



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh planetové míchačky betonu**

**Design of Planetary Concrete Mixer**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2020**

**Jan Kličman**

**Studijní program:** N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika  
**Vedoucí práce:** Ing. Josef Kamenický

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kličman** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **379958**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh planetové míchačky betonu**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of Planetary Concrete Mixer**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte planetovou míchačku betonových směsí.

Práce bude obsahovat:

- 1) stručná rešerše stavebních směsí a strojů na jejich finální zpracování (míchačky)
- 2) konstrukční návrh planetové míchačky betonových směsí s objemem 1000 litrů. V rámci konstrukčního návrhu vytvořte 3D model celé planetové míchačky betonu a 2D výkresy vybraných dílců a hlavní sestavy.
- 3) návrhový výpočet a MKP analýza vybraných částí míchačky, podrobný návrh ozubeného převodu planetové míchačky. Návrh a výpočet životnosti použitých ložisek. Návrh planetové míchačky včetně řešení doplňování a vyprazdňování betonové směsí.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ADÁMEK, Jiří. Stavební materiály. Praha: Nakladatelství CERM, 1997. ISBN 978-80-2140-631-3
- [2] PACAS, Blahoslav. Teorie stavebních strojů. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1986.
- [3] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008.
- [4] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [5] Webové stránky a podklady výrobců obdobných zařízení.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

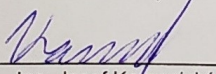
**Ing. Josef Kamenický, ústav konstruování a částí strojů FS**

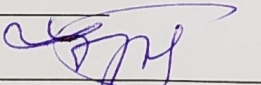
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

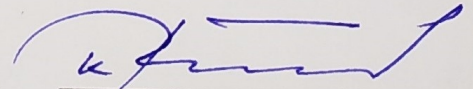
Datum zadání diplomové práce: **25.10.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **16.01.2020**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

  
Ing. Josef Kamenický  
podpis vedoucí(ho) práce

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

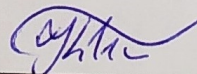
  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29. 10. 2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta



### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh planetové míchačky betonu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefem Kamenickým s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 15. 1. 2020

Jan Kličman



## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Josefu Kamenickému za odborné vedení při tvorbě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Františkovi Starému za vedení v začátcích diplomové práce. V neposlední řadě bych rád poděkoval Ing. Janu Zavrtálkovi, ze společnosti SKF, za konzultaci při návrhu ložisek.



## Anotační list

|                       |  |  |    |
|-----------------------|--|--|----|
| Jméno autora:         | Bc. Jan Kličman  |  |    |
| Název DP:             | Návrh planetové míchačky betonu  |  |    |
| Anglický název:       | Design of Planetary Concrete Mixer   |  |    |
| Rok:                  | 2020   |  |    |
| Studijní program:     | N2301 Strojní inženýrství  |  |    |
| Obor studia:          | 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika  |  |    |
| Ústav:                | Ústav konstruování a částí strojů  |  |    |
| Vedoucí DP:           | Ing. Josef Kamenický   |  |    |
| Bibliografické údaje: | počet stran  |  | 77 |
|                       | počet obrázků  |  | 36 |
|                       | počet tabulek  |  | 12 |
|                       | počet příloh   |  | 11 |
| Klíčová slova:        | stavební směsi, převodový mechanismus, konstrukce, návrh, ozubené kolo, planetový míchač   |  |    |
| Keywords:             | building mixtures, transmission mechanism, construction, design, gear, planetary Concrete Mixer  |  |    |
| <b>Anotace:</b>       | V diplomové práci byl proveden koncepční návrh planetové míchačky betonu. Byl vypracován 3D model a 2D výkresy sestavení a vybraných částí navrhované míchačky, včetně provedení vybraných návrhových a kontrolních výpočtů.   |  |    |
| <b>Abstract:</b>      | The thesis puts forward a proposal for a Planetary Concrete Mixer. A 3D model and a 2D drawing of the proposed variant of the Mixer have been prepared, including the execution of selected proposal and control calculations. |  |    |





## Obsah

|   |        |
|---|--------|
| 1 Úvod.....   | - 10 - |
| 2 Rešerše .....   | - 11 - |
| 2.1 Stavební směsi .....                                | - 11 - |
| 2.2 Výroba cementu.....                                 | - 12 - |
| 2.3 Stroje na výrobu a zpracování stavebních směsí..... | - 14 - |
| 2.4 Stroje na míchání stavebních směsí .....            | - 15 - |
| 2.4.1 Míchání .....                                     | - 15 - |
| 2.4.2 Účinnost míchání a homogenizace.....              | - 16 - |
| 2.4.3 Velikost a doba míchané směsi .....               | - 17 - |
| 2.4.4 Stavební míchačky .....                           | - 19 - |
| 3 Analýza zařízení .....                                | - 25 - |
| 3.1 Rozklad zařízení na konstrukční celky .....         | - 25 - |
| 3.1.1 Míchač.....                                       | - 26 - |
| 3.1.2 Víko míchačky .....                               | - 27 - |
| 3.1.3 Pohony míchačky .....                             | - 27 - |
| 3.1.4 Planetový převod míchačky .....                   | - 27 - |
| 3.1.5 Ramena míchače.....                               | - 28 - |
| 3.1.6 Ostatní příslušenství.....                        | - 28 - |
| 4 Koncepční návrh planetové míchačky.....               | - 29 - |
| 4.1 Základní dimenzování .....                          | - 29 - |
| 4.2 Objem míchače a funkční schéma.....                 | - 30 - |
| 4.3 Namáhání lopatek a příkon motoru.....               | - 32 - |
| 4.3.1 Rychlost lopatek a potřebný příkon.....           | - 34 - |
| 4.4 Volba elektromotoru .....                           | - 35 - |
| 4.5 Návrh převodových poměrů .....                      | - 36 - |
| 4.5.1 Návrh kupované planetové převodovky.....          | - 36 - |
| 4.5.2 Návrh ozubeného převodu .....                     | - 39 - |



|        |  |        |
|--------|--|--------|
| 4.6    | Výpočet momentů a návrh parametrů ozubení .....      | - 40 - |
| 4.6.1  | Vypočet korekcí ozubených kol.....                   | - 44 - |
| 4.7    | Silové poměry na ozubených kolech .....              | - 46 - |
| 4.8    | Návrh hřídelů .....                                  | - 48 - |
| 4.8.1  | Hlavní hřídel.....                                   | - 49 - |
| 4.8.2  | Hřídel satelitů .....                                | - 50 - |
| 4.9    | . Reakce v podporách.....                            | - 51 - |
| 4.10   | Návrh ložisek .....                                  | - 53 - |
| 4.10.1 | Hřídel satelitů.....                                 | - 53 - |
| 4.10.2 | Hřídel centrální kolo.....                           | - 56 - |
| 4.11   | Statická kontrola hřídelů.....                       | - 58 - |
| 4.11.1 | Statická kontrola hřídele satelitů .....             | - 58 - |
| 4.11.2 | Statická kontrola hřídele centrálního kola.....      | - 59 - |
| 4.12   | Návrh uložení náboj-hřídel .....                     | - 60 - |
| 4.12.1 | Rovnoboké drážkování na hlavní hřídeli .....         | - 60 - |
| 4.12.2 | Pero na hřídeli satelitů pod ozubením .....          | - 61 - |
| 4.12.3 | Pero na hřídeli satelitů pod unašečem ramen .....    | - 62 - |
| 4.13   | Návrh lopatky míchače .....                          | - 63 - |
| 4.13.1 | Návrh lopatky míchače MKP .....                      | - 66 - |
| 4.14   | Návrh víka míchačky .....                            | - 70 - |
| 4.15   | Koncepční návrh plnění a vyprazdňování míchače ..... | - 71 - |
| 5      | Závěr.....   | - 72 - |
|        | Použitá literatura.....                              | - 73 - |
|        | Seznam obrázků.....                                  | - 75 - |
|        | Seznam tabulek .....                                 | - 76 - |
|        | Seznam příloh.....                                   | - 77 - |
|        | Seznam výkresů .....                                 | - 77 - |



## Seznam symbolů a zkratk

| Značka          | Veličina  | Rozměr               |
|-----------------|---|----------------------|
| $b_{wH}/d$      | Poměrná šířka ozubení                             | [–]                  |
| $K_A$           | Součinitel vnějších dynamických sil               | [–]                  |
| $K_{H\beta}$    | Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce | [–]                  |
| $M_o$           | Ohybový moment                                    | [N. mm]              |
| $W_K$           | Průřezový modul v krutu                           | [mm <sup>3</sup> ]   |
| $W_o$           | Průřezový modul v ohybu                           | [mm <sup>3</sup> ]   |
| $m_n$           | Normální modul                                    | [mm]                 |
| $\sigma_{HP}$   | Mez únavy v dotyku                                | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_o$      | Ohybové napětí                                    | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_{ored}$ | Redukované napětí                                 | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_t$      | Tahové napětí                                     | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\tau_k$        | Smykové napětí                                    | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\mu$           | Účinnost  | [%]                  |
| a               | Osová vzdálenost                                  | [mm]                 |
| c               | Hydraulický koeficient odporu pohybu              | [–]                  |
| d,D             | Průměr  | [mm]                 |
| F               | Síla, reakce v uložení                            | [N], [kN],           |
| h               | Výška   | [mm]                 |
| i               | Převodový poměr                                   | [–]                  |
| m               | Hmotnost  | [kg]                 |
| $M_k$           | Kroutící moment                                   | [Nm], [Nmm]          |
| n               | Otáčky  | [ot/min]             |
| P               | Výkon   | [kW]                 |
| r               | Poloměr   | [mm]                 |





|          |                  |            |
|----------|------------------|------------|
| s        | Plocha           | $[mm^2]$   |
| t        | Čas              | [s]        |
| V        | Objem            | $[m^3]$    |
| v        | Rychlost         | $[m/s]$    |
| z        | Počet zubů       | [-]        |
| $\beta$  | úhel sklonu zubů | $[^\circ]$ |
| $\eta$   | Účinnost         | [-]        |
| $\omega$ | Úhlová rychlost  | [-]        |
| $\rho$   | Hustota          | $[kg/m^3]$ |

Zde neuvedené symboly a označení jsou vysvětleny v textu



# 1 Úvod

Diplomová práce na téma „Návrh planetové míchačky betonu“ se zabývá celkovým koncepčním návrhem míchačky na přípravu stavebních směsí, u které je k promíchávání využíván planetový převod.

