závislosti na štíhlostním poměru nosníku na oblast řešení dle Eulera, Tetmajera a oblast čistého tlaku.




Obr. 15 – Rozdělení oblastí řešení vzpěru




Obr. 14 – Schematizace šroubu

Štíhlostní poměr $\lambda$ lze určit z výpočtové délky $l_v$, která se rovná součinu koeficientu vlivu uložení $\mu$ a délky nosníku $L$, a poloměru setrvačnosti $i_x$ pro kruhový průřez. Kontrola na vzpěr je nutná od $\lambda_{mez}=40$. Schéma pohybového šroubu lze modelovat jako nosník s rotačně-posuvnou a rotační vazbou. (viz. Obr. 14)

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{\mu \cdot L}{\frac{1}{4} \cdot d_3} = \frac{(1 \cdot 971)}{0{,}25 \cdot 140} = 27{,}74 < \lambda_{mez} \quad (24)$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že hodnota $\lambda_{mez}$ přesažena nebyla, a ke vzpěru tak v nosníku nedojde. Výpočet bezpečnost ve vzpěru tedy pozbývá v tomto konkrétním případě smyslu.

### 4.2.3. Energetické poměry na šroubu

Účinnost závitové dvojice je dána vztahem:

$$\eta_z = \frac{tg(\gamma)}{tg(\gamma + \varphi')} = \frac{tg(1{,}92°)}{tg(1{,}92° + 5{,}91°)} = 0{,}24 \rightarrow 24\% \quad (25)$$

Pomocí tohoto parametru je v kapitole věnované návrhu převodovky, **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**dopočítána celková účinnost převodového mechanismu, podle které je vybrán motor pro pohon.

### 4.2.4. Výpočet rychlosti posuvu matice PŠ

Rychlost posuvu matice lze určit z počtu chodů *i*, rozteče *P* a žádaných otáček šroubu $n_š$.

Otáčky šroubu jsou určeny vybraným elektromotorem pohonu a převodovým poměrem převodovky. Dle dalšího textu jsou otáčky motoru určeny jako *1483 min*$^{-1}$. Otáčky výstupního hřídele převodovky, a tedy i pohybového šroubu jsou tedy $n_š$ *=74,15 min*$^{-1}$.

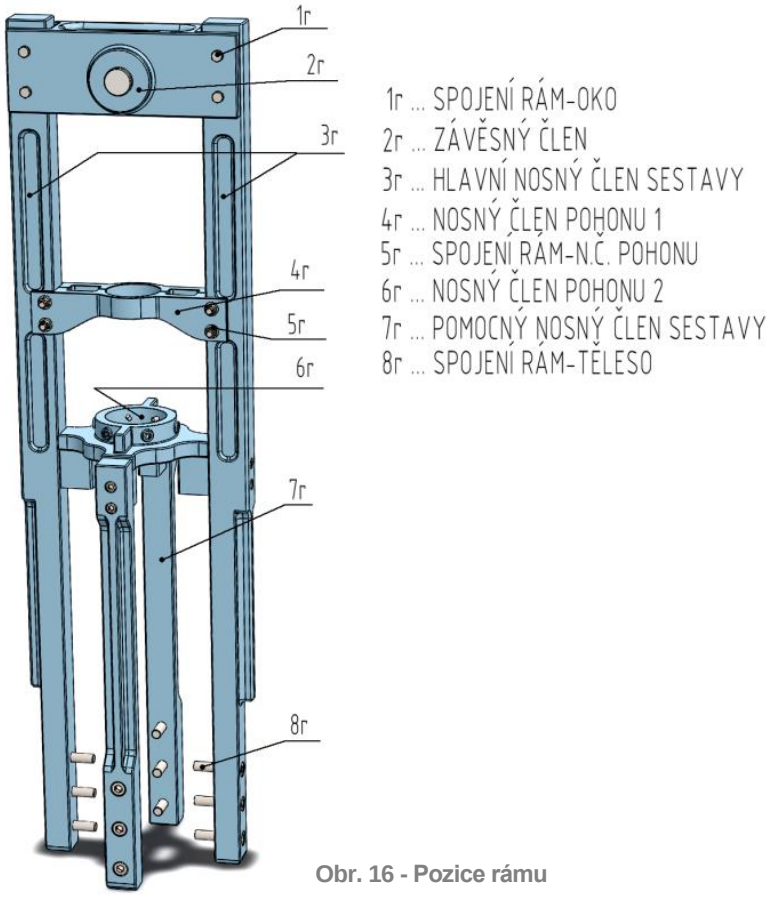
Rychlost posuvu matice je stanovena ze vztahu:

$$v_{aš} = \frac{i \cdot P \cdot n_š}{60} = \frac{1 \cdot 16 \cdot 74{,}15}{60} = 19{,}8\ mm \cdot s^{-1} \tag{26}$$

Matice pohybového šroubu se tedy při maximálních otáčkách může pohybovat až rychlostí $v_{aš}$*=19,8 mm.s*$^{-1}$.

## 4.3. Rám

Pro zavěšení sestavy úchopné hlavice byl zvolen a navrhnut nosný rám, sestávající se ze tří hlavních (pozice), a dvou vedlejších (pozice) kusů (Obr. 7). Jako součást rámu lze chápat i díly, které slouží k upevnění jednotlivých dílů na rám (pozice).




Obr. 16 - Pozice rámu

Návrhovým vztahem pro výpočet průřezu nosného rámu byl vztah určující dovolené napětí v tahu:

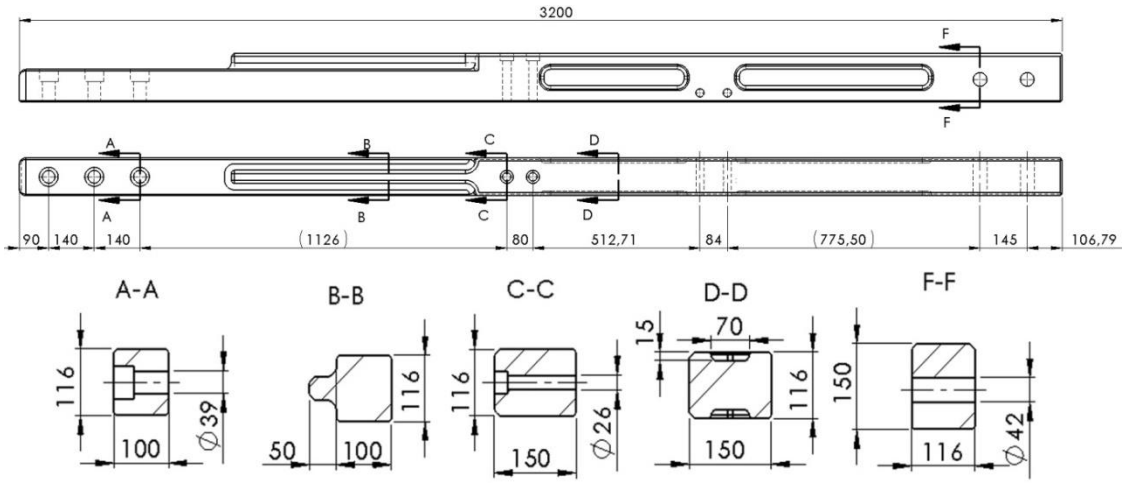
$$\sigma_{DOV} = \frac{G}{S} \rightarrow S = \frac{G}{\sigma_{DOV}} = \frac{m_s \cdot g}{\sigma_{dov}} \tag{27}$$

kde G značí tíhovou sílu celé sestavy (tedy součin hmotnosti sestavy $m_s$ a gravitačního zrychlení *g)*, $\sigma_{dov}$ je dovolené napětí v tahu pro zvolený materiál a *S* je minimální průřez.

Z CAD modelu bylo odečteno, že hodnota předběžné hmotnosti soustavy včetně nákladu se bude rovnat *m=10 000 kg*, z toho odvozená výpočtová hodnota celkové gravitační síly působící na sestavu je *G=98100 N*. Pro zvolený materiál, kterým je konstrukční ocel třídy dle normy ČSN 11.600, je hodnota dovoleného napětí zvolena $\sigma_{DOV}$*=110 N mm*$^{-2}$.[19] Po dosazení tedy:

$$S = \frac{m \cdot g}{\sigma_{DOV}} = \frac{9{,}81 \cdot 10^4}{110} = 892\ mm^2 \tag{28}$$

Tento rozměr musí být zajištěn v nejužším místě rámu, tedy těsně vedle děr pro šrouby a v horní části rámu, kde dochází k největšímu namáhání vlivem nesené hmotnosti.




Obr. 17 - průřezy rámu

Plochy jednotlivých průřezů navrženého rámu z obrázku (Obr. 17) jsou uvedeny v tabulce. Hodnota vypočteného napětí pro daný průřez je odvozena od tahového zatížení výpočtovou hodnotou $F_g$*= 98100 N*. (*σ=F/S*)

Tab. 4 - Průřezy nosného rámu

| **poloha** | **A-A** | **B-B** | **C-C** | **D-D** | **F-F** |
|---|---|---|---|---|---|
| plocha řezu ***S*** | *6947 mm*$^2$ | *13621,7 mm*$^2$ | *13028 mm*$^2$ | *15211 mm*$^2$ | *12403 mm*$^2$ |
| napětí ***σ*** | *14,13 N.mm*$^{-2}$ | *7,20 N.mm*$^{-2}$ | *7,55 N.mm*$^{-2}$ | *6,47 N.mm*$^{-2}$ | *7,91 N.mm*$^{-2}$ |

Hodnoty napětí respektují požadavek na snížení dovoleného napětí z důvodu možné existence vrubů, cyklického zatěžování součásti a s touto problematikou spojené únavy materiálu.

#### 4.3.1.1. Oko pro hák jeřábu

Oko pro hák jeřábu je jiný název pro čep upevněný do děr ve vrchní části sestavy nosného rámu.

Při návrhu průměru bylo uvažováno namáhání střihem a ohybem. Při porovnání byl zvolen větší průměr z obou metod.

**Střihová složka:**

$$d' = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt{\frac{10000 \cdot 9{,}81 \cdot 4}{\pi \cdot 85}} = 38{,}33mm \tag{29}$$

**Ohybová složka**

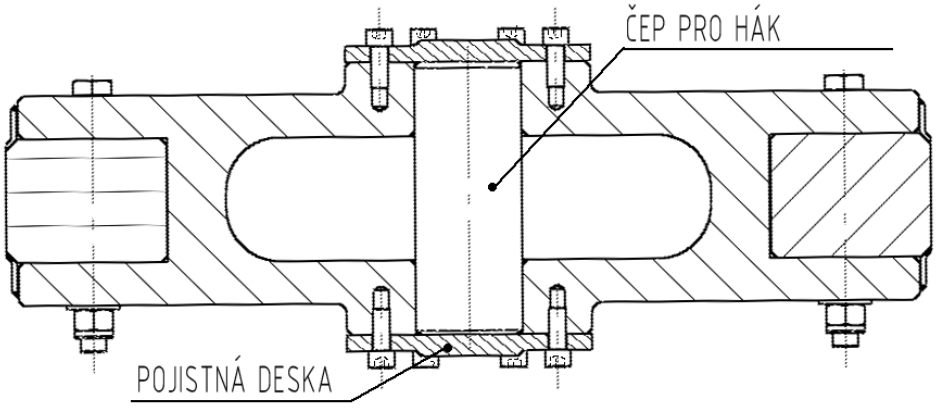
Pro výpočet namáhání v ohybu byl určen maximální ohybový moment, a to ve středu čepu. Dovolené napětí bylo zvoleno pro materiál ČSN 11.600 rovno *100 MPa*. Délka čepu byla uvažována *116 mm*, odečteno z CAD modelu.

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{1}{4} \cdot m \cdot g \cdot L_{jčep}}{\frac{\pi \cdot d'^{\,3}_{jčep}}{32}} \rightarrow d'_{jčep} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot m \cdot g \cdot L_{čep}}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} \tag{30}$$

$$\rightarrow d'_{jčep} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10000 \cdot 9{,}81 \cdot 116}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10000 \cdot 9{,}81 \cdot 116}{\pi \cdot 100}} = 66{,}2\ mm \tag{31}$$

Pro čep byla tedy zvolena hodnota průměru závěsného čepu, s ohledem na bezpečnost kritického prvku, rovna $d_{jčep}$*=100mm*

Oko bude v rámu proti vypadnutí zajištěno dvojicí desek a dvanácti šrouby M12 s vnitřním šestihranem.(Obr. 18)




Obr. 18 - Zajištění čepu

### 4.3.2. Šroubová spojení na rámu

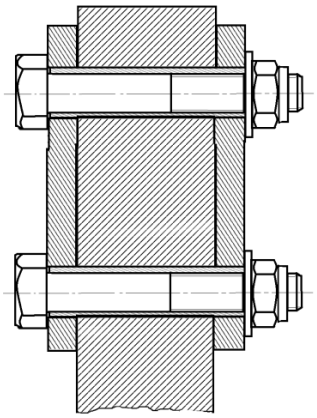
Ke zbytku sestavy bude rám přimontován sadou pevnostních šroubů, jejichž kontrola proběhne v rámci tohoto oddílu.

Navrhovány byly z namáhání na střih. Uvažovaná zátěžná síla je rovna gravitační síle působící na sestavu, plocha pak součet ploch jednotlivých jader dříků šroubů. Použity budou šrouby lícované, jelikož obyčejné na střih namáhané býti nesmí.

Návrhovým vztahem pro výběr šroubů byl vztah pro napětí při namáhání ve střihu, ze kterého byl odvozen vztah pro výpočet průměru jádra šroubu.

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d'^{\,2}_3}{4}} \rightarrow d'_{3i} = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot 4}{N \cdot \pi \cdot \tau_{dov}}} \tag{32}$$

Kde *N* značí počet použitých šroubů ve spojení, *F* je zatěžující síla, *S* plocha jádra dříku šroubu, $g$ gravitační zrychlení.



Obr. 19 - Spojení rám-horní rám

#### 4.3.2.1. Spojení rám-oko háku

Toto šroubové spojení se nachází v horní čísti sestavy, a zajišťuje dva hlavní kusy nosného rámu spolu s nosným dílem, sloužícím ke spojení se závěsným jeřábem.

Zátěžnou silou v tomto případě je tíha sestavy uvedená v předchozím oddíle, počet šroubů N je roven čtyřem. Z důvodu namáhání spojení střihem je však šroubové spojení nutné doplnit střižným pouzdrem. Jeho výpočet byl proveden obdobně jako výpočet šroubu. Plocha zatěžovaného průřezu je obsah mezikruží.

$$\tau = \frac{G}{N \cdot S} = \frac{G}{N \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \rightarrow D' = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot 4}{\tau_{DOV} \cdot \pi \cdot N} + d'^2} \tag{33}$$

Kde N je označením počtu šroubů, hledaný průměr vnější nese označení D a d je vnitřní průměr pouzdra určený výpočtem minimálního průřezu samotného šroubu. Výpočtová hodnota dovoleného napětí ve střihu je $\tau_{DOV}$=*50 N.mm*$^{-2}$. [19]

Výpočet vnitřního průměru, tedy průměru šroubu umístěného v pouzdře, vycházel z namáhání na střih.

$$d' = \sqrt{\frac{10000 \cdot 9{,}81 \cdot 4}{4 \cdot \pi \cdot 50}} = 25\ mm \tag{34}$$

Jako vnitřní průřez pouzdra byl zvolen průměr *24,5 mm*, jelikož tento rozměr je typu díra, výsledný nosný průřez tedy snižuje. a mohlo býti přikročeno k výpočtu vnějšího průřezu pouzdra šroubu.

$$D' = \sqrt{\frac{10000 \cdot 9{,}81 \cdot 4}{50 \cdot \pi \cdot 4} + 25^2} = 35{,}35\ mm \rightarrow D = 40\ mm \tag{35}$$

Rozměry střižného pouzdra sloužícího pro ochranu šroubového spojení na pozici rám-vrchní díl rámu je trubka *40×7,5*. Délka pouzdra je dle CAD modelu *L=236mm*.

Šroub v tomto spojení je vybrán dle normy ISO 4017 o velikosti M24×240 pevnostní třídy 12.9.

Šroub je na místě zajištěn podložkou a příslušnou samojistnou maticí dle ISO 7040. [12]

#### 4.3.2.2. Spojení rám-těleso

Pro toto šroubové spojení držící těleso s lopatkami drapáku na závěsném rámu byl vybrán šroub s vnitřním šestihranem dle ISO 4762.

Jako zatěžující síla byla zvolena hodnota gravitační síly působící na sestavu, která byla odečtena z předběžného CAD modelu a navýšena o předpokládanou maximální hmotnost manipulovaného nákladu, tedy $m=10^4 kg$. Jako dovolená hodnota napětí ve střihu $\tau_{dov}$ byla zvolena hodnota $100\ N.mm^{-2}$.[19] Počet šroubů na hlavním nosném rámu je předběžně zvolen roven šesti.

$$d_3' = \sqrt{\frac{10000 \cdot 9{,}81 \cdot 4}{6 \cdot \pi \cdot 100}} = 14{,}42\ mm \tag{36}$$

Z důvodu zajištění potřebné bezpečnosti byla hodnota navýšena na 36 mm.

Zpětným dosazením do výpočetního vztahu pro napětí byla určena hodnota napětí dosahovaného v navržené součásti, a s jeho pomocí výsledná návrhová bezpečnost *k*.

$$\tau = \frac{10000 \cdot 9{,}81}{6 \cdot \pi \cdot \frac{36^2}{4}} = 16{,}06\ N \cdot mm^{-2} \rightarrow k = \frac{\tau_{dov}}{\tau} = \frac{100}{16{,}06} = 6{,}23 \tag{37}$$

Velikost vybraného šroubu pro toto spojení je

#### 4.3.2.3. Šroubové spojení těleso - zajištění ložiska

Ložisko pohybového šroubu bude proti uvolnění zajištěno přítlačným prvkem deskovitého tvaru, který bude spojen předepjatým šroubovým spojem k tělesu hlavice. (Obr. 20)

Dle použité literatury, [1],[15], lze výpočet předepjatého šroubového spojení provést dle následujícího postupu.

Prvním krokem je určení zátěžné síly. V tomto případě se jedná o sílu $F=4{,}8.10^5 N$, vypočtenou z mechanického schématu na úvodu části praktické. Tato síla bude snížena o hodnotu tíhy samotného pohybového šroubu. Tato je však dle předběžného modelu z CAD prostředí vůči síle F zanedbatelná (přibližně $2{,}3.10^3\ N$), a tak ve výpočtu uvažována nebude. Zátěžnou silou tedy je síla $F=1{,}2.10^5 N$. Počet šroubů ve spojení je uvažován N=4.

Návrh spojení vychází z předběžné volby parametrů a výpočtových předpokladů.

Součinitel tření *f* byl určen dle doporučení jako *0,14,* míra využití meze kluzu byla dle stejného doporučení volena rovna $v=1/k=0{,}85$ (kde *k* značí volenou bezpečnost), součinitel předpětí $q_z=1{,}3$, koeficient $k_\kappa=1{,}2$.

Materiálové parametry zvoleného šroubu pevnostní třídy 12.9 jsou mez pevnosti $\sigma_{pt}=1180 N.mm^{-2}$, mez kluzu $\sigma_{kt}=1060 N.mm^{-2}$, a mez únavy $\sigma_{c(-1)}=390 N.mm^{-2}$. Modul pružnosti E je uvažován $2{,}1.10^5\ N.mm^{-2}$.

$$d`_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot k_\kappa \cdot (1+q_z)}{\pi \cdot \nu \cdot \sigma_{kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}2 \cdot 10^5 \cdot 1{,}2 \cdot (1+1{,}3)}{\pi \cdot 0{,}85 \cdot 1060}} = 20{,}9\ mm \tag{38}$$

V tabulkách byl na základě znalosti minimálního průměru dříku šroubu dohledán rozměr šroubu. [12]

Jako první byl zvolen rozměr M24×1,5. Pro tento závit však později nevycházela dynamická kontrola, a tak se použitým šroubem pro toto spojení stal M30×1. Ve strojnických tabulkách byly

dohledány rozměry tohoto závitu, a z nich dopočítány dle vzorců z literatury ([1],[15]) parametry $P$, $\gamma, \beta_n, \varphi'$.

$$\gamma = arctg\left(\frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) = arctg\left(\frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 28{,}77}\right) = 0{,}011\ rad \tag{39}$$

$$tg\beta_n = tg\ \beta \cdot \cos\gamma \rightarrow\ \beta_n = arctg(tg(30°) \cdot \cos(0{,}011\ rad)) = 0{,}52\ rad \tag{40}$$

$$tg\varphi' = \mathrm{f}' = \frac{f}{\cos\beta_n} \quad \rightarrow \quad \varphi' = arctg\left(\frac{0{,}14}{\cos(0{,}52)}\right) = 0{,}16\ rad \tag{41}$$

Otvor pro šroub v desce bude dle jemné řady mít průměr 31H12. Tloušťka desky byla zvolena jako $l_1$*=15,5 mm.* Důsledný návrh tloušťky by vyžadoval analýzu MKP.

Dalším krokem při výpočtu předepjatého šroubového spoje, schopného odolávat opakovanému namáhání, je výpočet tuhostí přitěžovaných a odlehčovaných prvků. V tomto případě je přitěžovaným „1" prvkem dřík šroubu, odlehčovaným „2" deska. Plocha dříku šroubu $S_3$ je plochou kružnice o průměru $d_3$, který byl v tabulkách dohledán roven *28,77 mm*. Velikost náhradní namáhané trubky v desce je 2,25 krát větší než průměr otvoru pro šroub $D_{otv}$.

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} = \frac{1}{E} \cdot \frac{l_1}{S_3} = \frac{15{,}5}{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 650{,}1} \rightarrow C_1 = 8{,}81 \cdot 10^6\ N.mm^{-1} \tag{42}$$

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_d} = \frac{1}{E} \cdot \frac{l_1 \cdot 4}{\pi \cdot D_{otv}^2(2{,}25^2 - 1)} = \frac{1}{2{,}1 \cdot 10^5} \cdot \frac{15{,}5 \cdot 4}{\pi \cdot 31^2(2{,}25^2 - 1)} \rightarrow \tag{43}$$

$$\rightarrow \quad C_2 = 42 \cdot 10^6 N.mm^{-1}$$

Montážní předpětí lze určit z diagramu předepjatého spoje (švec-spoj. součásti), či ze vztahu:

$$\mathrm{Q}_0 = \left(q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2}\right) F_h = \left(1{,}3 + \frac{42}{8{,}81 + 42}\right) 1{,}2 \cdot 10^5 = 238{,}01 \cdot 10^3\ N \tag{44}$$

Z podstaty zatěžování je montážní předpětí také rovno střední hodnotě $Q_m$. Hodnotu amplitudy zatěžování lze určit takto:

$$Q_a = \left(\frac{C_1}{C_1 + C_2}\right) F_h = \left(\frac{8{,}81}{8{,}81 + 42}\right) 1{,}2 \cdot 10^5 = 19{,}6 \cdot 10^3 N. \tag{45}$$

Pro další výpočet namáhání je třeba určit hodnotu nejvyššího dosahovaného napětí.

$$\sigma_{max} = \frac{Q_m + Q_a}{S_3} = \frac{(238{,}1 + 19{,}6) \cdot 10^3}{650{,}1} = 396{,}26\ N.mm^{-2} \tag{46}$$

Šroub je však namáhán i na krut smykovým napětím $\tau$. Výsledná hodnota maximálního napětí ve šroubu je potom určena jako $\sigma_{red}$. Koeficient $\alpha$ je dle hypotézy Trescovy ($\tau_{max}$) roven $\alpha = 2$.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi`)}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{238{,}01 \cdot 10^3 \cdot \frac{29{,}4}{2} \cdot tg(0{,}01 + 0{,}16)}{\frac{\pi}{16} \cdot 28{,}77^3} = 129{,}07\ N.mm^{-2} \tag{47}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{396{,}26^2 + 2^2 \cdot 129{,}07^2} = 472{,}918\ N.mm^{-2} \tag{48}$$

Dynamická kontrola byla prováděna pomocí vztahů nalezených v literatuře.[1],[15]

Hodnota snížené meze únavy pro zvolený materiál je $\sigma_{c(-1)}$=390 N.mm$^{-2}$. Parametr $\Phi$ , součinitel citlivosti na vrub, je zvolen v souladu s doporučením z literatury volen *4,5*.

$$\sigma_{c(-1)}^{K} = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} = \frac{390}{4{,}5} = 86{,}67\ N.mm^{-2} \tag{49}$$

$$\psi_\sigma^\kappa = \frac{0{,}02 + 2 \cdot \sigma_{pt} \cdot 10^{-4}}{\Phi} = \frac{0{,}02 + 2 \cdot 1180 \cdot 10^{-4}}{4{,}5} = 0{,}052 \tag{50}$$

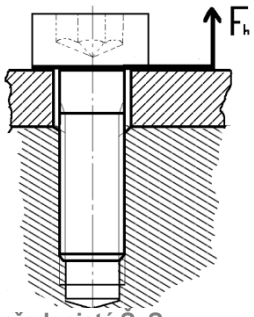
Bezpečnost proti tahu $k_\sigma$ a proti smyku $k_\tau$ jsou použity k výpočtu celkové dynamické bezpečnosti *k*.

$$k_\sigma = \frac{\sigma^{\kappa}_{c(-1)} - \psi^{\kappa}_{\sigma} \cdot \sigma_{Q_0}}{\sigma_a} = \frac{86{,}67 - 0{,}052 \cdot 366{,}19}{30{,}14} = 2{,}25 \quad (51)$$

$$k_\tau = \frac{\sigma_{kt} \cdot 0{,}57}{\tau} = \frac{1060 \cdot 0{,}57}{129{,}07} = 4{,}68 \quad (52)$$

$$k = k_\sigma \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{k_\tau^2}} = 2{,}25 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4{,}68^2}} = 2{,}2 \quad (53)$$

Výsledná bezpečnost dynamická je rovna 2,2. Tato hodnota je lehce vyšší než doporučovaná.




Obr. 20 - předepjatý Š. S.

## 4.4. Čepy lopatky

Pohyblivá kloubová spojení lopatka-táhlo, lopatka-těleso, táhlo-matice budou realizována pomocí čepů.

### 4.4.1. Návrh

Pro návrh rozměrů čepů zvedacího mechanismu byl výchozím bodem předpoklad namáhání na střídavý ohyb (otevírání a zavírání). Zatěžující silou je reakce v dané vazbě (A, B, C) vypočtená v rámci první kapitoly praktické části textu (4.1).

$$\sigma_{oDOV} \geq \sigma_o = \frac{16 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot d'^3} \rightarrow d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_{oDOV}}} \quad (54)$$

Hodnotu maximálního ohybového momentu $M_{omax}$ v čepu lze určit jednoduchým výpočtem, kde $R_i$ značí maximální reakci ve vazbě (viz.

Tab. 2) a $L$ délku čepu. S ohledem na bezpečnost byla zvolena jako rozměr $L$ celková délka čepu v díře.

$$M_{omax} = \frac{1}{4} \cdot R_i \cdot L \quad (55)$$

Materiálem čepu je dle normy ISO 2341 ocel automatová, s tvrdostí *125÷245 HV* a dovolenou hodnotou napětí *80 N.mm*$^{-2}$.

- **Čep matice-táhlo – vazba A**

$$d'_A = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \frac{1}{4} \cdot 139676 \cdot 300}{\pi \cdot 85}} = 69{,}43 \rightarrow d_A = 80mm \quad (56)$$

- **Čep táhlo-lopatka – vazba B, a čep lopatka-těleso – vazba C**

$$d'_B = 74{,}05 \rightarrow d_B = 100mm \quad (57)$$

$$d'_C = 84{,}23 \rightarrow d_C = 120mm \quad (58)$$

Tab. 5 - Rozměry čepů

| **pozice** | **L** *(ve vazbě* [mm] | **d'** [mm] | **d** [mm] |
|---|---|---|---|
| čep A | 160 | 69,43 | 80 |
| čep B | 195 | 74,04 | 100 |
| čep C | 300 | 84,23 | 120 |

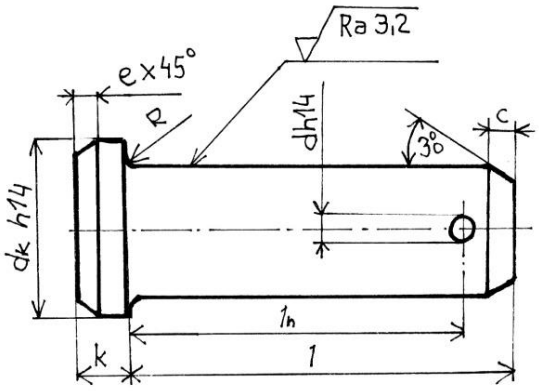
Čepy byly vybrány ve shodě s normou ISO 2341 (ČSN 02 2109) – Čepy s hlavou. ([12])

Vybrané čepy z normy

*A – ČEP ISO 2341 – B – 80×200 – St*

*B – ČEP ISO 2341 – B – 100×220 – St*

*C – ČEP ISO 2341 – B – 120×340 – St* [1]




Obr. 21 - Čep s hlavou, dle ČSN ISO 2341 B

Zajištění čepů bude provedeno příslušnými závlačkami o průměru *dh=13mm* dle ČSN ISO 1234. Závlačky budou od matice odděleny distanční podložkou.