V úvodní části práce je provedena rešerše, která obsahuje stručné seznámení se stavebními směsí ve smyslu jejich dělení, vyhodnocování a možných způsobů jejich míchání. Následuje část, která se zabývá stručným popisem strojů sloužících k míchání stavebních směsí a principy jejich fungování.

V praktické části diplomové práce je navržen koncept planetové míchačky. V této části je prezentován 3D model planetové míchačky betonových směsí, společně s 2D výkresy celého návrhu a vybraných částí míchačky. V této části jsou uvedeny potřebné návrhové a konstrukční výpočty vybraných vyráběných i nakupovaných součástí.

Hlavním cílem diplomové práce je tedy návrh konceptu nové planetové míchačky betonových směsí s objemem 1000 litrů, který k míchání využívá planetový převod včetně návrhu potřebného ozubeného převodu, návrhu ložisek, včetně ověření správnosti jejich volby a návrhu vybraných vyráběných dílů.



## 2 Rešerše

*V této části práce je provedena rešerše, která obsahuje stručný popis stavebních směsí a rozdělení a popis strojů na výrobu a zpracování stavebních směsí. Dále je zde uveden popis jednotlivých provedení stavebních míchaček.*

### 2.1 Stavební směsi

Stavební směsi je označení pro látky, které se skládají z různorodých složek smíchaných ve snaze získat požadované vlastnosti. Stavební směsi lze rozdělit do dvou základních skupin:

- suché stavební směsi,
- mokré stavební směsi [1]

Jako suché stavební směsi jsou (1) označovány takové směsi, které neobsahují vodu. Z převážné většiny se jedná o polotovary, které jsou hromadně vyráběny a distribuovány. Po přidání správného množství vody a důkladném promíchání všech složek vzniká mokrá stavební směs požadovaných vlastností. Mezi suché stavební směsi je možno zařadit polotovary pro přípravu lepidel, malt, betonů či omítek. [1, 7]

Mokré stavební směsi je označení pro látky, které lze vhodně upravit do kašovitě či tekuté formy. Nově vzniklá směs má následně schopnost na základě chemických reakcí relativně snadno měnit své skupenství na pevné. V důsledku změny skupenství vzniká z nesoudržných složek stavební směsi celistvé soudržné těleso požadovaných vlastností a tvarů. [1, 7]

Základní složkou většiny mokrých směsí jsou práškové, látky neboli pojiva. Jedná se o látky minerálního původu, získané z přírodních hornin či jejich směsí. Dalšími složkami směsi jsou plniva (obvykle kamenivo), příměsi a voda. Stavební směsi mohou být připravovány v centrálním místě výroby a na stavbu jsou dováženy v tekutém stavu jako tzv. mokré směsi. Při výrobě stavební směsi na stavbě je využíváno tzv. suché směsi, která se běžně prodává a na staveništi je smíchaná s vodou. [1, 7]



Stavební směsi lze, dle jejich použití, rozdělit do tří základní skupin:

- anorganická pojiva,
- malty a omítky,
- betony. [1, 7]

Mezi anorganická pojiva lze zařadit směsi na základě vápna (vzdušné vápno, hydraulické vápno), sádry a cementové směsi. Malty a omítky lze rozdělit na základě jejich pojiva na vápenné, cementové, sádrovápené a jiné. Dále je dělíme na základě jejich použití a požadovaných vlastností na malty pro venkovní, vnitřní užití, speciální maltové směsi. [1, 7]

Nejrozsáhlejší skupinu stavebních směsí tvoří betony. Jedná se o stavební směs využívající cement jako pojivo a drobné kamenivo, asfalt, polymery nebo síru jak plnivo. Dále se do betonové směsi přidávají příměsi a přísady, které ovlivňují vlastnosti výsledného betonu. [1, 7]

V Tab. 1 je pro orientaci uveden přehled objemových hmotností běžně dostupných stavebních směsí. Existují i speciální stavební směsi s rozdílnými hodnotami objemové hmotnosti. [1, 2]

Tab. 1 Objemové hmotnosti stavebních směsí [1, 2]

| Stavební směs v suchém stavu | Objemová hmotnost                  |
|------------------------------|------------------------------------|
| Sádrové směsi                | (1 000 ÷ 1 800) kg.m <sup>-3</sup> |
| Malty a omítky               | (1 600 ÷ 2 000) kg.m <sup>-3</sup> |
| Lehké betonové směsi         | (300 ÷ 2 000) kg.m <sup>-3</sup>   |
| Normální betonové směsi      | (2 000 ÷ 2 600) kg.m <sup>-3</sup> |
| Těžké betonové směsi         | > 2 600 kg.m <sup>-3</sup>         |

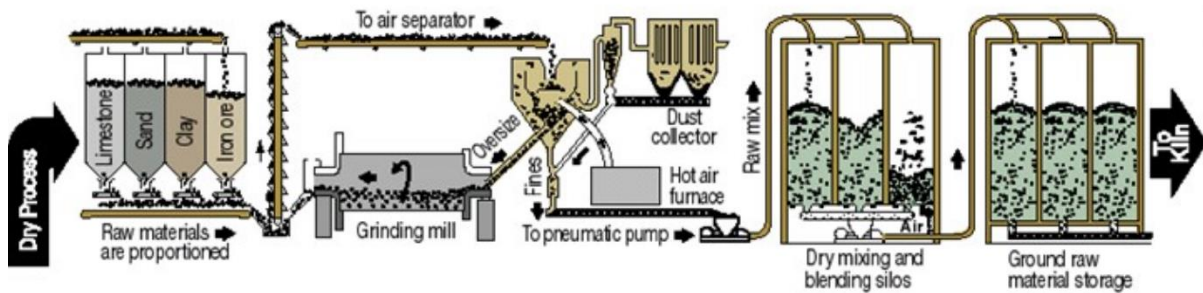
## 2.2 Výroba cementu

Výrobu cementu lze zjednodušeně rozdělit na dva základní technologické způsoby a do tří fází. Jedná se mokrý a suchý způsob výroby. První fáze výroby, která je pro oba způsoby shodná, spočívá v těžbě nerostných surovin, jejich mletí v hlavním mlýnu, třídění a v případném domletí v druhém mlýnu a třídění. [3, 4, 5]



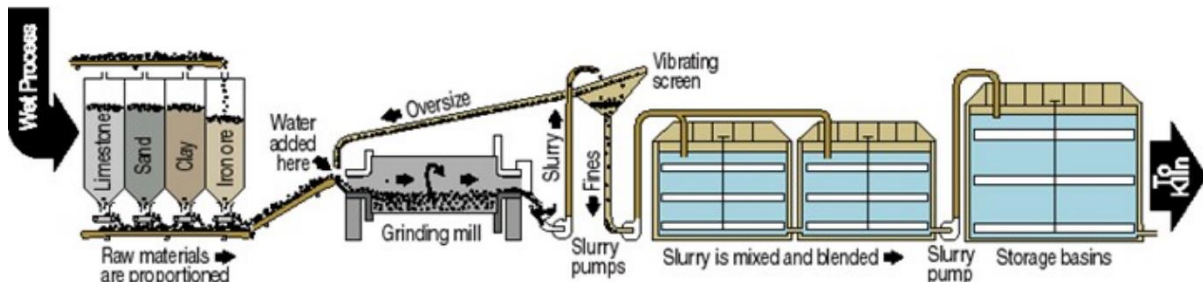
Druhá výrobní fáze je pro mokrý a suchý způsob výroby rozdílná. Tento rozdíl je patrný z Obr. 1.

## 2. Raw materials are ground to powder and blended.



or

## 2. Raw materials are ground, mixed with water to form slurry, and blended.



Obr. 1 Schéma výroby cementu [4]

Po smíchání všech vstupních složek cementu dochází v mlecím mlýnu k jejich suchému promíchávání, drcení a v případě potřeby k opakování mletí. Oproti suché metodě je při mokrému způsobu během fáze smíchávání surovin přidávána voda. Nově vzniklá hmota se nazývá surovinový kal a obsahuje 30-40 % vody. Následně je suchá, nebo mokrá směs dále míchána a homogenizována. [1, 4, 5, 7]

Poslední fáze je opět shodná pro obě metody. Během závěrečných procesů při výrobě cementu dochází k sušení, vypalování cementu v rotačních pecích a k jeho dalšímu mletí či domlývání. [4, 5].

V současné době ve světě převládá suchý způsob výroby, který spotřebovává menší množství tepelné energie během sušení a pálení a není závislý na velkém množství vody. Výhodou mokré metody je výrazně nižší prašnost a technologická vhodnost pro některé druhy vstupních surovin, např. břidlice. V roce 2016 byly v České republice vyrobeny necelé 4 000 tuny cementu. [4, 5, 6, 7]



## 2.3 Stroje na výrobu a zpracování stavebních směsí

Stroje, které vyrábějí a zpracovávají stavební materiály je možno rozdělit podle technologické fáze výroby na:

- stroje na rozpojování materiálů,
- stroje na zpracování rozpojených materiálů,
- stroje na míchání stavebních směsí,
- stroje na zhutňování. [8]

Stroje na rozpojování materiálů mají za úkol zpracovat vytěžené horniny či recyklované materiály, na menší části, se kterými je možné dále pracovat. Stroje na rozpojování materiálů pro přípravu stavebních směsí nazýváme drtiče a mlýny. Mezi takto běžně zpracovávané horniny můžeme uvést například pískovce, žulu, čediče, vápenec. [8]

Po rozdělení hornin na menší části je nutné materiály roztřídit a vysušit. Technologický proces sušení je fyzikální proces, při kterém dochází ke snížení vlhkosti či sjednocení vlhkosti jednotlivých částí na stejnou hodnotu, a to bez chemické reakce. Vlhkost se do materiálů dostává přirozenou cestou či z předchozího zpracování. Minerály a horniny mají různou vlhkosti na základě prostředí, ve kterých byli vytěženi, ale i na základě ročních období a místa skladování. Technologická vlhkost je způsobena nutností dodávat vodu či jiné chladicí a mazací kapaliny při některých dělicích postupech. [7, 8]