### 4.4.2. Kontrola čepů

Čepy byly kontrolovány na střih. Dovolená hodnota napětí $\tau_{DOV}$ v materiálu čepu je rovna 46,2 $N.mm^{-2}$. Tato hodnota byla určena dle podmínky HMH ($\tau_{DOV}=\sigma_{DOV}/1{,}73$).

Napětí střihové, kterého bude dosaženo v čepu je určeno vztahem:

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{R_i \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot d_i^2}, kde\ i \in \{A, B, C\} \quad (59)$$

Kde $F=R_i$ je síla působící na kontrolovaný čep, $d_i$ je průměr daného čepu. Pro kontrolu uvažuji namáhané dva průřezy, pročež je plocha průřezu čepu násobena dvěma.

[1] *Čep C neodpovídá svým průměrem rozměru uvedenému ve výběru z normy, který je uveden tabulkách.*

Tab. 6 - Kontrola čepů

| $\tau_A$ [N.mm$^{-2}$] | $\tau_B$ [N.mm$^{-2}$] | $\tau_C$ [N.mm$^{-2}$] | $\tau_{DOV}$ [N.mm$^{-2}$] | $k_A$ | $k_B$ | $k_C$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 15,92 | 12,73 | 8,49 | 46,2 | 2,9 | 3,6 | 5,4 |

Bezpečnost $k$, se kterou je čep navrhován vůči střihu, je určena vztahem $k = \tau_{dov}/\tau_i$, a opět uvedena v tabulce.

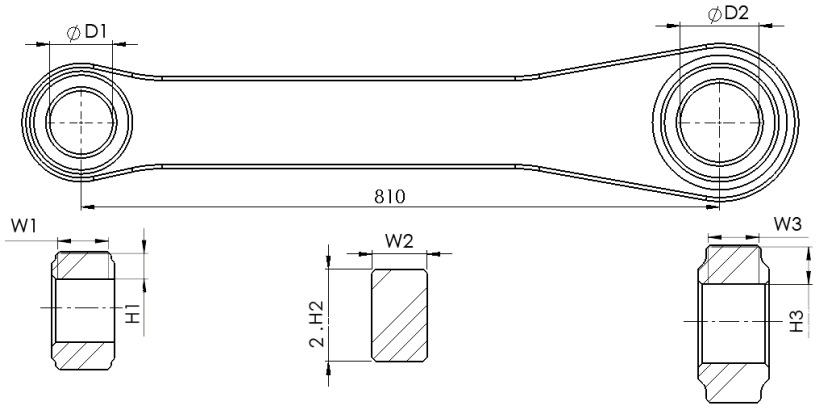
Dosazením hodnot z kapitoly 4.4.1 lze získat hledané kontrolní hodnoty. Porovnáním s dovolenou hodnotou bylo určeno, zda čep vyhovuje (viz. Tab. 6 - Kontrola čepů).

## 4.5. Táhla

Pro návrh táhla zvedacího mechanismu uvažuji materiál 11.600. Při zvedání matice (otevírání drapáku) budou táhla namáhána na tah, při opačném směru chodu nastane, vedle namáhání na tlak, také nebezpečí vzniku vzpěru. Toto bude ověřeno.

Z předchozích výpočtů čepů vyplývá, že *D1=80*, a *D2=100*. Kóta *810* je výpočtovou délkou $L_t$ táhla, neměnnou od doby výpočtu reakcí ve vazbách.

V dalších výpočtech již není uvažován vliv gravitační síly působící na hmotu táhla, způsobující jeho ohyb, z důvodu její velikosti. Hmotnost táhla je *74 kg*, dle přibližného odečtu z CAD modelu. Gravitační síla je tedy vůči silám působícím ve vazbách zanedbatelná.




Obr. 22 – Návrhové schéma táhla

### 4.5.1. Zvedání mechanismu

Při zjištění nejmenšího průřezu, který snese maximální zatížení, vycházel výpočet z namáhání na tah.

$$\sigma_{DOV} = \frac{F}{S} = \frac{R_B}{S} \rightarrow S_{min} = \frac{R_B}{\sigma_{DOV}} = \frac{1{,}39 \cdot 10^5}{85} = 1635{,}29\ mm^2 \quad (60)$$

A tedy pro čtvercový průřez (pro lepší představu o požadovaném rozměru) platí:

$$a' = \sqrt{S_{min}} = \sqrt{1635{,}3} = 40{,}4\ mm \quad (61)$$

Tento průřez je nutné zajistit v nejužším místě součásti, tedy v okolí čepu. V Obr. 22 jsou tyto průřezy (jádra navrženého) zobrazeny okótované s indexem 1 a 3.

### 4.5.2. Zavírání mechanismu

Při zavírání mechanismu by při nevhodně zvolených rozměrech průřezu součásti mohlo docházet k namáhání vzpěrem a v důsledku toho i ke ztrátě stability součásti. Rozměr střední části dílu, který by tímto způsobem mohl býti namáhán, byl tedy volen s ohledem na zamezení vzniku vzpěru. Z tohoto předpokladu vychází i výpočet minimálního rozměru $b$, který odpovídá rozměru *W2* z obrázku (Obr. 22).

Vliv čepového tření a v jeho důsledku vzniklých přídavných ohybových momentů byl zanedbán.

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{\frac{1}{12}\cdot h \cdot b^3}{b \cdot h}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{b^2}{12}}} \rightarrow b_{min} = \sqrt{12} \cdot \frac{L}{\lambda_{mez}} \tag{62}$$

$$b_{min} = \sqrt{12} \cdot \frac{810}{40} = 70{,}15\ mm \rightarrow \mathrm{b} = \mathrm{W2} = 80\ \mathrm{mm} \tag{63}$$

Velikost šířky táhla byla tedy zvolena jako *b=W2=W1=W3*, což se dle výpočtů rovná *80mm*. Minimální výšku *H* průřezu táhla lze odvodit z vypočteného průřezu $S_{min}$ (pro tah).

$$S = H \cdot W_i \tag{64}$$

$$H' = \frac{S_{min}}{b}$$

$$2 \cdot H' = \frac{1635{,}3}{80} = 20{,}44\ mm \rightarrow H_{min} = 30$$

Zvolené rozměry táhla jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 7 - Výsledné rozměry táhel

| $H_1$ [mm] | $H_2$ [mm] | $H_3$ [mm] | $W_1=W_2=W_3$ [mm] | $D_1$ [mm] | $D_2$ [mm] | L [mm] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 37 | 58 | 50 | 80 | 80 | 100 | 810 |

## 4.6. Matice pohybového šroubu

Matice na pohybovém šroubu drapáku je klíčový prvek pro převod pohybu ze sestavy pohonu na samotný úchopný mechanismus drapáku. Z předchozího návrhu geometrie mechanismu je patrno, že je namáhána střídavým ohybem vlivem složky F (Obr. 24 – Ohybový moment a model matice, Obr. 26) a tlakovým působením reakce $R_A$. Velikosti zatěžujících sil byly určeny dle mechanického rozboru z kapitoly 4.1.

Průřez matice jest modelován jako staticky určitý nosník na rotační a obecné podpěře, které představují uložení na závitu pohybového šroubu. Tento předpoklad budiž výchozím bodem pro řešení dalších rozměrů.

Výchozím rozměrem pro návrhový výpočet je celková délka L nosníku (spojnice středů čepů A), určená konstrukcí drapáku a rozměr čepu A (*D1=80mm*) ve spojení matice-táhlo. Dle předběžné geometrie z CAD modelu je *L=700mm*. Síla *F'* je rovna $1{,}2.10^5\ N$ a síla $F_A$ odpovídá $1{,}6.10^5\ N$.

Matice byla z důvodu svého komplikovaného průřezu nejdříve dle nejlepšího svědomí předběžně navržena a poté zkontrolována.

Prvním krokem při vyšetření namáhání matice s předběžnou navrženou geometrií je zjištění průběhu ohybového momentu. Tento výpočet byl proveden v souladu se schématem modelového

nosníku z obrázku.(Obr. 24). Ohybový moment byl vyšetřen za pomoci výpočetního SW od společnosti SkyCiv.[20]

Dle této volně přístupné kalkulačky průběhu nejen ohybového momentu je tedy jeho maximální velikost v nosníku $M_{OMAX}=36.10^6$ *N.mm*, a to přímo v rotační podpěře na *x=300mm*.

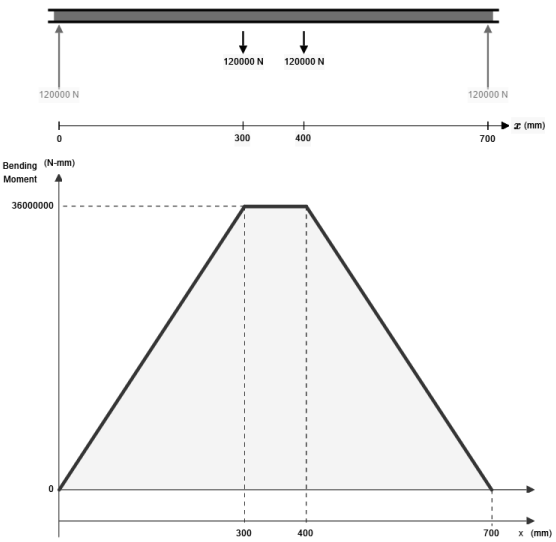
$$M_O(x) = F' \cdot x \rightarrow M_O(300) = 1{,}2 \cdot 10^5 \cdot 300 = 36 \cdot 10^6 N.mm \quad (65)$$

Pomocí této hodnoty byla určena rovnice průběhu ohybového momentu, jejíž znalost je potřeba při kontrole jednotlivých průřezů. Využit byl poznatek, že průběh momentu je symetrický.

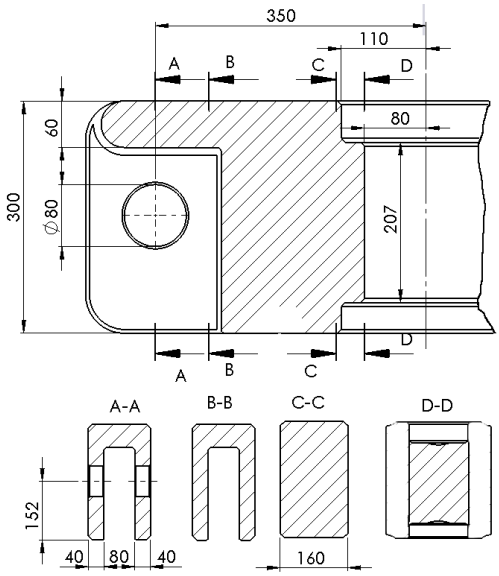
$$M_O = \frac{M_{OMAX}}{L'} \cdot x, kde\ x\ \in (0, 300\rangle \quad (66)$$

$$M_O = \frac{36 \cdot 10^6}{300} \cdot x \quad (67)$$

Dalším krokem je určení průřezových charakteristik průřezů matice. Jednotlivé průřezy, z kterých vycházely výpočty, jsou uvedeny v obrázku. (Obr. 23).




Obr. 24 – Ohybový moment a model matice




Obr. 23 - matice pohybového šroubu- průřezy

Moduly průřezu v ohybu $W_o$ pro jednotlivé průřezy matice (A, B, C, D) (Obr. 23) byly určeny z následujících vztahů bezostyšně zkopírovaných ze Strojnických Tabulek [12]. Hodnoty pro dosazení do uvedených vzorců byly po odečtení z obrázku uvedeny přehledně v tabulce.

Tab. 8 - rozměry průřezů matice [mm]

| a | b | | t | H *(pro průřez B)* | H‘ *(pro pr. C)* | H“ *(pro pr. D)* | B | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 80 | 80 | 60 | 240 | | | 300 | 207 | 160 |

**A-A**

V průřezu A-A nepůsobí dle schématu žádný ohybový moment, jeho kontrola tedy pozbývá praktického smyslu. Tento průřez je namáhán pouze na tah/tlak součtem sil *F/4* a $R_A$.

**B-B**

$$e_1 = \frac{(80 \cdot 240^2 + 80 \cdot 60^2)}{2(80 \cdot 240 + 80 \cdot 60)} = 102 \quad (68)$$

$$e_2 = H - e_1 = 138 \quad (69)$$

$$J_{xB} = \frac{1}{3}(160 \cdot e_1^3 - 80 \cdot (e_1 - 60)^3 + 80 \cdot e_2^3) = 124{,}704 \cdot 10^6\ mm^4 \quad (70)$$

$$W_{o1B} = \frac{124{,}704 \cdot 10^6}{102} = 1{,}22 \cdot 10^6\ mm^3 \quad (71)$$

$$W_{o2B} = \frac{124{,}704 \cdot 10^6}{138} = 0{,}904 \cdot 10^6\ mm^3 \quad (72)$$

**C-C**

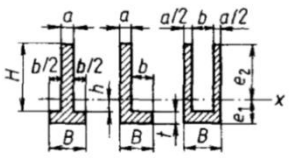
$$W_{oC} = \frac{160 \cdot 300^2}{6} = 2{,}4 \cdot 10^6\ mm^3 \quad (73)$$

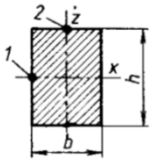
**D-D**

V průřezu D byl zanedbán vliv mezikruhového středu matice, a počítáno bylo pouze s průřezem výřezu, dle Obr. 23.

$$W_{oD} = \frac{160 \cdot 207^2}{6} = 1{,}944 \cdot 10^6\ mm^3 \quad (74)$$

Za předpokladu znalosti velikosti ohybového momentu (určeno z rovnice průběhu) a průřezových charakteristik v kontrolovaných místech, bylo již možné dokončit kontrolu matice výpočtem hodnot ohybového napětí pro místa A, B, C a D. Přičemž místo C je pro přehlednost počítáno dle průřezu D. Hodnoty ohybového napětí byly dopočítány z následujícího vztahu, a jsou uvedeny v tabulce.

| Průřez | $A$ | $I_x$ | $W_o$ |
|---|---|---|---|
|  | $aH + bt$ | $\frac{1}{3}(Be_1^3 - bh^3 + ae^3)$<br>$e_1 = \frac{aH^2 + bt^2}{2(aH + bt)}$<br>$e_2 = H - e_1$ | $W_{o1} = \frac{I_x}{e_1}$<br>$W_{o2} = \frac{I_x}{e_2}$ |

| Průřez | $A$ | $I_x$ | $W_o$ |
|---|---|---|---|
|  | $bh$ | $I_x = \frac{bh^3}{12}$<br>$I_z = \frac{hb^3}{12}$ | $W_{ox} = \frac{bh^2}{6}$<br>$W_{oz} = \frac{hb^2}{6}$ |

Obr. 25 - průřezové charakteristiky

$$\sigma_{oi} = \frac{M_{Oi}}{W_{Oi}}, \qquad kde\ i = (A, B, C, D) \quad (75)$$

Tab. 9 - Ohybové napětí v matici PŠ

| $\sigma_{oA}$ [N.mm$^{-2}$] | $\sigma_{oB1}$ [N.mm$^{-2}$] | $\sigma_{oB2}$ [N.mm$^{-2}$] | $\sigma_{oC}$ [N.mm$^{-2}$] | $\sigma_{oD}$ [N.mm$^{-2}$] | $\sigma_{oE}$ [N.mm$^{-2}$] | $\sigma_{DOV}$ [N.mm$^{-2}$] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 8,44 | 11,42 | 12 | 14,82 | 18,51 | 100 |

Díl matice pohybového šroubu je však také namáhán na tah/tlak výslednicí součtu sil $F$ a $R_A$.

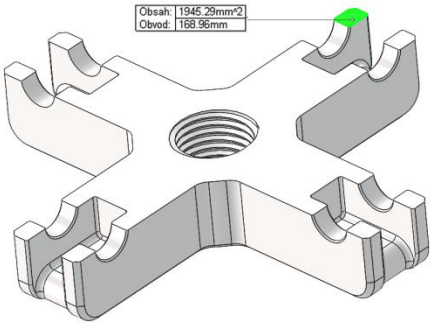
Ze vztahu pro výpočet tahového napětí byla určena minimální plocha.

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{\sqrt{(F^2 + R_A^2)}}{S} \rightarrow \tag{76}$$

$$S_{min} = \frac{\sqrt{(F^2 + R_A^2)}}{\sigma_{DOV}} = \frac{\sqrt{(1{,}2 \cdot 10^5)^2 + (1{,}6 \cdot 10^5)^2}}{110} = 1818{,}2mm^2$$

Hodnota dovoleného napětí je mezí únavy pro střídavý tah a materiál ČSN 11.600. [19]

V CAD modelu matice šroubu byla poté nástrojem Změřit změřena plocha namáhaného průřezu. Dle obrázku Obr. 26 je polovina této plochy rovna *1945,3 mm*$^2$. V tomto průřezu tedy určitě nebude dosaženo maximální dovolené hodnoty napětí.[2]

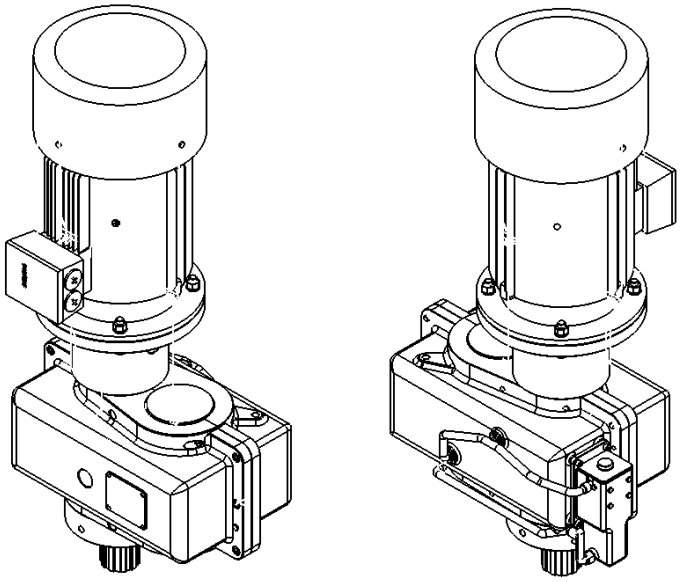



Obr. 26 - Plocha tahem namáhaného průřezu

[2] Obrázek modelu matice s vyznačeným nejtenčím průřezem je zkopírován z prostředí CAD programu SolidWorks 2013 a zobrazuje matici pohybového šroubu v řezu a podhledu. [23]

# 5. ČÁST PRAKTICKÁ – NÁVRH POHONU

Pohon celého mechanismu zajišťuje sestava vertikálně uloženého asynchronního motoru a koaxiální převodovky.




Obr. 27 - Sestava pohonu hlavice včetně motoru

## 5.1. VÝBĚR A NÁVRH PRVKŮ

Výchozími parametry pro návrh převodovky byla přenášená síla a rychlost pohybu matice pohybového šroubu manipulační hlavice a předpokládané hodnoty účinností jednotlivých převodových mechanismů (pohybový šroub, dvoustupňová převodovka).

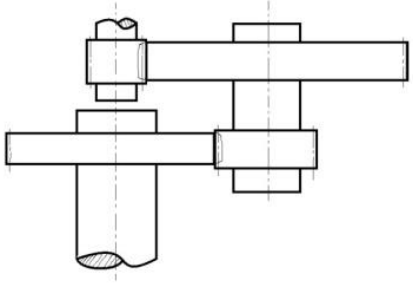
*F=* *448kN*
*v'=* *15,2m/s*
$\eta_{celk}$= *0,24*

Z těchto parametrů byl vypočítán požadovaný výkon dle následujícího vztahu:

$$P' = \eta \cdot F \cdot v = 0{,}24 \cdot 448 \cdot 10^3 \cdot 15{,}2 = 28{,}8kW \quad (47)$$

### 5.1.1. Výběr Elektromotoru (EM)

. Z účinnosti pohybového šroubu a předpokládané účinnosti převodovky byl určen potřebný výkon motoru a podle něj poté dohledal vhodný motor u výrobce. [7]



Obr. 28 – Schéma převodového soukolí

Výpočet potřebného výkonu motoru se zakládá na předpokládaných otáčkách pohybového šroubu a rychlosti posunu matice. Otáčky šroubu $n_š$ jsou pro následující předběžné výpočty položeny rovny 57 min$^{-1}$, rychlost posunu matice je pak určena dle následujícího vztahu:

$$v_m = P\, i \frac{n_š}{60} = 16 \cdot 1 \cdot \frac{57}{60} = 15{,}2\ [mms^{-1}] = 0{,}0152\ [ms^{-1}] \quad (48)$$

Účinnost pohybového šroubu $\eta_š$ je dle předchozích výpočtů rovna *0,25*. Převodový poměr převodovky volím pro další výpočty roven *1:20*.

Účinnost jednoho soukolí je předběžně určena dle zadání *0,98*. Účinnost dvoustupňového převodového mechanismu je rovna součinu hodnot účinností jednotlivých soukolí, tedy zde *0,96*. Celková účinnost je rovna součinu účinnosti PŠ a celé převodovky, tedy *0,236*. Výstupní výpočetní výkon $P'_{out}$ bez započítané účinnosti je v závislosti na předchozích výpočtech určen vztahem:

$$P'_{out} = 4F\, v_m = 4 \cdot 1{,}12 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0152 = 6{,}81\ [kW] \quad (49)$$

$$P_{out} = \eta P'_{out} = 6{,}81 \cdot 0{,}236 = 28{,}8\ [kW] \quad (50)$$

Následně byl z nabídky katalogu *Siemens* zvolen elektromotor 1LG4188 4AA94 L1A o výkonu 30 kW, schopný dosáhnout otáček 1483 min$^{-1}$ a to ve variantě přírubové, která se pro tuto aplikaci hodí více. [7]

### 5.1.2. Ozubená soukolí

Převod mezi vstupním a výstupním hřídelem převodovky je realizován záběrem ozubených kol 1, 2, a 3, 4.

#### 5.1.2.1. Rozdělení převodového poměru

Převodové poměry se dle zadání ze skript [11] mají pohybovat pro jednotlivá soukolí v rozmezí hodnot 1 až 5 (či 6). Způsob určení jednotlivých převodových poměrů zvolen pomocí soustavy rovnic.

$$i_a = p + i_b \quad (51)$$

$$i_a \cdot i_b = i_{celk} \quad (52)$$

$$i_b^2 + p \cdot i_b - i_{celk} = 0 \quad (53)$$

Kde parametr *p=2,8* označuje zvolenou hodnotu rozdílu mezi jednotlivými převodovými poměry. První z rovnic určuje rozdíl jednotlivých poměrů, druhá potom vyjadřuje výpočet celkového poměru převodovky $i_c$*=20*. Poslední vztah je již kvadratickou rovnicí vzniklou dosazením první rovnice do druhé. Hodnoty převodových poměrů jsou dle popsaného vztahu vypočteny jako nesoudělné následovně

*i12= 6,086*
*i34= 3,286*

Zvolené hodnoty splňují podmínku, že nejsou soudělnými celými čísly, a nebude tedy docházet k periodického styku neustále stejné dvojice zub-mezera v záběru.

Od volby převodových poměrů se následně odvíjí návrh počtu zubů jednotlivých kol. Po přepočítání několika možných i nemožných variant byly zvoleny počtu zubů na jednotlivých kolech:

*z1= 24*
*z2= z1·i12 => 146*
*z3= 20*
*z4= z3·i34 => 66*

Výsledný převodový poměr $i_{výsl}$ je roven *20,075*, což je od původní zvolené hodnoty $i_{celk}$ vzdáleno pouze o *0,4%*. Maximální dovolená odchylka je rovna *4%*.

#### 5.1.2.2. Točivé momenty a otáčky na hřídelích

Hodnoty točivých momentů Mk na jednotlivých hřídelích jsou (po zaokrouhlení):

$$M_{k1} = M_{kEM} = M_I = \frac{60 \cdot P_{EM}}{2\pi n_{EM}} = 193\ Nm \quad (54)$$

$$M_{k2} = M_{II} = M_I \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 193 \cdot 6{,}086 \cdot 0{,}98 = 1152\ Nm \quad (55)$$

$$M_{k3} = M_{III} = M_{II} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 3711\ Nm \quad (56)$$

Hodnoty otáček na jednotlivých hřídelích jsou potom rovny:

$$n_I = n_{EM} = 1483\ min^{-1} \quad (57)$$

$$n_{II} = n_I \cdot \frac{1}{i_{12}} = \frac{1483}{6{,}086} = 243{,}67\ min^{-1} \quad (58)$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot \frac{1}{i_{34}} = 74{,}15\ min^{-1} \quad (59)$$

#### 5.1.2.3. Návrh modulu ozubení

Výpočet předběžného modulu ozubení byl založen na metodě dle Bacha, tzn. z namáhání zubu v ohybu. (Neboli také dle ČSN 01 4608).

Koeficienty v následující rovnici nabývají hodnot $f_p=18$; $K_f=k_a \cdot k_{h\beta}$; $k_a=1$; $b_{wF}/m_n=20$; $\sigma_{fp}=420\ N.mm^{-2}$ a koeficient $k_{h\beta}$ byl určen z grafu uvedeného v literatuře [11]. Tam je tato metoda také blíže popsána.

$$m_{n12}{}' = f_p \sqrt[3]{\frac{k_f M_{KI}}{\frac{b_{wf}}{m_n} z_1 \sigma_{fp}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}85 \cdot 193}{0{,}9 \cdot 24 \cdot 420}} = 1{,}94 \rightarrow volím\ m_{n12} = 2 \quad (60)$$

pro soukolí 1,2.

Pro soukolí 3, 4 vyšla ze vztahu pro výpočet modulu (pro *MKII=1152 N.m*) hodnota $m_n=3{,}67$. Tento výsledek byl následně zaokrouhlen na normalizovanou hodnotu výsledného modulu [11] rovnající se 4. Zvolené hodnoty modulů ozubení pro jednotlivá soukolí jsou přehledně uvedena zde:

$m_{12}= 2$
$m_{34}= 4$

Všechna ozubená kola budou povrchově tvrzená a vyrobena z matriálu ČSN 14.220. Doporučení pro tento materiál předepisuje CHTZ (chemicko-tepelné zpracování) ve formě cementace a kalení. Předpis úpravy je uveden ve výkresové dokumentaci.

#### 5.1.2.4. Úhly sklonu zubů

Úhly $\beta_{12}$ a $\beta_{34}$ jsou voleny v souladu s doporučením ze skript [11] $\beta_{12}=12°$ pro soukolí 1-2, respektive $\beta_{34}=10°$ pro soukolí 3-4.

#### 5.1.2.5. Šířka kol

Je běžně určována z následujícího vztahu. Nejinak je tomu i zde.

$$b_i = m_{ni} \cdot \frac{b_{bf}}{m_{ni}} \quad (61)$$

a podmínky, že pastorek by měl být vždy o jeden modul $m_n$ širší, než kolo. Pak je tedy:

$$b_2 = 2 \cdot 20 = 40mm \quad (62)$$
$$b_1 = b_2 + m_n = 40 + 2 = 42mm \quad (63)$$
$$b_3' = 84mm \quad (64)$$
$$b_4' = 4 \cdot 20 = 80\ mm \quad (65)$$

Šířka $b$ však z důvodu nadbytečně vysoké hodnoty bezpečnosti (dle souboru Kontrola ozubení [15], z něhož je v příloze vytištěna tabulka s přehledem, byla zvolena u kola 3 a 4 výrazně nižší. Zvolené hodnoty výsledných šířek jednotlivých kol z druhého soukolí jsou:

$b_3$ = 30 mm
$b_4$ = 30-m34=26

Požadované hodnoty bezpečnosti pro jednotlivá kola by se měly dle zadání [11] nacházet v přesně stanoveném intervalu, a to bezpečnost vůči namáhání ohybem $s_F$ v intervalu $s_F$*=(1,2÷2,5(4))* a pro namáhání dotekem $s_H$*=(1,1÷2(2,5))*. Výsledné hodnoty bezpečností jsou uvedeny v příloze A.

### 5.1.2.6. Návrh průměrů hřídelí

Návrhový vztah pro minimální průměr hřídelů byl odvozen z namáhání kruhového profilu v krutu

$$d_i = k_i \sqrt[3]{\frac{P_{EM}}{n_i}}, kde\ i = \{I, II, III\} \quad (66)$$
$$d`_I = 125 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{1483}} = 34{,}8 \rightarrow volím\ d_I = 40\ mm \quad (67)$$
$$d`_{II} = 115 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{243{,}7}} = 58{,}45 \rightarrow volím\ d_{II} = 65\ mm \quad (68)$$
$$d`_{III} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{74{,}15}} = 75{,}56 \rightarrow volím\ d_I = 85\ mm \quad (69)$$

Hodnoty průměrů hřídelů byly zaokrouhleny nahoru z důvodu snazšího nalezení odpovídajícího ložiska a zvýšení bezpečnosti.