Třídění materiálů probíhá na strojích nazývaných třídičky a prosévačky. Ty materiál třídí dle druhu, geometrie a velikosti zrn. Třídící stroje využívají několika základních principů. Nejrozšířenější třídící stroje jsou prosévačky, které nechávají materiály propadat přes síta s vhodnou velikostí ok. Běžné je i několikanásobné prosévání přes sérii sít, s různými velikostmi ok. Dalšími třídícími principy jsou hydraulický, pneumatický a odstředivý. [8]





Po mechanické úpravě vytěžených surovin, jejich vysušení a roztřídění je nutno jednotlivé složky promíchat. Důkladné promíchání vstupních surovin zajišťuje co největší homogenní strukturu. Stroje, které jednotlivé složky promísí, jsou souhrnně nazývány míchačky a jsou více rozebrány v kapitole 2.4. [8]

Stroje na zhutňování zajišťují jednu z nejdůležitějších technologických operací ve stavebnictví, na které často závisí kvalita a bezpečnost celé stavby. Přírodní terén má obvykle dostatečnou únosnost, pokud se nejedná o písčnou či jílovitou zem. U uměle vytvářených povrchů jako jsou například navážky či betonové směsi, je třeba před dalšími stavebními úkony povrch více zhutnit. Účelem zhutňování je zvýšit soudržnost, kompaktnost a pevnost upravovaného materiálu. Do strojů na zhutňování patří válce, střásače či zhutňovače. [8]

## 2.4 Stroje na míchání stavebních směsí

### 2.4.1 Míchání

Ve stavební či jiné výrobě využíváme různé materiály, které směšujeme v požadovaných poměrech. Pohyb jednotlivých složek v míchacích strojích může při vhodném uspořádání působit i jako mletí vstupních surovin. Míchané složky musí být před použitím důkladně promíseny během procesu, který nazýváme míchání. Při procesu míchání můžeme směšovat látky stejných nebo různých skupenství – pevné s pevnými, pevné s tekutými, tekuté s tekutými atd. [7,8]

Podle druhu stavební směsi rozlišujeme míchání:

- suchých, práškových a zrnitých směsí,
- mokrých směsí,
- hrubozrnné disperze (betony). [8]

Účelem míchání je:

- získání sypkých směsí, plastických směsí, emulzí,
- získání požadovaného povrchu látek směsí,
- dokonalé a rovnoměrné smíšení dvou a více vstupních komponent,
- změna fyzikálního stavu směsi. [8]



## 2.4.2 Účinnost míchání a homogenizace

Proces míchání probíhá na mnoha rozličných strojích a s různými požadavky na finální produkt. Proto je složité vyjádřit společné hodnotící kritérium, které by bylo univerzální pro všechny způsoby míchání. V běžné praxi se používají dvě hodnotící kritéria kvality míchaných látek:

- účinnost míchání,
- homogenizace směsi. [8]

Účinnost i homogenizace se určují experimentálně na zkušebních prototypch míchacích strojů. Pro zjištění účinnosti je třeba odebrat několik vzorků. Vzorky musí být odebírány z různých míst míchané směsi a v různých časových odstupech. V každém odebraném vzorku se zjišťuje množství jednotlivých složek směsi. [8]

Výsledné procento míšení vzorku je dáno vztahem (1). [8]

$$x_1 = \frac{V_1}{V_c} \cdot 100 [\%] \quad (1)$$

kde:

$V_1$  – objem látky v daném vzorku ..... [ $m^3$ ]  
 $V_c$  – celkový objem látky dodaný do celého objemu míchače ..... [ $m^3$ ]

Účinnost míchání pro danou látku je dána průměrnou hodnotou ze všech měření dle vztahu (2). [8]

$$\mu_1 = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_n}{n} [\%] \quad (2)$$

kde:

$x_1, x_2, \dots, x_n$  – výsledky jednotlivých odběrů dané látky ..... [%]  
 $n$  – celkový počet odebraných vzorků ..... [–]



Obdobným způsobem lze získat účinnost míchání pro další látky i pro celkovou účinnost míchání. Celková účinnost míchání je dána vztahem (3). [8]

$$\mu_c = \frac{\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \dots + \mu_m}{m} \quad (3)$$

kde:

$\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$  – účinnost míchání jednotlivých látek ..... [%]  
 $m$  – celkový počet látek ve směsi ..... [-]

Experimentálně získané hodnoty celkové účinnosti jsou orientační. Nepřesnost měření je dána nerovnoměrným rozložením zkoumaných látek, které mohou dávat stejné hodnoty účinnosti. Z tohoto důvodu je nutno brát ohled i na jednotlivé účinnosti jednotlivých složek směsi. [8]

Během procesu míchání dochází k homogenizaci směsi. V současné době neexistuje žádná fyzikálně mechanická ani fyzikálně chemická veličina, která by jednoznačně definovala účinek míchání. Pro určení homogenity dané směsi je nutno zvolit charakteristickou vlastnost, kterou je možno vyhodnocovat, např. vlhkost, zrnitost či hustotu. Během procesu míchání je nutno sledovat, pro dodržení jakosti směsi, homogenizaci v celkovém objemu i v jeho dílčích částech. [8]

### 2.4.3 Velikost a doba míchané směsi

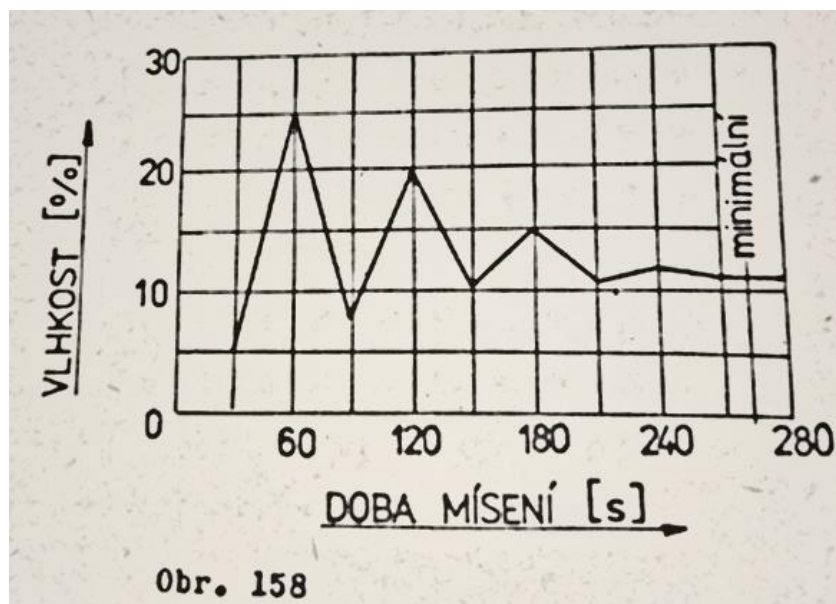
Během míchání dochází k homogenizaci, kterou je třeba rozlišovat pro malé a velké objemy. Podle velikosti míchaných objemů rozeznáváme:

- míchání velkých objemů,
- míchání malých objemů,
- míchání velkých i malých objemů v kapalném stavu [8].

Při míchání velkých objemů jsou stříhová napětí v míchané látce malá, proto nedochází k obnovování a vytváření nových povrchů směsi. U malých objemů dochází k intenzivnímu tahu látek, a tedy ke značnému obnovování povrchu. Míchání malých objemů je též nazýváno hnětení a je využíváno při procesech, kde je kladen velký důraz na kvalitu povrchu vzniklé směsi. [8]



Potřebná doba míchání směsi se zjišťuje experimentálně pro potřeby určení velikosti míchače. Během zjišťování potřebné doby míchání dávkuje jednotlivé složky směsi a provádíme jejich míchání. V přesných časových intervalech odebíráme vzorky vznikající směsi a vyhodnocujeme vybranou měřitelnou vlastnost – vlhkost, zrnitost či jinou. Průběh hodnot měřených vlastností je patrný z Obr. 2. Z počátku jsou hodnoty velmi rozdílné, postupem času se hodnoty ustálí. Na základě určení doby míchání lze vhodně určit užitečnou velikost míchače a jeho výkonnost. V případě požadavku na zvýšenou výkonnost je možno přidat více míchačů. Tento proces se provádí za účelem získání míchacích časů, které jsou ekonomicky výhodné. [8]



Obr. 2 Doba mísení [8]

Potřebné časy na důkladné promíchání směsi lze upravit vhodným technologickým postupem. Lze promíchávat postupně některé látky a přidávat další. Z toho důvodu rozlišujeme jednofázové, dvoufázové či vícefázové míchání. Dalším způsobem zkracování míchacích časů je předúprava surovin a jejich vlastností, jako je zrnitost, vlhkost složení atd. [8]



## 2.4.4 Stavební míchačky

Na základě konceptu, konstrukce a pracovních procesů lze stavební míchačky na mokré směsi rozdělit.

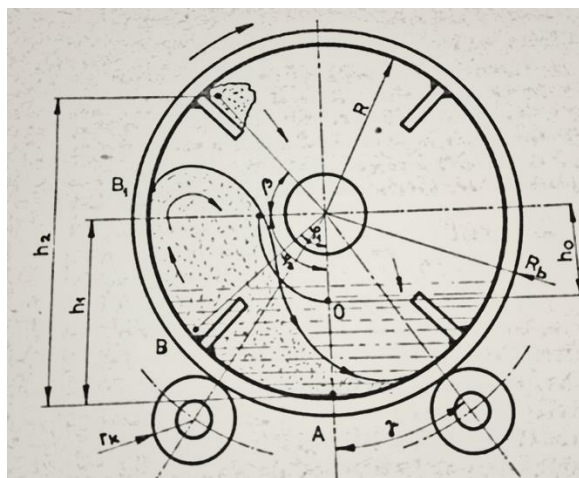
- a) podle způsobu míchání:
  - i. spádové,
  - ii. s nuceným mícháním,
  - iii. aktivační míchačky.
- b) podle způsobu práce
  - i. míchače s přerušeným pracovním cyklem – periodické
  - ii. míchače s nepřetržitým pracovním cyklem – kontinuální.
- c) podle možnosti přemístění:
  - i. stabilní (pevně zabudované),
  - ii. převozná (s možností přemístění),
  - iii. pojízdná,
  - iv. automíchače.
- d) podle druhu pohonu:
  - i. s elektrickým pohonem,
  - ii. se spalovacím motorem,
  - iii. s pneumatickým motorem,
  - iv. s hydraulickým pohonem,
  - v. s kombinovaným pohonem.
- e) podle osy míchače:
  - i. svislé,
  - ii. vodorovné,
  - iii. šikmé.
- f) podle tvaru míchače
  - i. bubnové stroje,
  - ii. talířové stroje,
  - iii. šnekové stroje (žlabové míchače).
- g) podle druhu míchaných materiálů
  - i. zrnitých až práškových materiálů,
  - ii. plastových a keramických materiálů,
  - iii. tekutých směsí. [13]



Další část práce je zaměřená na 3 skupiny míchaček: stavební míchačky gravitační, míchačky s nuceným mícháním a speciální míchačky.