### 5.1.2.7. Rozměry ozubených kol

Je-li znám modul a počet zubů, neexistují žádné překážky pro výpočet jeho roztečné kružnice $d$.

$$d_i = \frac{m_{ni} z_i}{\cos(\beta_i)} \quad (70)$$
$$d_1 = 2 \cdot \frac{24}{cos12°} = 49{,}07\ mm \quad (71)$$
$$d_2 = 298{,}52\ mm \quad (72)$$
$$d_3 = 81{,}23\ mm \quad (73)$$
$$d_4 = 268{,}07\ mm \quad (74)$$

Pro výpočet rozměru kružnice základní ($d_b$) je nutno znát úhel záběru $\alpha_n$. Ten je volen dle zvyklostí $\alpha n$*=20°*. [11]

$$d_{bi} = d_i \cos(\alpha_n°), kde\ i = \{1, 2, 3, 4\} \quad (75)$$
$$d_{b1} = d_1 \cos(20°) = 46{,}11\ mm \quad (76)$$
$$d_{b2} = 280{,}52\ mm \quad (77)$$
$$d_{b3} = 76{,}34\ mm \quad (78)$$
$$d_{b4} = 251{,}91\ mm \quad (79)$$

### 5.1.2.8. Výpočet korekcí ozubených kol

Předběžné osové vzdálenosti v soukolí 1-2 a 3-4 jsou součtem roztečných poloměrů příslušných kol. Tedy $a'_{12}=173{,}8mm$ a $a'_{34}=174{,}65$. Převodovka koaxiální však musí mít osy hřídelů (kol) ve stejné vzdálenosti, a tak je nezbytné tuto vzdálenost upravit pomocí korekce ozubení.

Příslušná norma však uvádí, že speciální konstrukce, což tato převodovka bezesporu je, není nutné se držet normalizovaných osových vzdáleností uvedených v tabulce ve skriptech [11] .Budiž tedy osová vzdálenost v této řešené koaxiální převodovce pro nesporně velmi speciální účel rovna $a_{tw12}=a_{tw34}=174mm$.

Potom se $a_{12}$ liší od $atw_{12}$ pouze o *10%* a $a_{34}$ od $atw_{34}$ o *16,3%*. Oba rozdíly jsou, jak uvádí norma ČSN 03 1014, menší než *30%*, což je přípustné.

Při výpočtu korekcí bylo postupováno, v souladu s literaturou [11], dle následujících vztahů:

$$x_1 + x_2 = z_1 + \frac{z_2}{2tg\alpha_n}(inv\alpha_{tw} - inv\alpha_t) \tag{80}$$

Velikosti úhlů a výrobní osové vzdálenosti odvodit ze vztahů:

$$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha_n}{cos\beta}, \qquad a_{tw} = a_t\frac{cos\alpha_t}{cos\alpha_{tw}}, \qquad cos\alpha_{tw} = \frac{z_1+z_2}{2a_{tw}}\frac{m_n}{\cos\beta}cos\alpha_t \tag{81}$$

Kde $x_1+x_2$ je součet hodnot korekcí kol 1 a 2, $z_i$ značí počty zubů, $\alpha_n=20°$, $inv(\alpha_i)$ je evolventní funkce involuta (viz. [11]), $a_{tw}$ výrobní osová vzdálenost. Hodnoty pro výpočet korekcí jednotlivých dvojic kol a výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulce (Tab. 10).

Tab. 10 - Korekce

| kola | αt [rad] | invαt | αtw [rad] | invαtw | Σx |
|---|---|---|---|---|---|
| 1-2 | 0,35 (20,41 deg) | 0,0187 | 0,35 | 0,01631 | 0,10147 |
| 3-4 | 0,35 (20,28 deg) | 0,01557 | 0,34 | 0,01421 | -0,1611 |

Přestože jsou hodnoty součtů korekcí kol menší než 0,3 mm, jsou korekce rozděleny mezi kolo i pastorek. A to dle vztahů:

$$x`_1 = 0{,}4\left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) = 0{,}4\left(1 - \frac{24}{146}\right) = -0{,}436; \;\; x`_2 = -x`_1 \tag{82}$$

$$x_1 = x`_1 + \frac{x_1+x_2}{2} = -0{,}436 + \frac{0{,}10147}{2} = 0{,}385 \tag{83}$$

$$x_2 = -x`_1 + \frac{x_1+x_2}{2} = -0{,}284 \tag{84}$$

Analogicky bylo vypočteno i pro $x_3$ a $x_4$

$$x_3 = 0{,}198 \tag{85}$$
$$x_4 = -0{,}359$$

Po vynásobení jednotkového posunutí příslušným modulem vyjde výsledná hodnota vysunutí obráběcího nástroje:

x1·mn12= 0,77 [mm]

x2·mn12= -0,57 [mm]

x3·mn34= 0,79 [mm]

x4·mn34= -1,44 [mm]

#### 5.1.2.9. Výsledné rozměry ozubených kol

Všechny důležité další dopočítané rozměry všech ozubených kol jsou k nalezení v Tab. 11.

Tab. 11 - Rozměry ozubených kol

| název rozměru | výpočetní vztah | rozměr [mm] | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | kolo | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 |
| roztečná kružnice | $d = z.\frac{mn}{cos\beta}$ | 49,07 | 298,52 | 81,23 | 268,07 |
| základní kružnice | $d_b = d\cos\alpha_n$ | 46,11 | 280,52 | 76,34 | 251,91 |
| osová vzdálenost | $a = (d_1 + d_2)/2$<br>$a = (d_3 + d_4)/2$ | 173,8 | | 174,6 | |
| výrobní osová vzdálenost | $a_t = a + m.(x1 + x2)$<br>$a_t = a + m.(x3 + x4)$ | 174 | | 174 | |
| valivý průměr | $d_w = \frac{d\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$ | 49,11 | 298,74 | 82,21 | 271,3 |
| výrobní výška hlavy zubu | $h_{at} = 1.m_n + x.m_n - \frac{a_t - a_w}{m_n}.m_n$ | 2,77 | 1,43 | 4,79 | 2,56 |
| výška paty zubu | $h_f = 1{,}25.m_n - x_i.m_{ni}$ | 1,7 | 3,1 | 4,2 | 6,4 |
| výška zubu | $h = h_a + h_f$ | 4,47 | 4,53 | 8,99 | 8,96 |
| kružnice hlavová | $d_a = d + 2.h_a$ | 54,5 | 301,2 | 90,4 | 272,8 |
| kružnice patní | $d_f = d - 2.h_f$ | 45,6 | 292,3 | 72,8 | 255,2 |

Dále byla v rámci kontroly určena vůle $v_I$ mezi kolem *2* a hřídelem *hI* a vůli $v_{II}$ mezi kolem *4* a hřídelem *hII*.

$$v_I = a_{tw} - \frac{d_I + d_{a2}}{2} = 174 - \frac{40 + 301{,}2}{2} = 3{,}38\ mm \quad (86)$$

$$v_{II} = a_{tw} - \frac{d_{II} + d_{a4}}{2} = 5{,}09\ mm \quad (87)$$

Obě hodnoty vůlí jsou kladné a tak daný hřídel s kolem nekoliduje, a zajišťuje tak místo pro výrobu pastorku bez ztenčení minimálního průřezu hřídele. Navíc jsou hodnoty větší než hodnota příslušného modulu $m_n$, jak uvádí doporučení [11].

Nyní jsou určeny všechny parametry navrhovaného ozubení, určeny přenášené momenty, a tak mohlo býti přikročeno k dalším krokům vedoucím k návrhu.

### 5.1.3. Výběr spojek

Pro spojení motor-hřídel hI byla zvolena spojka pružná, a to především z důvodu omezení rázů při rozběhu zařízení. Z katalogu firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o., byla pro tento účel zvolena spojka typu GE-T nesoucí označení G42 48. [5]

Pro spojení hřídele hIII a mechanismu pohybového šroubu bylo zvoleno spojení náboj-hřídel formou rovnobokého drážkování dle normy ČSN EN ISO 14 o rozměru 10×72js5×82a11×50. Výpočet a kontrola tohoto prvku jsou uvedeny v části kontroly, v podkapitole 5.2.4.3.

## 5.2. KONTROLY POHONU

### 5.2.1. Návrh šroubových spojů

Tato kapitola je věnována návrhu šroubových spojů na mechanismu pohonu.

#### 5.2.1.1. Víko-vana

Šroubový spoj víko-vana byl prováděn ze vztahu pro namáhání v tahu.

Za velikost zatěžující síly byl zvolen součet velikostí tečných reakcí v záběru kol. Parametr n značí počet použitých šroubů. Nejprve byly zvoleny šrouby, v počtu 6 ks, třídy 8.8.

$$\sigma = \frac{\Sigma F_T}{\pi \cdot d_3^{`2}} \rightarrow d_3` = \sqrt{\frac{\frac{\Sigma F_T}{n}}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{\frac{38760}{4}}{\pi \cdot 800}} = 1{,}96\ mm \tag{88}$$

Tento průměr je však příliš malý, a tak byly zvoleny šrouby velikosti M12 s minimálním průměrem jádra rovnajícím se přibližně (dle [12]) $d_3$=*10mm*.

Pro šroubové spojení byl vybrán šroub s vnitřním šestihranem dle ISO 7379 M12, v počtu 9ks. Délky šroubů se liší z konstrukčních důvodů dle pozice (viz. výkres).

#### 5.2.1.2. Závěsná oka

Jelikož mají díly víka a vany hmotnost vyšší než 60kg, je zapotřebí zajistit možnost snadné manipulace pomocí zavěšení na jeřábu. Spojení jednotlivých dílů se závěsem je provedeno pomocí závěsného šroubu s okem.

Zde je jako velikost zátěžné síly uvažována hmotnost sestavy, dle CAD modelu rovnající se přibližně 300 kg. Poloha umístění závitu na více je co nejvíce nad těžištěm soustavy bez připojeného motoru.

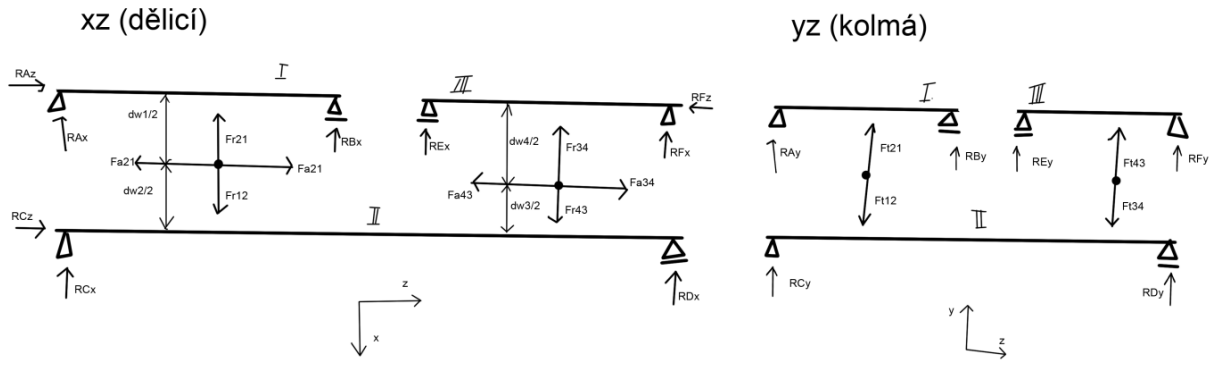
Nejbližší normovaný závěsný šroub s nosností vyšší než požadovanou je Závěsný šroub dle DIN 580 M42.

### 5.2.2. Silové účinky v podporách

Pro výběr ložisek byl výchozím bodem výpočet reakcí v uložení daného hřídele.

#### 5.2.2.1. Síly působící v soukolí

V ozubení působí v záběru síla, která je z výpočtových důvodů rozložena do tří složek - tečné, radiální a axiální, jak je patrno ze schématu převodového ústrojí (Obr. 29), které je odvozeno z podobného obrázku z použité literatury [11].



Obr. 29 – Schéma silových účinků

Velikosti jednotlivých složek jsou dle [11] určeny vztahy:

$$F_{t12} = F_{t21} = 2\frac{M_{kI}}{d_{w1}} \quad (89)$$

$$F_{t34} = F_{t43} = 2\frac{M_{kII}}{d_{w3}} \quad (90)$$

$$F_{r12} = F_{r21} = F_{t12}\frac{tg\alpha_{nw}}{cos\beta_{12w}} \quad (91)$$

$$F_{r34} = F_{r43} = F_{t34}\frac{tg\alpha_{nw}}{cos\beta_{34w}} \quad (92)$$

$$F_{a12} = F_{a21} = F_{t12}tg\beta_{12w} \quad (93)$$

$$F_{a34} = F_{a43} = F_{t34}\,tg\beta_{12w} \quad (94)$$

Kde úhly $\beta_w$ a $\alpha_{nw}$ jsou určeny vztahy:

$$tg(\beta_w) = tg(\beta)\cdot\frac{d_w}{d} = tg(\beta)\cdot\frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} \quad (95)$$

$$tg(\alpha_{nw}) = \cos(\beta_w)\cdot tg(\alpha_{tw}) \quad (96)$$

Přičemž $d_w$ je rozměr kružnice valivé, $d$ značí průměr roztečné kružnice, a $\alpha_n = 20°$.

Velikosti tečné, radiální a axiální složky síly působící na ozubené soukolí byly poté dosazeny do sestavených statických rovnic a ve výpočetním programu MATLAB [13] za jejich pomoci dopočítány síly v podporách, které jsou v reálné sestavě reprezentovány ložisky.

Pro hřídel hI, z hlediska rovnic statických, platí:

$$x: -R_{AX} - R_{BX} - F_{R21} = 0 \quad (97)$$

$$y: R_{AY} + R_{BY} + F_{T21} = 0$$

$$z: F_{A21} = R_{AZ}$$

$$M_{Axz}: -\frac{d_{w1}}{2}\cdot F_{A21} + a\cdot F_{R21} + (a+b)\cdot R_{BX} = 0 \quad (98)$$

$$M_{Ayz}: R_{BY}\cdot(a+b) + F_{T12}\cdot a = 0$$

Podobně byly v přímé návaznosti na schéma působení silových účinků (Obr. 29) sestaveny i rovnice pro hřídele hII. a hIII.

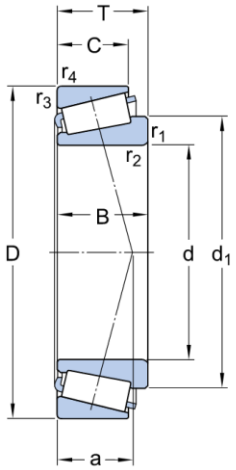
Výsledné velikosti sil jsou uvedeny v tabulce Tab. 12.

Tab. 12 - velikosti reakcí

| síla | výsledek [N] |
|---|---|
| $R_{Ax}$ | -1109 |
| $R_{Ay}$ | 4194 |
| $R_{Az}$ | -1785 |
| $R_{Bx}$ | -2042 |
| $R_{By}$ | 4194 |
| $R_{Cx}$ | 4906 |
| $R_{Cy}$ | -911 |
| $R_{Cz}$ | -3550 |
| $R_{Dx}$ | 9116 |
| $R_{Dy}$ | -21007 |
| $R_{Ex}$ | -16927 |
| $R_{Ey}$ | -15186 |
| $R_{Fx}$ | 6056 |
| $R_{Fy}$ | -15186 |
| $R_{Fz}$ | -5335 |

### 5.2.2.2. Ložiska – návrh a výběr

Na základě znalosti velikostí reakčních silových účinků, které budou působit v uložení hřídelí ve skříni, byl proveden výběr ložisek za pomoci online kalkulačky ložisek od firmy SKF. [10]




Obr. 30 – Rozměry ložisek

Za její výrazné pomoci byla pro tuto převodovku vybrána ložiska kuželíková, orientovaná „do X“. Ložiska využívající kuličky jako valivá tělíska nedosahovaly dostatečné životnosti při maximálním zatížení, válečková ložiska nejsou vhodná pro axiální zajištění hřídelí z důvodu vzniku zbytečného tření a s ním spojených ztrát.

Vybraná ložiska s jejich parametry jsou uvedeny v tabulce (Tab. 13), význam geometrických veličin je patrný z obrázku vytrženého z kontextu katalogu SKF (Obr. 30). Z technologických důvodů byl volen pro jednu hřídel pouze jeden typ ložiska.

Tvorba děr pro ložiska by totiž mělo probíhat až na pevně spojené sestavě víko-vana, aby byla zajištěna potřebná souosost otvorů.

Dynamická únosnost je značena písmenem c, $c_0$ označuje únosnost statickou, $F_{ekv}$ značí ekvivalentní zatěžovací sílu. Rozměry jsou patrné z obrázku (Obr. 30).

Další parametry, kterými se vyznačují jednotlivá vybraná ložiska, lze dohledat v online katalogu dostupného ze stránek výrobce [17].

Tab. 13 – Rozměry ložisek

| poz. | TYP | $F_{ekv}$ [kN] | $L_{10}$ [h] | $L_{10h}$ [h] | d [mm] | D [mm] | T [mm] | C [kN] | $C_0$ [kN] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| A | 30 308 J2/Q | 4,98 | $>10^6$ | 148400 | 40 | 90 | 25,25 | 85,8 | 95 |
| B | | 4,8 | $>10^6$ | 167800 | | | | | |
| C | 30 313 J2/Q | 14,1 | $>10^6$ | 426300 | 65 | 140 | 36 | 194 | 228 |
| D | | 25,1 | 72900 | 62400 | | | | | |
| E | 30 217 J2/Q | 29,1 | 18500 | 90500 | 85 | 150 | 30,5 | 176 | 220 |
| F | | 23 | 43700 | 198300 | | | | | |

Ložiska byla následně zkontrolována, zda se vejdou do plánovaných pozic ve skříni převodovky. Takto kontrola spočívala v porovnání poloviny součtu vnějších průměrů sousedních ložisek a osové vzdálenosti hřídelí. Výsledný rozdíl by měl být dle doporučení větší než 20mm, a to, aby se mezi ložiska do domečku vešel dostatečně velký šroub, a nebyla nadmíru narušena pevnost.

$$a - (D_1 + D_2) \cdot \frac{1}{2} \geq 20mm \quad (99)$$

$$174 - (90 + 140) \cdot 0{,}5 = 59\ mm \quad (100)$$

$$174 - (150 + 140) \cdot 0{,}5 = 29\ mm \quad (101)$$

Jak patrno z výsledků, obě strany převodovky podmínku splňují.

### 5.2.3. Kontroly ozubení a hřídelí

Byla prováděna kontrola ozubení, statická a dynamická kontrola hřídelí.

#### 5.2.3.1. Kontrola ozubení

Tato kontrola byla prováděna za pomoci výpočetní tabulky ve formátu MS Excel stažené ze stránek Systému Elektronické Podpory Studia [15]. Z důvodu optimalizace bezpečnosti bylo nutno zúžit soukolí 3-4, aby mohl být zachován zvolený materiál (ČSN 14.220). Výsledky kontroly jsou uvedeny tabulkách Kontrola ozubení 1,2 a 3,4 dle ISO 6336, které jsou součástí přílohy.

Zde jsou uvedeny pouze hodnoty šířek kol a bezpečností se kterými jsou daná kola navržena.

Tab. 14 - Šířky kol a bezpečnosti

| kolo | šířka b [mm] | bezpečnost $s_F$ | bezp. $s_H$ |
|---|---|---|---|
| 1 | 40 | 1,897 | 1,24 |
| 2 | 36 | 1,722 | 1,24 |
| 3 | 30 | 2,962 | 1,16 |
| 4 | 26 | 2,674 | 1,16 |

#### 5.2.3.2. Statická kontrola hřídelí

Statická kontrola spočívá v posouzení, zda v jednotlivých průřezech hřídele není dosaženo dovolené hodnoty napětí, zde meze kluzu. Porovnána byla maximální dosažená hodnota, dle grafu z přílohy.

Kontrola byla prováděna pouze pro hřídel předlohovou, která je namáhána nejvíce z celé sestavy. Průběhy tečných sil, ohybových a krouticích momentů napětí a deformace jsou v obrazové příloze technické zprávy, zde uvádím maximální hodnoty a porovnání s dovolenými. Dovolené hodnoty vycházejí z požadavku na zachování záběrových podmínek a poměrů.

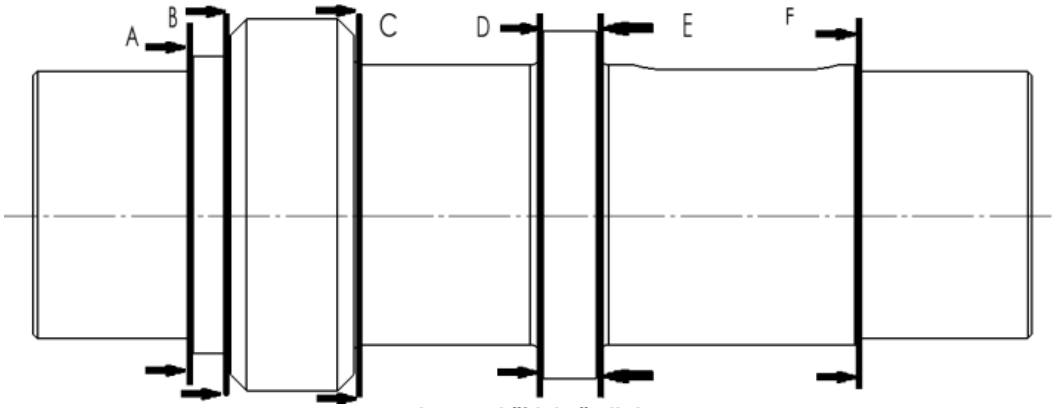
Tab. 15 - Materiál ozubených kol

| **materiál** | **ČSN 14 220** | | |
|---|---|---|---|
| **Kontrolovaná veličina** | | **Maximální hodnota** | **Dovolená hodnota statická kontrola** |
| **Délka** | **L** | 230,000 mm | - |
| **Napětí v ohybu** | $\sigma_B$ | 25,340 N.mm$^{-2}$ | 300 N.mm$^{-2}$ |
| **Smykové napětí** | $\tau_S$ | 6,904 N.mm$^{-2}$ | 65 N.mm$^{-2}$ |
| **Napětí v krutu** | $\tau$ | 19,923 N.mm$^{-2}$ | 65 N.mm$^{-2}$ |
| **Napětí v tahu** | $\sigma_T$ | 1,469 N.mm$^{-2}$ | 300 N.mm$^{-2}$ |
| **Redukované napětí** | $\sigma_{red}$ | 42,012 N.mm$^{-2}$ | 300 N.mm$^{-2}$ |
| **Průhyb** | $f_{max}$ | 10,328 μm | 30 μm |
| **Úhel průhybu** | $\psi_{max}$ | 0,015 deg | 0,02 deg (pod oz. koly) |
| **Úhel zkroucení** | $\varphi$ | 0,04 deg | 0,25 deg |

Dovolené hodnoty pro deformace jsou převzaty ze skript Projekt III [11], hodnota dovoleného napětí je pak odvozena z katalogu *Bolzano* [18], který uvádí mez kluzu pro průměr jádra nad *40mm*

pro ocel ČSN 14 220 (nebo dle DIN 1.7131) $R_e=490\ N.mm^{-2}$. Průběhy jednotlivých složek napětí a deformací jsou uvedeny v příloze. Výpočet byl prováděn za pomoci výpočetního podprogramu CAD systému Autodesk Inventor, verze 2017. [22]

#### 5.2.3.3. Dynamická kontrola hřídelí




Obr. 31 - hřídel předlohy

Kritickými místy na předlohovém hřídeli z hlediska vrubových účinků jsou osazení, zápichy, drážkování a drážky pro pera. Zápichy jsou umístěny z technologických důvodů na průřezech značených A, F, na průřezech B, C, D, E je přechodovým prvkem poloměr *R2*.

Pro jednotlivé průřezy byla poté za pomoci programu Dynamická kontrola hřídele.xlsx, staženého z portálu SEPS, oddíl KC [15], dopočítána hodnota sníženého vrubového dovoleného napětí v krutu a ohybu. Pro všechny průřezy byl uvažován maximální dosahovaný ohybový moment $M_o=1008\ N.m$ a krouticí moment $M_k=1230\ N.m$. Program využívá pro výpočet sníženého dovoleného napětí vztahu:

$$\sigma_c^{\times} = \sigma_c \cdot \frac{1}{\beta} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p \qquad (102)$$

$$kde:\ \beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

Hodnoty vypočtené a dosazené do výpočetního programu jsou uvedeny v tabulce (Tab. 16 - Součinitelé vrubu).

Tab. 16 - Součinitelé vrubu

| součinitel | poloha | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | A | B | C | D = E | pero | F |
| α (tvaru) | 3,4 | 1,6 | 2,75 | 3,2 | - | 2,8 |
| $\eta_c$=q (citlivost) | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $\eta_p$ (povrchu) | 0,97 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0, | 0, |
| $\varepsilon_v$ (velikosti) | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| β (vrubu) | 2,2 | 1,3 | 1,88 | 2,1 | 2,01 | 1,9 |

Tab. 17 - 14 220 vlastnosti

| Materiál | Mez pevnosti tah $\sigma_{Pt}$ [MPa] | Mez kluzu tah $\sigma_K$ [MPa] | Mez kluzu smyk $\tau_K$ [MPa] | Mez únavy $\sigma_C$ střídavý ohyb min | [MPa] max | mez únavy zvolená [MPa] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 14 220 | 800 | 600 | 360 | 169 | 258 | 200 |

Součinitelé z Tab. 16 - Součinitelé vrububyly následně dosazeny do vztahů pro výpočet sníženého napětí. Dle materiálové tabulky byly pro materiál ČSN 14 220 vybrány materiálové

parametry. Základní nesnížená mez únavy materiálu byla zvolena ze zadaného intervalu, rovna $\sigma_C$ *=200 N.mm*$^{-2}$. Pro průřez A platí:

$$\sigma_c^{\times} = 200 \cdot \frac{1}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 0{,}97 = 88{,}2\ N.mm^{-2} \tag{103}$$

V prostředí výpočetního programu bylo také možno dopočítat hodnoty napětí v daném vrubu a v závislosti na nich také bezpečností pro namáhání ohybem a krutem. Všechny tyto hodnoty jsou vypsány tabulce Tab. 18 - Napětí ve vrubech a bezpečnosti. Výsledná bezpečnost *k* je určena vztahem:

$$k = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}\right)}} \tag{104}$$

Kde jednotlivé hodnoty bezpečností vůči ohybu, respektive krutu, jsou určeny vztahy:

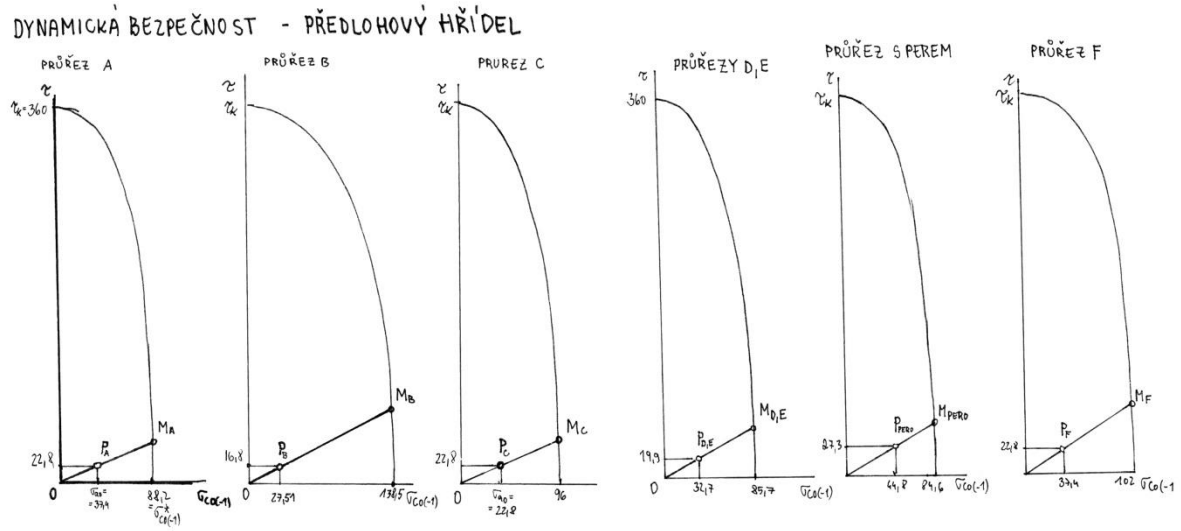
$$k_\sigma = \frac{\sigma_{cox}}{\sigma_{a0}}\ ;\ k_\tau = \frac{\sigma_{cox}}{\tau_m} \tag{105}$$

Tab. 18 - Napětí ve vrubech a bezpečnosti

| veličina | poloha | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | A | B | C | D=E | pero | F |
| $\sigma_{C0(-1)}$ | 88,2 | 138,5 | 96 | 85,71 | 84,58 | 102,11 |
| $\sigma_{a0}$ (napětí ve vrubu) | 37,4 | 27,51 | 37,4 | 32,7 | 44,79 | 37,4 |
| $\tau_m$ | 22,8 | 16,8 | 22,8 | 19,9 | 27,33 | 22,8 |
| kσ | 2,35 | 5,03 | 2,5 | 2,6 | 1,9 | 2,73 |
| kτ | 15,8 | 21,45 | 15,8 | 18,1 | 13,2 | 15,8 |
| k | 2,3 | 4,9 | 2,5 | 2,6 | 1,9 | 2,7 |

Přičemž minimální hodnota bezpečnosti dynamické se volí, dle literatury rovna *1,3÷1,5*. [11]

Odečtení příslušné bezpečnosti je možno provést i z grafického znázornění, které je znázorněno na obrázku Obr. 32.