#### 2.4.4.1 Stavební míchačky gravitační

Princip fungování samospádových gravitačních míchaček je patrný z Obr. 3. Během samospádového míchání jsou složky směsi vynášeny lopatkami pohyblivého bubnu do určité výšky. Při tomto pohybu dochází k různým pohybům směsi v závislosti na druhu promíchávaných látek. Při míchání hrubozrnných směsí dochází při zvedání směsi do výšky k uvolnění velkých zrn a k jejich pádu do spodní části bubnu.



Obr. 3 Princip gravitační míchačky [8]

Menší zrna padají jako souvislá hmota z vyšších výšek. Při mísení mastnějších a soudržnějších směsí dochází spíše k plastickému pohybu směsi, kdy se jednotlivé vrstvy přes sebe převalují. [8]

#### 2.4.4.2 Stavební míchačky s nuceným mícháním

V praxi se rozdělují do dvou základních skupin podle způsobu práce:

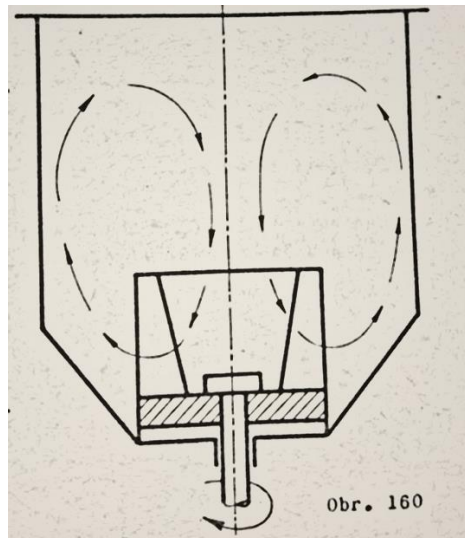
- cyklické,
- kontinuální. [8]

Při cyklickém provozu je prostor míchače naplněn vstupními surovinami, následuje různě dlouhá fáze míchání. Ta závisí na požadované kvalitě výstupní směsi a jejím druhu. Po promíchání je prostor míchače vyprázdněn a celý cyklus se opakuje. V případě kontinuálního míchače je stroj opatřen několika vstupy, kterými se obvykle přivádí vstupní suroviny a voda. Na opačné straně stroje je výstup, který produkuje určené množství směsi. [8]



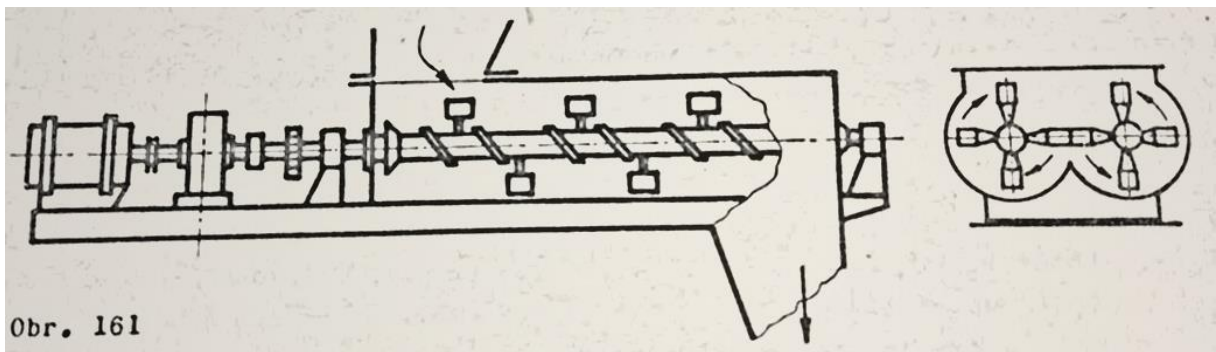


Princip fungování cyklického míchače s nuceným pohonem je patrný z Obr. 4. Jednotlivé složky směsi jsou umístěny v nehybné nádobě (bubnu) míchačky. K jejich promíchávání dochází vlivem roztáčení lopatek umístěných na spodní straně míchačky. Při vysokých otáčkách dochází k intenzivnímu proudění směsi. Směs je vrhána na šikmé dno nehybné nádoby odkud je tlakem další směsi vynášena a po spirále nahoru a středem prstence opět padá dolů. [8]



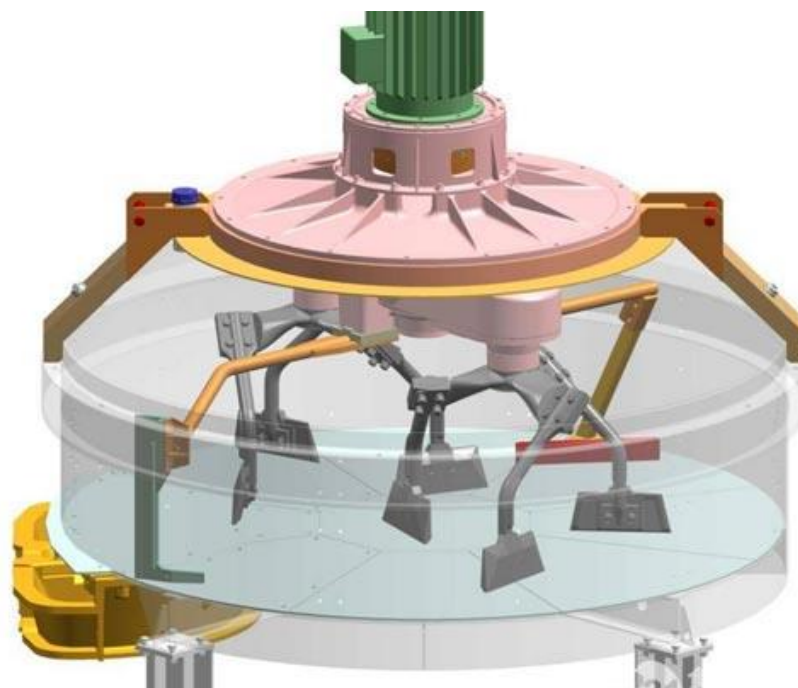
Obr. 4 Princip cyklického míchače [8]

Kontinuálně pracující míchačky mají velké uplatnění při výrobě betonových směsí a malt. Největší zastoupení mezi těmito míchačkami mají míchačky s horizontální míchací osou. K míchání může docházet díky dlouhému šneku, který mísí vstupní suroviny a vodu. Dalším z typů jsou míchače s hřídelí osazenou lopatkami. Lopatky jsou umístěny v různých směrech a úhlech, aby směs cirkulovala radiálně. Část lopatek bývá nastavena s negativním úhlem, a to za účelem vyvolávání protichůdných proudů pro snížení celkové rychlosti míchání a pro intenzivnější promíchávání. Doba míchání v kontinuálních míchačkách je dána zejména délkou žlabu, úhlovou rychlostí a nastavením stoupání lopatek či šneku. Na Obr. 5 je znázorněna horizontální míchačka s dvěma lopatkovými hřídeli. [8]



Obr. 5 Princip šnekového míchače [8]

Další skupinou míchače s nuceným oběhem jsou míchačky s planetárním pohybem, některými výrobci nazývaná jako míchačky s valčickým pohybem. Princip fungování planetárních míchaček je patrný z Obr. 6. Výhodou těchto míchačů je dobré promíchání stavebních směsí oproti gravitačním míchačkám a možnost pracovat v cyklickém i kontinuálním provozu. Jsou velmi rozšířené hlavně v USA, kde jsou specializované firmy, které dodávají velké množství příslušenství. Výhodou je možnost stavět míchačky do velkých výrobních hal, kde často pracuje několik středně velkých míchačů. Prvek, který činí planetární míchačky univerzální je možnost demontáže míchacích ramen a jejich výměna za vhodnější tvar podle míchaného materiálu. Výhodou moderních planetárních míchaček je možnost jejich poměrně snadného transportu na místo potřeby [8, 9, 10, 11, 12].