Obr. 32 - Bezpečnosti

### 5.2.4. Návrh a kontrola spojení Náboj-Hřídel

Návrh všech spojení náboj-hřídel vycházel ze stejnojmenné úlohy vypracovaných v rámci předmětu ČMS1. (Návody pro řešení úloh, viz. [15])

Přenos točivého momentu z kola (náboje) na hřídel pomocí spojení dvou dílů je přítomen na kolech 2 a 4. Pro tyto je dále navrženo rozebíratelné spojení pomocí pera pro kolo 2 a hřídel hII, pro kolo kolo 4 a hIII a hIII s poháněným mechanismem pomocí rovnobokého drážkování.

#### 5.2.4.1. Hřídel hII – kolo 2

Na předlohovém hřídeli působí točivý moment velikosti $M_{KII}$*=1152,2 N.m*, minimální průměr daného hřídele je dle předchozích návrhových výpočtů (viz. oddíl 5.1.2.6) roven $d_{hII}$*=65mm*. Z konstrukčních a technologických důvodů (nepoškození uložení ložiska) je pod kolem roven *68 mm*.

Na základě tabulky z normy ČSN 02 2562 [12] byl následně vybrán rozměr pera 20e7×12×L.

Délka *L* byla předmětem dalšího výpočtu. Nejprve byl výpočet prováděn pro použití pera jednoho. Bohužel, tímto řešením vznikal při použité délce pera (max. *50mm* dle konstrukce hřídele) v peru mnohem vyšší tlak a v jeho důsledku docházelo k deformaci otlačením. Z tohoto důvodu bylo nutné přistoupit k přidání druhého pera posunutého po obvodu hřídele dle doporučení o *120°*, čímž bylo umožněno snížení dovoleného tlaku $p_{DOV}$ ze *100MPa* na *200MPa* na čelní ploše při kontrolním výpočtu.

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot M_{KII}}{d_{hII} \cdot h \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 1152{,}2 \cdot 10^3}{68 \cdot 12 \cdot 200} = 28{,}23\ mm \tag{106}$$

Tímto vztahem je určena minimální činná délka pera $l'_a$.Tuto je dle normy nutno zvýšit o hodnotu šířky pera *b*, tedy:

$$l'_a + b = 28{,}2 + 20 = 48\ mm = l' \tag{107}$$

Hodnotu *l'*, minimální celkovou délku pera předepisuje norma dle vybrané řady, z níž pro tuto aplikaci byla vybrána hodnota $l_{(ČSN)}$*=50 mm*. Výsledná činná délka pera $l_a$ používaná v kontrolních výpočtech je tedy rovna rozdílu $l_{(ČSN)}$ a šířky *b*.

$$l_a = \mathrm{l}_{(\mathrm{ČSN})} - b = 50 - 20 = 30\ mm \tag{108}$$

Kontrolní výpočty sestávají z kontroly na otlačení a na střih. Tedy:

$$p_{DOV} = 200 \geq \frac{4 \cdot M_{KII}}{d_{hII} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 1152{,}2 \cdot 10^3}{68 \cdot 12 \cdot 50} = 56{,}5\ MPa \tag{109}$$

$$\tau_{DOV} = 60 \geq \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_{hII} \cdot h \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 1152{,}2 \cdot 10^3}{68 \cdot 12 \cdot 50} = 28{,}25\ N.mm^{-2} \tag{110}$$

Z uvedených vztahů je patrné, že řešení za předpokladu použití dvou per je proveditelné.

#### 5.2.4.2. Hřídel hIII – kolo 4

Pro výstupní hřídel hIII (o stanoveném minimálním průměru $d_{hIII}$*=78mm* a přenášejícím moment $M_{KIII}$*=3711 N.m*) bylo nejdříve kontrolováno použití per v počtu dvou a tří, avšak v obou případech docházelo k překročení dovolených hodnot tlaků a napětí, či byla zjištěna konstrukčně neproveditelná délka. Z tohoto důvodu, dle doporučení, bylo přikročeno k použití spojení za pomoci drážkování rovnobokého, dle ČSN EN ISO 14.

Pro daný průměr hřídele pod kolem 4 $d_{hkIII}$*=85mm* odpovídá dle uvedené normy nejbližší vyšší profil, kterým je 10×92×102×L.

Délka L rovnobokého drážkování byla určena z výpočtového vztahu vycházejícího z kontroly na otlačení.

$$p = 4 \cdot \frac{M_{KIII}}{s' \cdot l' \cdot (D+d)} \leq p_{DOV} \rightarrow l' \geq 4 \cdot \frac{M_{KIII}}{s' \cdot (D+d) \cdot p_{DOV}} = \quad (111)$$
$$= \frac{4 \cdot 3711 \cdot 10^3}{30 \cdot (102+92) \cdot 100} = 28{,}43\ mm \rightarrow volím\ l' = 36mm$$

Kontrola rovnobokého drážkování vychází z výpočtu otlačení.

$$p = 4 \cdot \frac{M_{KIII}}{s' \cdot l' \cdot (D+d)} = 4 \cdot \frac{3711 \cdot 10^3}{30 \cdot 36 \cdot (82+72)} = 92{,}41\ MPa \leq p_{DOV} = 100MPa \quad (112)$$

Výsledný profil rovnobokého drážkování ve spojení hIII –kolo 4 je 10×92×102×36.

#### 5.2.4.3. Hřídel hIII – poháněný mechanismus

Z tabulky ([12]) byl určen nejbližší vyšší normalizovaný profil rovnobokého drážkování, a to ze střední řady, tedy 10×72×82×$L$. Tento výběr byl motivován vybranými ložisky a ověřen v rámci kontroly.

Minimální činná délka drážkování l‘ byla stanovena ze vztahu pro namáhání na otlačení.

$$l' \geq \frac{4 \cdot 3711 \cdot 10^3}{30 \cdot (82+72) \cdot 100} = 32{,}13\ mm \rightarrow volím\ l' = 50mm \quad (113)$$

Kontrola vychází opět z otlačení drážek.

$$p = 4 \cdot \frac{M_{KIII}}{s' \cdot l' \cdot (D+d)} = 4 \cdot \frac{3711 \cdot 10^3}{30 \cdot 50 \cdot (82+72)} = 64{,}25\ MPa \leq p_{DOV} = 100MPa \quad (114)$$

Výsledný profil rovnobokého drážkování ve spojení hIII – mechanismus je 10×72×82×50.

Zajištění kol na hřídeli je provedeno opřením o ložisko či v případě kola 2 i o osazení hřídele přes stavěcí kroužky.

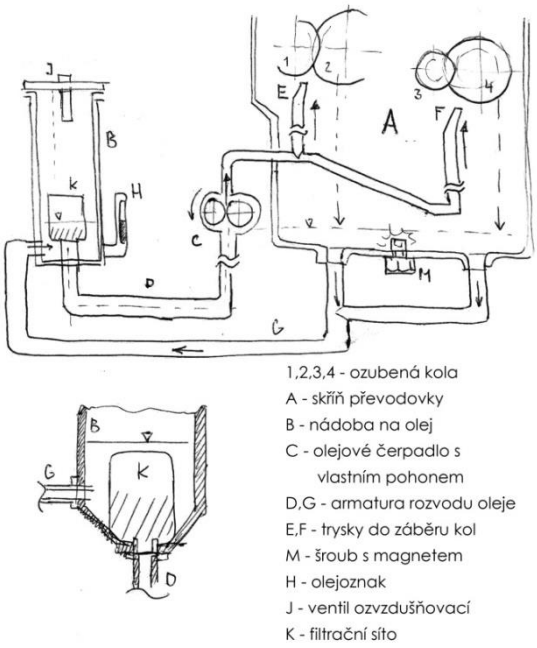
### 5.3. Hodnoty uložení

Dle doporučení ze stránek výrobce ([8], [9]) byla zvolena tolerance uložení ložisek ve skříni (díly vana a víko) H7, a pro uložení ložisek na hřídelích js6, obojí normováno dle stupnice IT ISO 2768.

Uložení hřídelových těsnících kroužků (gufer) na hřídeli bylo pro hřídel zvoleno h7 a pro skříň H7, opět dle ISO 2768.

Jistící kroužky jsou uloženy ve skříni s obecnou tolerancí dle ISO 2768.

## 5.4. Návrh možného řešení mazání




Obr. 33 - Schéma mazací soustavy

Mazací soustava navrhovaného převodového mechanismu by měla, s přihlédnutím k plánované pracovní pozici převodovky, obsahovat olejové čerpadlo s vlastním pohonem, z důvodu zajištění mazání při obou chodech zařízení (dopředu, dozadu) a soustavu kanálků pro rozvod čerpaného maziva (oleje). Zároveň je také zapotřebí zajistit filtraci oleje od nečistot, jejich průběžné zachytávání na místě odděleném od filtru, a dostatečnou zásobu maziva.

Tyto požadavky budou splněny návrhem či zakoupením vhodného olejového čerpadla, které splňuje rozměrové požadavky. Pracovat by mělo na principu zubovém. Jeho funkce bude zajištěna bezpodmínečným umístěním čerpací komory pod klidovou hladinu oleje. Požadavek na možnost kontroly hladiny oleje bez nutnosti demontáže zajistí olejoznak typu Z06535 [14].

Filtr nečistot, jenž odstraňuje nečistoty z obíhajícího maziva, vzniklé abrazí kol, díl nezbytný pro zajištění dlouhodobého bezproblémového chodu mechanismu, bude namontován k vstupnímu otvoru čerpadla, a lze ho tedy chápat jako jeho součást čištěn bude při údržbě a pravidelné revizní kontrole mechanismu.

Rozvod maziva bude řešen z poloviny externí armaturou čítající i nádobu na olej. Odstranění pevných kovových nečistot z oběhu bude zajištěno umístěním šroubu s magnetickou vložkou na dno nádoby pod olejový filtr, nejlépe pak v rámci vypouštěcího ventilu (viz. výkresová dokumentace).

Na konci rozvodného kanálku vedoucího k záběru obou soukolí bude umístěna olejová tryska sloužící k nastavení místa dopadu rozváděného maziva.

Převodovka bude proti úniku maziva těsněna tmelem, a to na dělicí rovině dílů víko-vana a v okolí pojistných kroužků a víček. Těsnění v místě výstupu otáčejících se hřídelů bude provedeno hřídelovým těsnícím kroužkem (gufero). Výběr těsnicích kroužků byl proveden u výrobce SKF, a to dle rozměrů použitých ložisek. [17]

Odvzdušnění během chodu a v jeho důsledku i zahřívání celé soustavy, bude zajištěno umístěním šroubu s odvzdušňovacím ventilem do víka sestavy. Vybrán byl šroub s ventilem od výrobce NORELEM, typ 07100-41640 dle katalogu.[6]

# 6. ZHODNOCENÍ, ZÁVĚR

Byl řešen návrh úchopné hlavice pro manipulaci s nehomogenním materiálem. Pro pohon mechanismu bylo po dohledání existujících řešení podobných problémů zvoleno nekonvenční řešení pomocí dvojice pohybový šroub-matice.

Mnohé základní parametry byly při návrhu voleny bez ohledu na jejich vliv na výsledný návrh řešení, a mnohé z nich byly také tak ponechány. To bylo mimo jiné způsobeno i neznalostí prostoru, kde se zařízení bude pohybovat, a ostatních parametrů zadání.

Volbou určené parametry, které by při optimalizaci dozajista prošly inspekcí, jsou především geometrické rozměry, včetně rozměrů mechanismu pro otevírání a zavírání lopatky. Zejména zde by před realizací projektu bylo účelné provést kritickou revizi všech možných kombinací rozměrů a z nich vybrat nejvhodnější. Toto však přesahuje rozsah této práce.

Dalšími parametry, které byly při návrhu určeny volbou, jsou parametry manipulovaného materiálu. Tedy: Hustota, hmotnost a síly, kterými bude materiál na lopatky působit. Revizí by také měl v takovém případě projít výběr materiálů pro výrobu dílů, které mohou být nahrazeny odolnějšími či návrhem dokonalejších ochranných prvků.

Ačkoli se toto řešení běžně v těžkých průmyslových aplikacích nevyužívá, zejména z důvodu zbytečně nadměrné velikosti a existence mnoha vhodnějších a již osvědčených konstrukčních řešení, možnost řešit zadaný problém touto cestou zde je.

Přestože se na první pohled může pozorovateli zdát, že zde převažují záporná hlediska nad kladnými, může mít toto řešení za určitých podmínek svá nezanedbatelná opodstatnění.

Pomocí návrhových výpočtů bylo dokázáno, že její případné provedení neleží zcela mimo fyzikální zákony a hranicí možností dnešního strojírenství, přestože, jak již bylo řečeno, k jeho rozpracování a nasazení do provozu by po důkladné úvaze a jen s nespornými argumenty, pro něj jasně hovořící, bylo přistoupeno pouze v případě, že by pokusy o realizaci ostatních variant úchopných hlavic již na poli teoretickém zcela selhaly.