Obr. 6 Princip planetární míchačky [9]



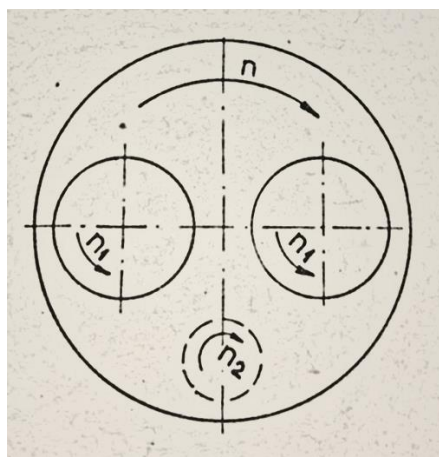
### 2.4.4.3 Speciální míchačky

Do kategorie speciálních míchaček lze zahrnout mnoho různých strojů. V rámci této práce je zmíněno okrajově pouze několik typů. Jedná se o:

- desintegrační míchače směsí,
- protiproudé rychlomísiče,
- automíchačky,
- míchače tekutých suspenzí s přebytkem vody. [8]

Desintegrační míchače slouží jako kombinace stroje na rozpojování materiálů a mísiče. Jejich uplatnění je hlavně v přípravě cementových směsí, kde jsou míchací bubny opatřeny buď mlecími válci, nebo kamennými koulemi. Kamenné koule se uplatňují v gravitačních míchačkách, kdy pádem do směsi drtí a rozměňují promíchávané směsi. Často jsou tyto stroje opatřeny součástkami, které stroji dodávají vibrace ( v tom případě se pak jedná o vibromíchání). [8]

Protiproudé rychlomísiče mají své uplatnění v keramickém průmyslu, kde je třeba rychle a intenzivně promíchat speciální směsi. Ty se vyznačují velkým podílem zrnitých a sypkých látek. Vlhkost těchto směsí je obvykle pod 8 % a míchá se v několika etapách s postupným přidáváním tekuté složky směsi. Protiproudé rychlomíchače promíchávají malé množství látek v periodickém režimu. Princip fungování je patrný z Obr. 7, na kterém jsou vidět mísící talíře a nad nimi jsou excentricky uloženy míchací hvězdice. Z mísícího talíře vystupuje série pevných běhounů, které se otáčejí společně s talířem. Míchací hvězdice jsou opatřeny lopatkami a celé hvězdice se mohou otáčet v různých směrech s proměnlivou rychlostí. [8]



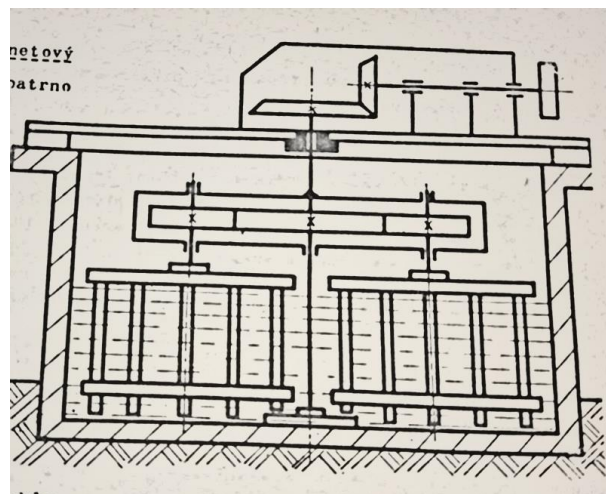
Obr. 7 Princip protiproudého míchače [8]



V mnoha případech ve stavebnictví je ekonomicky výhodnější vyrábět stavební směsi mimo prostor stavby. Důvodem může být nedostatečný prostor pro stavbu stacionárních míchačů s ohledem na plánovanou spotřebu směsi. Dalším hlediskem může být to, že je ekonomicky výhodnější stavba a provoz jedné velké centrální výroby směsi pro několik stavenišť v okolí. Z mnoha výše uvedených způsobů se ve stavebnictví nejčastěji uplatňují automíchače. Tyto stroje slouží nejen k přepravě stavebních směsí, ale i jako míchače které dodělávají a udržují stavební směs během přepravy, čímž se efektivněji zkracuje čas přípravy v centrálním místě. V podstatě se jedná

o bubnové cyklické míchače umístěné na automobilovém podvozku. Automíchače bývají často vybaveny i pumpami a čerpadly, které jsou schopny stavební směsi vytlačit do několikametrových výšek. [8]

Míchače tekutých suspenzí pracují s kaly, břeczkami, suspenzemi či emulzemi. Jejich konstrukce je zpravidla tvořena velkou betonovou nebo železobetonovou nádrží, ve které jsou promíchávány velké objemy látek. Využívají se například k promíchání a rozptýlení částic hlíny, křídly a jiných komponent při výrobě cementu. Dalším uplatněním míchačů tekutých suspenzí je udržování směsí v homogenním stavu a zabránění usedání jednotlivých frakcí na dně nádrží. Podle principu a konstrukce míchačů rozeznáváme klasický kalový míchač, pneumatický míchač, hrabicový míchač, planetový míchač či vrtulový. Jako jeden z možných principů fungování, který je patrný z Obr. 8, míchačů tekutých suspenzí je uveden míchač hrabicový planetový. [8]



Obr. 8 Princip kalového míchače [8]



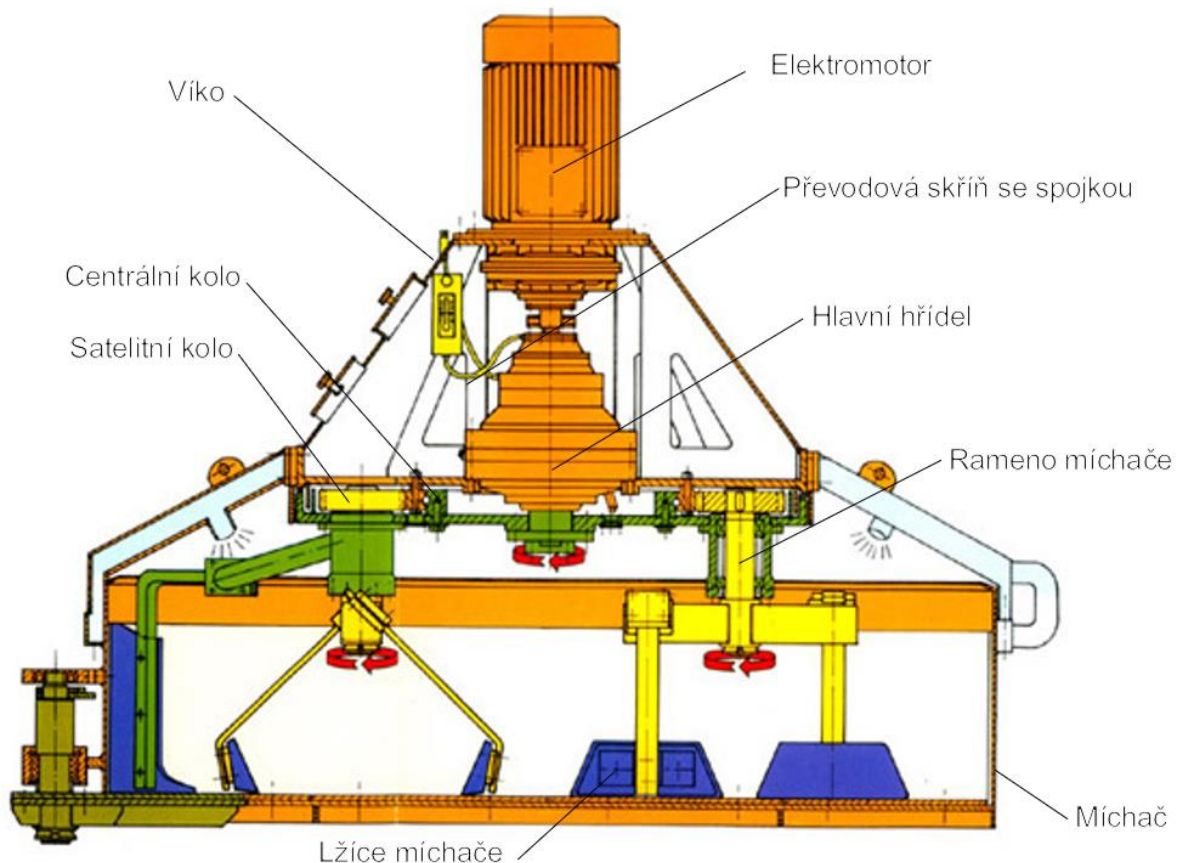
Z Obr. 8 je patrné, že v betonové nádrži je uložena promíchávaná látka – kal. Celý mechanismus míchače je zavěšen na pohyblivých ramenech. Pomocí satelitů se jednotlivé hrabice otáčejí kolem vlastních os a současně s traverzami okolo centrální osy. Hrabicový míchač vykonává složitý planetový pohyb, který intenzivně promíchává velké množství látky. Tyto míchače je možno provozovat i jako kontinuální. [8]

### 3 Analýza zařízení

V této části práce jsou prezentovány jednotlivé části planetové míchačky betonu a jejich stručný rozbor.

#### 3.1 Rozklad zařízení na konstrukční celky

Na Obr. 9 je schématicky znázorněn jeden z možných funkčních principů míchačky s planetárním mícháním. Popis funkcí jednotlivých částí míchačky je uveden v samostatných podkapitolách v další části práce.



Obr. 9 Schéma planetární míchačky [12]

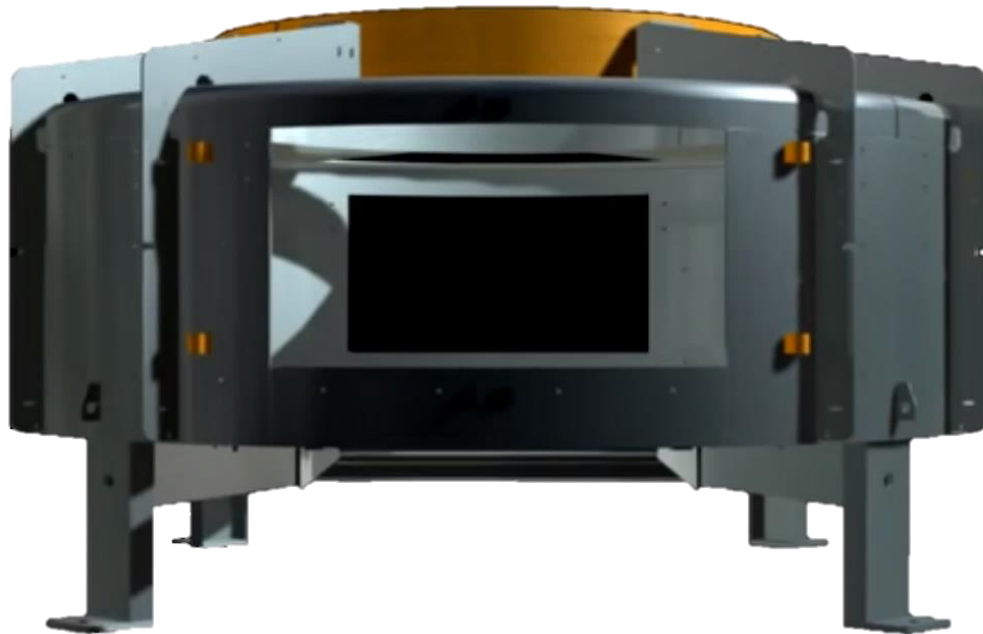




### 3.1.1 Míchač

Prostor, ve kterém se odehrává celý míchací proces se nazývá míchač. Na základě tvaru lze míchače rozdělit do tří základních skupin: bubnové, talířové a šnekové. Pro planetární míchačky se zpravidla užívá bubnový míchač, který je nepohyblivý. Výrobci míchačů udávají, že pro lepší homogenizační míchání je vhodnější mít míchač nižší s větším průměrem. [9, 10,11]

U míchačů rozlišujeme dva druhy objemů: celkový a plnicí. Celkový objem míchače je prostor uvnitř míchače, včetně prostoru, který zabírá technologie. Plnicí objem je označení pro množství směsi, které je možno v míchači připravit. Běžná velikost plnicího objemu u planetárních míchaček je 250–3000 l. [9, 10,11]



Obr. 10 Míchač [9]

Konstrukce míchače planetárních míchaček je v současné době u většiny výrobců podobná. Tělo míchače je vyrobeno z oceli s množstvím otvorů a tvoří nosný rám. Tyto otvory jsou montážní a technologické. Technologické otvory slouží jako vstup do prostoru míchače za účelem dávkování složek směsi a vody a jako výstup z prostoru míchače za účelem vylití hotové směsi. Dalšími technologickými otvory jsou otvory pro kontrolu a odebrání vzorků míchané směsi, otvory sloužící k čištění vnitřních prostor a otvory umožňující provádět servisní úkony. Montážní otvory slouží jako díry pro uchycení vnitřních dílů míchače.





Na vnitřní straně rámu míchače jsou přidělovány desky s proti-otěrovou povrchovou úpravou, které je možno v případě poruchy snadno odebrat a nahradit za nové kusy – případně opravit. [9, 10,11]

Otvory sloužící k odebírání hotové směsi mohou být umístěny na spodní straně či po obvodu bubnu. Tvar a velikost výstupního otvoru může být modifikována na základně následující technologie a požadavků na výstup. Otvírání vypouštěcího otvoru bývá často realizováno pomocí hydraulického pístu. [9, 10,11]

### 3.1.2 Víko míchačky

Víko míchače může být pevnou součástí rámu nebo demontovatelné, záleží na výrobcí míchačky – obě varianty jsou běžné. Víko míchače plní několik úkolů. Jedním z nich je splnění hygienických a bezpečnostních norem, které například určují množství prachu a hluku z míchané směsi a zabraňují obsluze kontaktu s pohyblivými částmi míchače. [9, 10,11]

Vzhledem ke svislé ose míchače slouží víko jako úložný prostor pro planetovou převodovku. Podle provedení pohonu míchače může být k víku přidělována kuželová převodovka jako to je patrné na Obr. 8, nebo může být k víku přidělován přímo motor – viz Obr. 6. [9, 10,11]

### 3.1.3 Pohony míchačky

Velká část výrobců využívá dvou různých pohonů: elektrický a hydraulický. Elektromotor obvykle pohání přímo ramena míchače. Výhodou je možnost zapojení frekvenčního měniče k jednoduché regulaci otáček míchače. Výkony elektromotorů se obvykle pohybují v rozmezí 10–150 kW. [9, 10,11]

Hydraulický agregát, pokud je součástí míchačky, pohání pomocné systémy. Obvykle se jedná o hydraulické ovládání vstupů do míchačky a výstupů z míchačky. Výkon hydraulického agregátu se obvykle pohybuje v rozmezí 2–5 kW. [9, 10,11]

### 3.1.4 Planetový převod míchačky

Na Obr. 9 je patrný jeden z možných principů fungování míchačky s planetárním pohybem. Na víku míchačky je upevněn elektromotor, který je přes převodovku a spojku spojen s rameny míchače. Ramena míchače jsou v horní části osazeny



ozubenými koly – satelity. Tyto satelity zabírají se statickým ozubeným kolem (vnějším nebo vnitřním). Díky tomuto planetovému převodu dochází k rotaci ramen kolem osy hlavního hřídele a současně kolem os ramen. V principu se jedná o zjednodušenou planetární převodovku, u které byly odebrány unašeče. [9, 10,11]

### 3.1.5 Ramena míchače

Míchačky s planetovým převodem mohou mít jedno, dvě či více ramen. Pro lepší vyvážení celého stroje a plynulejší chod se obvykle vyrábí víceramenné míchače. Ramena jsou osazena svislými pruty různých tvarů a průřezů na jejichž konci jsou lopatky, které promíchávají směs. [9, 10,11]

### 3.1.6 Ostatní příslušenství

Mezi ostatní příslušenství míchače můžeme zařadit části, které pomáhají k lepšímu míchání, plynulejšímu a bezpečnějšímu chodu stroje. Jedná se především o rozličná čidla, která plní různé úkoly. Může se jednat o čidla klepání stroje, kontroly uzavření všech vstupů a výstupu před zahájením míchání. Všechna tato bezpečnostní čidla mají za úkol ochránit obsluhu před úrazem, nebo stroj před poškozením. Mezi prvky, které zlepšují plynulost provozu můžeme uvést automatické otvírání vstupních otvorů, které v kombinaci s vhodnými čidly může celý proces míchání automatizovat. Dalším prvkem, který zvyšuje plynulost chodu jsou přídavné čistící trysky, které slouží k mytí vnitřních prostor míchače. V neposlední řadě jsou moderní míchačky vybaveny čidly, která měří v různých místech vlhkost míchané směsi, čímž mohou kontinuálně vyhodnocovat homogenitu směsi. Na základě těchto kontinuálně měřených hodnot lze čas míchání prodlužovat nebo naopak zkracovat. [9, 10,11]



## 4 Koncepční návrh planetové míchačky

V této části práce je prezentován konstrukční návrh míchačky betonových směsí, který využívá k míchání planetový převod. Praktická část obsahuje seznámení s příslušnými bezpečnostními normami. Návrh funkčního schématu stavební míchačky, výpočet potřebného výkonu elektromotoru a návrh zjednodušeného planetové převodu. Dále se zde nachází i návrh a ověření ložisek, pro ozubený převod.

### 4.1 Základní dimenzování

Dle bezpečnostních směrnic a hygienických předpisů platí obecně pro míchačky:

- hlučnost naplněné míchačky měřená na stanovišti obsluhy nesmí překročit hranici stanovenou hygienickými předpisy vydanými ministerstvem zdravotnictví (max. 80 dB),
- prašnost způsobená rozptylem jednotlivých komponentů stavební směsi při plnění míchacího bubnu nesmí překročit hodnoty stanové příslušnými předpisy (Směrnice o hygienických podmínkách pro výstavbu průmyslových podniků),
- části stroje, nalézající se v dosahu obsluhy a ohrožující ji svým tvarem, činností nebo elektrickým proudem aj. musí být zajištěny vhodným bezpečnostním nebo ochranným zařízením tak, aby jimi pracovník nebyl ohrožen. [13]

Další normy ovlivňující správný návrh strojního zařízení: [22]

- EN ISO 14121 Bezpečnost strojních zařízení,
- ČSN EN 13309 (278004) Stavební strojní zařízení,
- EN ISO 121002 Bezpečnost strojních zařízení,
- ČSN EN 12151 (278502) Stroje a provozny pro přípravu betonu a malty,
- ČSN EN 1127-2 Výbušná prostředí – Prevence a ochrana proti výbuchu.



## 4.2 Objem míchače a funkční schéma

Objem míchače byl dle zadání zvolen na 1000 l stavební směsi. Obvyklý objem u běžně prodávaných míchačů je 250–3000 l. Stavební směs, která bude uvažována pro konstrukční výpočty je šterkový beton, jehož vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Fyzikální vlastnosti šterkového betonu [8]

| Název stavební směsi | Těžký stavební beton    |
|----------------------|-------------------------|
| Hustota              | 4 000 kg/m <sup>3</sup> |

Plnicí rozměry míchače vychází ze zvolené geometrie lopatek míchače v části 4.3.1. Průměr míchače byl zvolen na 1 550 mm. Poměr stran válcového míchače, bude podobný jako u většiny výrobců obdobných zařízení, a to 1:3 (výšky: průměru). Objem válcové nádoby je ověřen dle vztahu (4). [9, 10,11, 19]

$$V = \frac{\pi * d_{mn}^2 * h}{4} = \frac{\pi * 1550^2 * 530}{4} \cong 1000 \text{ litrů} \quad (4)$$

kde:

$d_{mn}$  - průměr míchače návrhový .....[mm]  
 $V$  – plnicí objem míchače .....[l]  
 $h$  – pracovní výška míchače .....[mm]

Celková výška míchače bude dána plnicím objemem a potřebným prostorem pro technologii míchačky (ramena a planetový převod).