# 7. POUŽITÁ LITERATURA, ZDROJE

*[1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 2008*

*[2] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.*

*[3] JANČÍK, L. ; ZÝMA, J.: Části a mechanismy strojů. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.*

*[4] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Příklady. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.*

*[5] All: SOVA NET, s.r.o.; mailto:info@sovanet.cz, 2017, Pružné spojky se středícím důlkem | T.E.A. TECHNIK s.r.o. Teatechnik.cz [online]. 2017]. [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: http://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/*

*[6] Ball pressure screws with head, form BV - 07100_BV, 2017. www.norelem.com/ [online],*

*[7] Elektromotor SIEMENS 1LG4188-4 30kW,1465ot | Elektromotory .net, 2017. Elektromotory.net [online],*

*[8] Fits for cast iron and steel housings (for radial bearings), 2017. Skf.com [online],*

*[9] Fits for solid steel shafts, 2017. Skf.com [online],*

*[10] Jonasson, Mikael, 2017, SKF Bearing Calculator. Webtools3.skf.com [online]. 2017. [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action*

*[11] Kugl, Otmar, 2005, Projekt - III. ročník. 2. Praha : Vydavatelství ČVUT.*

*[12] Leinveber, Jan and Vávra, Pavel, 2011, Strojnické tabulky. 1. Úvaly : Albra.*

*[13] MATLAB, 2013. , MathWorks.*

*[14] Olejoznak úhlový s ochrannou trubkou | Target Plus, 2017. Targetplus.cz [online],*

*[15] SEPS - elektronická podpora studia, 2017. Seps.fs.cvut.cz [online],*

*[16] SKF, 2017, Bearing Dimensions [online]. [image]. 2017[cit. 2017-04-18]. Dostupné z: http://www.skf.com/webpim/0901d1968039f55e/1201%200011%20-%2010000%20wp.svg*

*[17] SKF CZ, a.s., 2017. Skf.com [online],*

*[18] Bolzano | Přehled vlastností oceli 16MnCr5, 2017. Bolzano.cz [online],*

*[19] HODNOTY MEZÍ PEVNOSTI, KLUZU, ÚNAVY A DOVOLENÝCH NAPĚTÍ PRO OCEL. In: E-konstruktér.cz [online]. [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel*

*[20] The FREE Shear & Moment Calculator [online]. Sydney, NSW, Australia: SkyCiv, 2014 [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: https://bendingmomentdiagram.com/free-calculator/*

*[21] Stemm - Manufactured grapples, clamshell grabs, grabs and tongs [online]. Polígono Ibarluze, Pabellón B-9: Stemm, 2015 [cit. 2017-05-27]. Dostupné z: https://www.stemm.com/en/*

*[22] Inventor Professional, 2017. , Autodesk.*

*[23] Solidworks, 2013. , Dassault Systems.*

## 7.1. SEZNAM POUŽITÝCH VYOBRAZENÍ

**Citovaná:**

*[24] Obr. 3 - Orange peel grab / electro-hydraulic / scrap. In: Direct Industry [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: http://www.directindustry.com/prod/cromex-grabs/product-125485-1474609.html*

*[25] Obr. 15 – Rozdělení oblastí řešení vzpěru - ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3. (obr. 23, str.30)*

*[26] Obr. 25 - průřezové charakteristiky -Výpočtové vztahy pro plochy, kvadratické momenty, polární momenty a průřezové moduly v ohybu a krutu běžných průřezů. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, s. 41. ISBN 978-80-7361-081-4.*

**.Všechna:**

OBR. 1 - BAGR S RAMENEM PEVNÝM ..... 5
OBR. 2 - HYDRAULICKÝ ..... 5
OBR. 3 - ORANGE PEEL GRAB /ELECRTO HYDRAULIC ..... 5
OBR. 4 - KLADKOVÝ ..... 6
OBR. 5 – BAGR S RAMENEM LANOVÝM ..... 6
OBR. 6 - KONCEPČNÍ NÁVRHY ..... 7
OBR. 7- SESTAVA ÚCHOPNÉ HLAVICE - NÁČRT ..... 8
OBR. 8 - ZÁKLADNÍ POZICE SESTAVY ..... 11
OBR. 9 - LOPATKA ..... 12
OBR. 10 - SCHÉMA HLAVNÍHO ÚCHOPNÉHO MECHANISMU ..... 12
OBR. 11 - SILOVÉ ÚČINKY V MECHANISMU ..... 13
OBR. 12 – GRAF ZÁVISLOSTI SILOVÝCH REAKCÍ V MECHANISMU LOPATKY NA ZDVIHU H ..... - 14 -
OBR. 13 - VÝPOČTOVÉ HODNOTY REAKCÍ VE VAZBÁCH ..... - 14 -
OBR. 14 – SCHEMATIZACE ŠROUBU ..... - 17 -
OBR. 15 – ROZDĚLENÍ OBLASTÍ ŘEŠENÍ VZPĚRU ..... - 17 -
OBR. 16 - POZICE RÁMU ..... - 18 -
OBR. 17 - PRŮŘEZY RÁMU ..... - 19 -
OBR. 18 - SPOJENÍ RÁM-HORNÍ RÁM ..... - 21 -
OBR. 19 - ZAJIŠTĚNÍ ČEPU ..... - 20 -
OBR. 20 - PŘEDEPJATÝ Š. S. ..... - 24 -
OBR. 21 - ČEP S HLAVOU, DLE ČSN ISO 2341 B ..... - 25 -
OBR. 22 – NÁVRHOVÉ SCHÉMA TÁHLA ..... - 26 -
OBR. 23 – OHYBOVÝ MOMENT A MODEL MATICE ..... - 28 -
OBR. 24 - MATICE POHYBOVÉHO ŠROUBU- PRŮŘEZY ..... - 28 -
OBR. 25 - PRŮŘEZOVÉ CHARAKTERISTIKY ..... - 29 -
OBR. 26 - PLOCHA TAHEM NAMÁHANÉHO PRŮŘEZU ..... - 30 -
OBR. 27 - SESTAVA POHONU HLAVICE ..... - 31 -
OBR. 28 – SCHÉMA PŘEVODOVÉHO SOUKOLÍ ..... - 31 -
OBR. 29 – SCHÉMA SILOVÝCH ÚČINKŮ ..... - 38 -
OBR. 30 – ROZMĚRY LOŽISEK ..... - 39 -
OBR. 31 - HŘÍDEL PŘEDLOHY ..... - 41 -
OBR. 32 - BEZPEČNOSTI ..... - 42 -
OBR. 33 - SCHÉMA MAZACÍ SOUSATVY ..... - 45 -

# PŘÍLOHY

## A. Kontroly ozubení

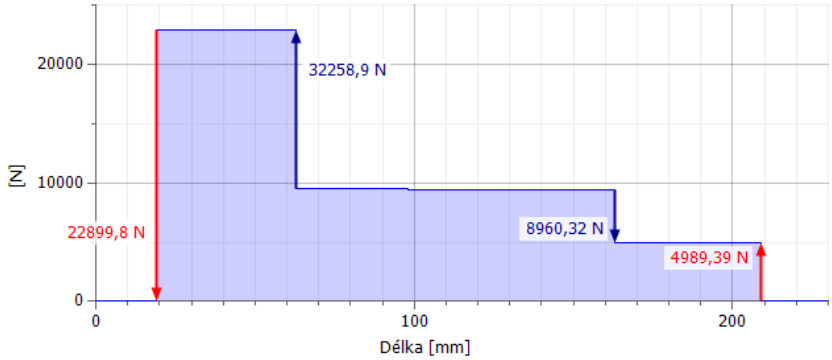
Tab. 19 - kontrola ozubení v soukolí 1-2

| Kontrola ozubení 1, 2 dle ISO 6336 | | | | | jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, $m.s^{-1}$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Roz. | kolo 1 | kolo 2 | | kolo 1 | kolo 2 |
| $z_1$ | 24 | | d | 49,07235 | 298,5235 | $\sigma_{Flim}$ | 700 | 700 |
| $z_2$ | 146 | | $d_a$ | 54,61058 | 301,3878 | $\sigma_{Hlim}$ | 1270 | 1270 |
| $m_n$ | 2 | | $d_f$ | 45,61227 | 292,3895 | $Y_{Fa}$ | 2,222057 | 2,209973 |
| $x_1$ | 0,38498 | | $d_b$ | 45,99155 | 279,7819 | Ysa | 1,775063 | 1,773521 |
| $x_2$ | -0,2835 | | $d_W$ | 49,12942 | 298,8706 | $Y_\varepsilon$ | 0,704088 | 0,704088 |
| $\alpha_n$ | 20 | | $h_a$ | 2,769114 | 1,432154 | $Y_\beta$ | 0,9 | 0,9 |
| $\beta$ | 12 | | $h_f$ | 1,73004 | 3,067 | $F_\beta$ | 6 | 6 |
| $a_W$ | 174 | | h | 4,499154 | 4,499154 | $Y_{N.X}$ | 1 | 1 |
| $b_1$ | 40 | | $s_n$ | 3,702078 | 2,72885 | $Z_H$ | 2,438146 | 2,438146 |
| $b_2$ | 36 | | $s_t$ | 3,784784 | 2,789815 | $Z_E$ | 189,8 | 189,8 |
| P | 32 | | $v_n$ | 2,581108 | 3,554335 | $Z_\varepsilon$ | 0,793397 | 0,793397 |
| $n_1$ | 1483 | | $v_t$ | 2,638771 | 3,633741 | $Z_\beta$ | 0,989013 | 0,989013 |
| $M_{k1}$ | 206053,6 | | $\alpha_W$ | 20,58841 | | $Z_B$ | 1 | 1 |
| v | 3,810453 | | | | | $Z_{R.T}$ | 1 | 1 |
| u | 6,083333 | | | | | $K_A$ | 1,1 | 1,1 |
| | | | | | | $K_V$ | 1,054623 | 1,054623 |
| Kontrolní rozměry | | | | | | $K_{F\alpha}$ | 1 | 1 |
| | 1 | 2 | | | | $K_{F\beta}$ | 1,212256 | 1,209096 |
| $h_k$ | 2,174201 | 0,993636 | | | | $K_{H\alpha}$ | 1 | 1 |
| $s_k$ | 3,269017 | 3,269017 | | konst. tloušťka | | $K_{H\beta}$ | 1,241808 | 1,241808 |
| z' | 3 | 18 | | | | | | |
| M/z | 16,00336 | 107,2925 | | přes zuby | | | | |
| d | 2,952131 | 2,952131 | | | | $S_F$ | 1,897108 | 1,722715 |
| M/d | 53,18161 | 300,1538 | | přes kuličky | | $S_H$ | 1,238563 | 1,238563 |
| | | | | | | | | |

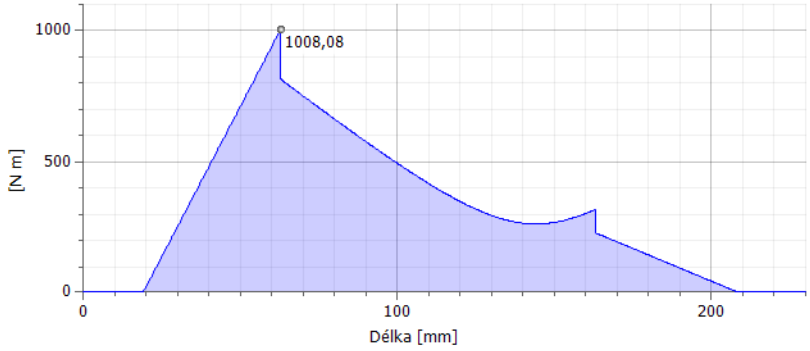
Tab. 20 - kontrola ozubení v soukolí 3-4

| Kontrola ozubení 3, 4 dle ISO 6336 | | | | | jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, $m.s^{-1}$ | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Roz. | kolo 3 | kolo 4 | | | kolo 3 | kolo 4 |
| z3 | 20 | | d | 81,23413 | 268,0726 | | $\sigma_{Flim}$ | 700 | 700 |
| z4 | 66 | | $d_a$ | 90,80201 | 273,1801 | | $\sigma_{Hlim}$ | 1270 | 1270 |
| $m_n$ | 4 | | $d_f$ | 72,82013 | 255,1982 | | $Y_{Fa}$ | 2,474751 | 2,443153 |
| x3 | 0,19825 | | $d_b$ | 76,19667 | 251,449 | | Ysa | 1,658205 | 1,622987 |
| x4 | -0,3593 | | $d_W$ | 80,93029 | 267,0699 | | $Y_\varepsilon$ | 0,699349 | 0,699349 |
| $\alpha_n$ | 20 | | $h_a$ | 4,783939 | 2,553739 | | $Y_\beta$ | 0,971866 | 0,971866 |
| $\beta$ | 10 | | $h_f$ | 4,207 | 6,4372 | | $F_\beta$ | 6 | 6 |
| $a_W$ | 174,0001 | | h | 8,990939 | 8,990939 | | $Y_{N.X}$ | 1 | 1 |
| b3 | 30 | | $s_n$ | 6,860442 | 5,236989 | | $Z_H$ | 2,503194 | 2,503194 |
| b4 | 26 | | $s_t$ | 6,966275 | 5,317778 | | $Z_E$ | 189,8 | 189,8 |
| P | 32 | | $v_n$ | 5,705929 | 7,329381 | | $Z_\varepsilon$ | 0,855732 | 0,855732 |
| $n_1$ | 1483 | | $v_t$ | 5,793952 | 7,442449 | | $Z_\beta$ | 0,992375 | 0,992375 |
| $M_{k1}$ | 206053,6 | | $\alpha_W$ | 19,69319 | | | $Z_B$ | 1 | 1 |
| v | 6,307806 | | | | | | $Z_{R.T}$ | 0,95 | 0,95 |
| u | 3,3 | | | | | | $K_A$ | 1,5 | 1,5 |
| | | | | | | | $K_V$ | 1,065369 | 1,065369 |
| Kontrolní rozměry | | | | | | | $K_{F\alpha}$ | 1,1 | 1,1 |
| | 3 | 4 | | | | | $K_{F\beta}$ | 1,14021 | 1,13249 |
| $h_k$ | 3,681487 | 1,712171 | | | | | $K_{H\alpha}$ | 1,1 | 1,1 |
| $s_k$ | 6,057923 | 6,057923 | | konst. tloušťka | | | $K_{H\beta}$ | 1,2 | 1,2 |
| z' | 3 | 8 | | | | | | | |
| M/z | 31,23425 | 91,44347 | | přes zuby | | | | | |
| d | 5,904263 | 5,904263 | | | | | $S_F$ | 2,961889 | 2,674701 |
| M/d | 88,16806 | 270,7198 | | přes kuličky | | | $S_H$ | 1,163813 | 1,163813 |

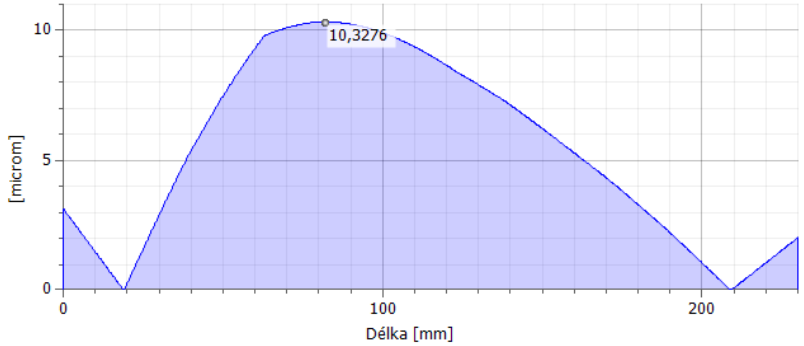
## B. Kontroly předlohového hřídele převodovky pohonu[3]



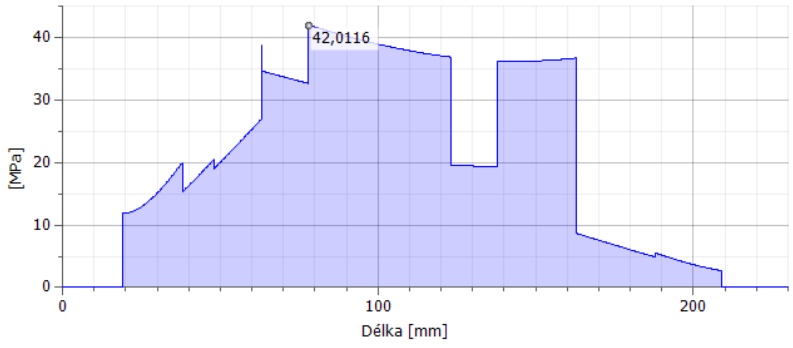

Obr. 34 - Průběh smykové síly a reakce v ložiskách C a D




Obr. 35 - Průběh momentu ohybového




Obr. 36 - Průhyb předlohového hřídele




Obr. 37 - Redukované napětí

[3] Obrázky průběhů jsou zkopírovány z výpočetního rozhraní CAD systému Autodesk Inventor 2017. [22]