Tab. 3 Návrhové rozměry míchače [autor]

|                      |          |
|----------------------|----------|
| Průměr míchače       | 1 550 mm |
| Plnicí výška míchače | 530 mm   |
| Plnicí objem míchače | 1000 l   |

Na Obr. 11 je zobrazeno funkční schéma navrhovaného míchače s planetovým převodem. Hlavní motor míchače bude navržený elektromotor potřebného výkonu, viz část 3.2.2. Elektromotor má výstupní otáčky 2 925 m<sup>-1</sup>, které jsou v nakupované převodovce sníženy. Hřídel centrálního kola, který otáčí ramena míchačů okolo hlavní osy celé míchačky. Na horní straně ramen míchačů jsou umístěny satelity, které se odvalují po centrálním kole, čímž dochází k planetárnímu

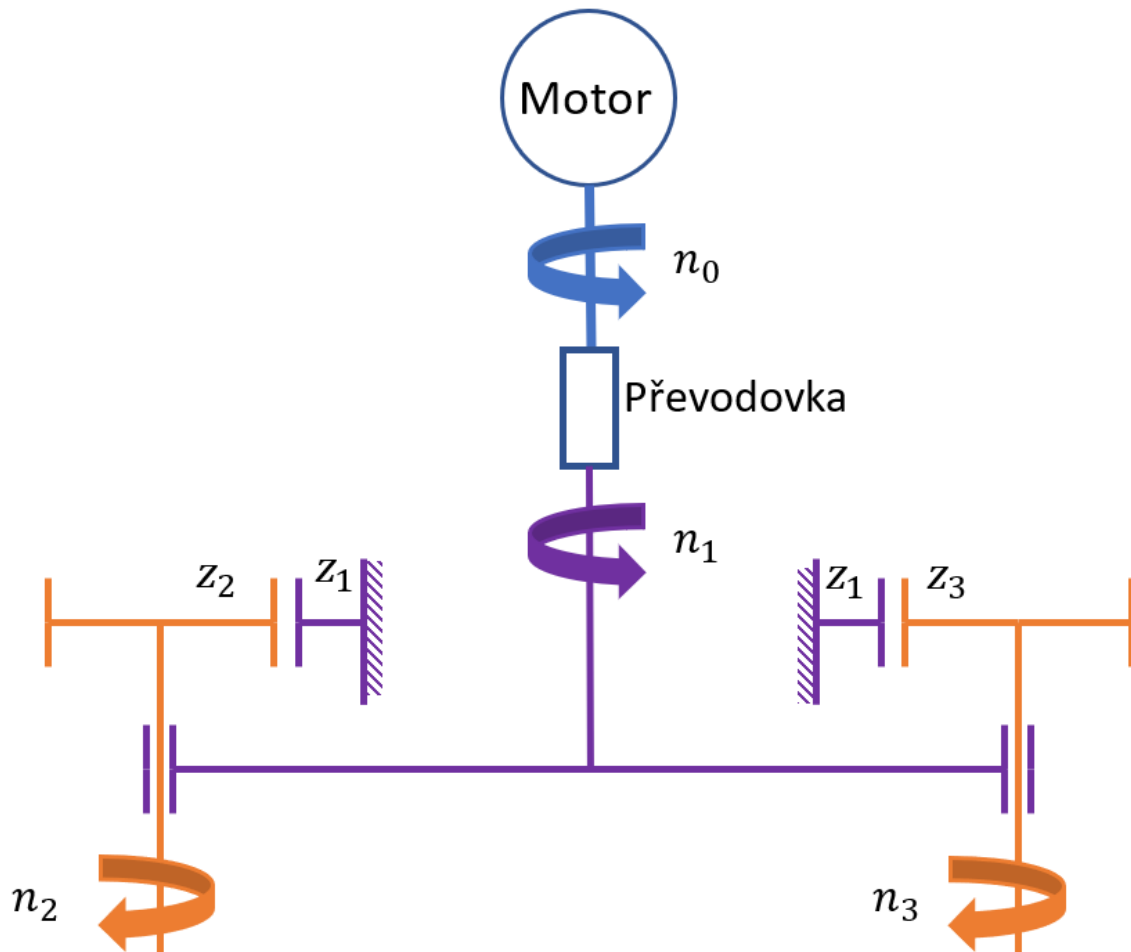


pohybu. Pro plynulejší a rovnoměrný chod převodového ústrojí, jsou uvažovaný stejné otáčky ramen popsané vztahem (5). [9,10,11]

$$n_2 = n_3 \quad (5)$$

kde:

$n_2, n_3$  - otáčky ramen míchačky ..... [ $\text{min}^{-1}$ ]



Obr. 11 Mechanické schéma planetárního míchače [Autor]

Požadované otáčky ramen míchače se pohybují v rozmezí 100-120 otáček za minutu. Těchto požadovaných otáček je docíleno pomocí dvou převodů. Výstupní otáčky elektromotoru jsou  $2\,925 \text{ min}^{-1}$ . Tyto otáčky jsou následně v převodovce sníženy na rozmezí  $35\text{-}45 \text{ min}^{-1}$ . Otáčky za převodovkou jsou zvýšeny dorychla pomocí druhého převodu.

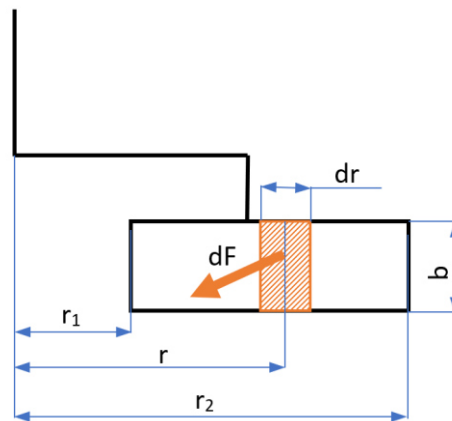


### 4.3 Namáhání lopatek a příkon motoru

Na lopatky míchače pohybující se uvnitř míchané směsi působí síly:

- síla od váhy lopatek  $F_G$ ,
- odstředivá síla  $F_O$ ,
- obvodová síla  $F$ . [8]

Velikost obvodové síly  $F$  je vyvolaná odporem míchače, proti pohybu v tekutině. Na libovolné lžici lze zavést elementární plochu, dle Obr. 12. Výkon potřebný na překonání odporu lžice v tekutině lze zapsat ve tvaru (6). Úpravou lze vztah (6) zapsat ve tvaru (8). Při uvažování Newton-Karmanovy rovnice je hydraulický odpor plochy lžice dán vztahem (9), který po integraci přejde do vztahu (10). [8]



Obr. 12 Elementární síla na lopatku [Autor]

$$dP = dM * \omega_L = dF * r * \omega_L \quad (6)$$

$$F * R_F = \int_{r_1}^{r_2} dF * r \quad (7)$$

$$R_F = \frac{\int_{r_1}^{r_2} dF * r}{F} \quad (8)$$

$$dF = \frac{1}{2} * c * \rho * dS * v^2 = \frac{1}{2} * c * \rho * b * \omega_L^2 * r^2 * dr \quad (9)$$

$$F = \int_{r_1}^{r_2} c * \rho * \frac{b}{2} * \omega_L^2 * r^2 * dr \quad (10)$$



kde:

|  |                      |
|--|----------------------|
| $r$ – obecný poloměr otáčení lžice .....           | [m]                  |
| $R_F$ – poloměr působení odporu proti pohybu ..... | [m]                  |
| $c$ – hydraulický koeficient odporu pohybu .....   | [–]                  |
| $\rho$ – hustota míchané směsi .....               | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\omega_L$ – úhlová rychlost lžice míchače.....    | [rad/s]              |
| $F$ – síla od odporu pohybu lopatky ve směsi ..... | [N]                  |

Po dosazení vztahu (10) do vztahu (8) získáme vztah (11), který po integraci přejde do vztahu (12). [8]

$$R_F = \frac{\int_{r_1}^{r_2} c * \rho * \frac{b}{2} * \omega_L^2 * r^3 * dr}{\int_{r_1}^{r_2} c * \rho * \frac{b}{2} * \omega_L^2 * r^2 * dr} = \frac{\int_{r_1}^{r_2} r^3 * dr}{\int_{r_1}^{r_2} r^2 * dr} \quad (11)$$

$$R_F = \frac{3(r_2^4 - r_1^4)}{4(r_2^3 - r_1^3)} \quad (12)$$

kde:

|   |                      |
|---|----------------------|
| $R_F$ – poloměr působení odporu proti pohybu .....      | [m]                  |
| $r_1, r_2$ – vnitřní/vnější poloměr rotace lopatky..... | [m]                  |
| $b$ – výška lopatky .....                               | [m]                  |
| $c$ – hydraulický koeficient odporu pohybu .....        | [–]                  |
| $\rho$ – hustota míchané směsi .....                    | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\omega_L$ – úhlová rychlost lžice míchače.....         | [rad/s]              |

Příkon potřebný pro otáčení jedné lopatky je dán vztahem (13), který po integraci přechází do vztahu (14). Celkový příkon míchače bude dán vztahem (15). Hydraulický koeficient odporu, lze pro pravoúhle lopatky volit v rozmezí 0,64 – 0,7.[8]

$$P_i = \int_{r_1}^{r_2} dF * r * \omega_L = \frac{1}{2} * c * \rho * b * \omega_L^3 \int_{r_1}^{r_2} r^3 * dr \quad (13)$$

$$P_i = \frac{1}{2} * c * \rho * b * \omega_L^3 * \frac{r_2^4 - r_1^4}{4.1000} \quad (14)$$

$$P_c = \sum_{i=1}^n z * P_i \quad (15)$$

kde:

|  |      |
|--|------|
| $z$ – počet ramen .....                          | [–]  |
| $P_i$ – potřebný výkon na lopatku .....          | [kW] |
| $P_c$ – potřebný celkový výkon.....              | [kW] |
| $c$ – hydraulický koeficient odporu pohybu ..... | [–]  |





Pro přesný výpočet potřebného příkonu elektromotoru, by bylo nutno připočíst i odpor ramen, které nesou lopatky. Pro návrh příkonu lze použít koeficient plnosti  $k_p \approx 1,3$ . Setrvačné účinky míchané směsi jsou zanedbány. Potřebný příkon elektromotoru po korekci bude dán vztahem (16). [8]

$$P_M = \frac{1,3 * P_c}{\mu_P} \quad (16)$$

kde:

$\mu_P$  – účinnost pohonu ..... [–]  
 $k_p$  – koeficient plnosti ..... [–]  
 $P_M$  – potřebný výkon elektromotoru ..... [kW]

Rozměry lopatky míchače jsou navrženy v závislosti na vnitřním průměru míchače. Mezera mezi stěnou míchače a lopatkou je navržena na poloviční šířku lopatky, mezery mezi lopatkou dvou ramen je uvažovaná jako 80 mm. Navrhovaná osová vzdálenost satelitních kol je 368 mm. Lopatka je navržena v rozměrech 160 x 350 mm (šířka x výška).

#### 4.3.1 Rychlost lopatek a potřebný příkon

Při návrhu potřebného výkonu motoru lze, dle odborné literatury, vzít jakoukoliv lopatku. Rozměry lopatky, úhlové rychlosti a potřebné koeficienty jsou přehledně uvedeny v Tab. 4. Otáčky hlavní hřídele a ramen míchače jsou uvažovány jako nejvyšší požadované otáčky. Vnitřní a vnější poloměry lopatek jsou uvažovány vzhledem k ose celého míchače.[8]

Tab. 4 Geometrie lopatek, otáčky a konstanty [Autor]

|   |                               |
|---|-------------------------------|
| $n_2$ – otáčky satelitního kol                | 105 <i>ot/min</i>             |
| $\omega_2$ – úhlová rychlost satelitního kola | 11 <i>rad/s</i>               |
| $b$ – výška lopatky                           | 0,25 <i>m</i>                 |
| $\check{s}$ – šířka lopatky                   | 0,16 <i>m</i>                 |
| $r_1$ – vnitřní poloměr rotace lopatky        | 0,14 <i>m</i>                 |
| $r_2$ – vnější poloměr rotace lopatky         | 0,30 <i>m</i>                 |
| $c$ – hydraulický koeficient odporu pohybu    | 0,7                           |
| $\rho$ – hustota míchané směsi                | 4 000 <i>kg/m<sup>3</sup></i> |



Výkon potřebný k pohánění jedné lopatky je dán vztahem (17), celkový potřebný výkon pro všechny lopatky je dán vztahem (18). Vztah (19) ukazuje potřebný výkon elektromotoru, při zohlednění účinnosti převodového ústrojí míchačky a koeficientu plnosti. [8]

$$P_1 = \frac{1}{2} * c * \rho * b * \omega_c^3 * \frac{r_2^4 - r_1^4}{4.1000} = \dots = 1,26 \text{ kW} \quad (17)$$

$$P_c = \sum_{i=1}^n z * P_i = 4 * 1,26 \cong 5,05 \text{ kW} \quad (18)$$

$$P_M = \frac{1,3 * P_c}{\mu_1 * \mu_2} = \frac{1,3 * 0,75}{0,92 * 0,92} \cong 7,76 \text{ kW} \quad (19)$$

kde:

$P_1$  – výkon pro jednu lopatku ..... [kW]

$P_c$  – výkon pro všechny lopatky ..... [kW]

$P_M$  – potřebný návrhový výkon motoru ..... [kW]

$\mu_1$  – účinnost převodovky ..... [–]

$\mu_2$  – účinnost planetového převodu míchače ..... [–]

## 4.4 Volba elektromotoru

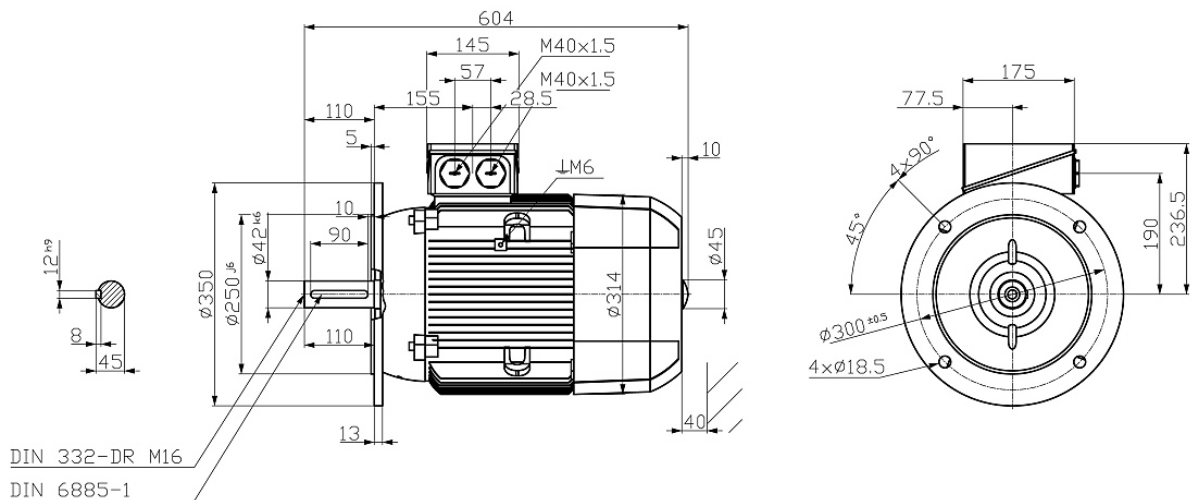
V kapitole 4.3.1 byl ve vztahu (19) vypočten potřebný návrhový výkon elektromotoru. S ohledem na kupovanou planetovou převodovku byly otáčky elektromotoru zvoleny z vyšší řady. Na základě těchto výpočtů byl navrhnut elektromotor:

Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1DA23.[15]

Parametry zvoleného elektromotoru jsou uvedeny v Tab. 5. Rozměry elektromotoru jsou patrné z Obr. 13.

Tab. 5 Parametry elektromotoru [15]

|                                   |                 |
|-----------------------------------|-----------------|
| Výrobce                           | SIEMENS         |
| Objednávací číslo/typové označení | 1LE1002-1DA23   |
| Výkon elektromotoru               | 11 kW           |
| Otáčky                            | 2 925 ot/min    |
| Napětí                            | 400/690 V, 50Hz |
| Připojovací provedení             | Přírubový       |
| Hmotnost                          | 60 kg           |



Obr. 13 Rozměry elektromotoru [15]

Výstupní krouticí moment z elektromotoru lze dopočítat ze vztahu (20). [21]

$$M_{km} = \frac{P_{Mskutečný} * 30}{n_0 * \pi} = \frac{11 * 10^3 * 30}{2\,925 * \pi} = 35,91 \text{ N.m} \quad (20)$$

kde:

$M_{km}$  – krouticí moment elektromotoru ..... [N.m]

$P_{Mskutečný}$  – skutečný výkon elektromotoru ..... [kW]

$n_0$  – výstupní otáčky z elektromotoru ..... [ot/min]

## 4.5 Návrh převodových poměrů

Míchačka s planetovým převodem obsahuje dva převody. První je reduktor, který snižuje výstupní otáčky elektromotoru. Druhý převod zrychluje otáčky pomocí centrálního kola a kol satelitů.

### 4.5.1 Návrh kupované planetové převodovky

První převodový poměr je předběžně stanoven dle vztahu (21). Hodnota výstupního momentu z planetové převodovky je dána vztahy dle Obr. 14, kde převodový poměr musím být upraven pomocí Willisovy formule dle vztahu (22) na vztah (23). [21], [25]



| Schéma | Rovnice kin. Vazeb                       | Momentové vazby                    |
|--------|--|------------------------------------|
|        | $\omega_x = i_{x\alpha} * \omega_\alpha$ | $M_\alpha + i_{x\alpha} * M_x = 0$ |

Obr. 14 Převodové poměry [25]

$$i_{1př} = \frac{n_0}{n_1} = \frac{2\,925}{40} = 73,13 \quad (21)$$

$$i_{xy} = \frac{1}{i_{yx}} \quad (22)$$

$$M_{kv\_před} = M_{km} * i_{1př} = 35,91 * 73,13 \cong 2\,626 \text{ N.m} \quad (23)$$

kde:

- $i_{1př}$  – předběžný převodový poměr převodovky ..... [–]
- $n_0$  – výstupní otáčky elektromotoru ..... [ot/min]
- $n_1$  – požadované otáčky na výstupu z převodovky ..... [ot/min]
- $M_{kv\_před}$  – předběžný kroutící moment na výstupu z převodovky ..... [N.m]
- $M_{km}$  – výstupní kroutící moment z elektromotoru ..... [N.m]

Dle předběžně spočteného převodového poměru, byla zvolena nakupovaná převodovka:

Planetová převodovka AP 285

Parametry zvolené převodovky jsou přehledně uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Parametry převodovky [16]

|                                   |              |
|-----------------------------------|--------------|
| Dodavatel                         | RAVOE        |
| Objednávací číslo/typové označení | AP 285       |
| Převodový poměr                   | 70           |
| Nominální výstupní moment         | 2 550 N.m    |
| Účinnost převodovky               | 0,94         |
| Montážní pozice                   | Libovolná    |
| Životnost                         | 20 000 hodin |



Obr. 15 Planetová převodovka AP 285 [16]

Skutečné otáčky a výstupní moment jsou dány vztahy (24) a (25). [21], [25]

$$n_{1s} = \frac{n_0}{i_{1s}} = \frac{2\,925}{70} = 41,79 \quad (24)$$

$$M_{kv_s} = M_{km} * i_{1s} = 35,91 * 70 \cong 2\,513,83 \text{ N.m} \quad (25)$$

kde:

$i_{1s}$  – skutečný převodový poměr převodovky ..... [–]

$n_0$  – výstupní otáčky elektromotoru ..... [ot/min]

$n_{1s}$  – skutečné výstupní otáčky převodovky ..... [ot/min]

$M_{kv_s}$  – skutečný kroutící moment na výstupu z převodovky..... [N.m]

Elektromotor je s převodovkou spojen pomocí pevnostních šroubů, jejich návrh není součástí diplomové práce. Nakupovaná převodovka je spojena s víkem míchačky pevnostními šrouby. Přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem a planetovou převodovkou je realizován pomocí těsného pera.



## 4.5.2 Návrh ozubeného převodu

Druhý převod, míchačky pro betonové směsi, je realizován pomocí jednoduchého planetového převodu, který neobsahuje korunové kolo. Planetový převod se skládá z jednoho centrální kola a jednoho unašeče. Centrální kolo (planeta) je pevně spojeno s víkem míchače a neotáčí se. Hřídel centrálního kola je spojena s talířem míchačky, které plní funkci unašeče a roztáčí satelitní kola, která roztáčí ramena s lopatkami. Celý tento převod bude vyráběný a navrhovaný přímo pro planetární míchačku. Otáčky vstupního hřídele jsou rovny výstupním otáčkám z nakupované planetové převodovky dány vztahem (26) Převodový poměr druhého převodu je dán předpoklady, použitých pro návrh potřebného elektromotoru v části 4.3.1. Předběžný převodový poměr je dán vztahem (27). [23]

$$n_2 = n_{1s} = 41,79 \quad (26)$$

$$i_{12_p} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{41,79}{105} \cong 0,398 \quad (27)$$

kde:

|  |          |
|--|----------|
| $n_{1s}$ – skutečné výstupní otáčky z převodovky .....       | [ot/min] |
| $n_2$ – vstupní otáčky do planetového převodu .....          | [ot/min] |
| $n_3$ – požadované otáčky satelitních kol .....              | [ot/min] |
| $i_{23_p}$ – předběžný převodový poměr druhého převodu ..... | [–]      |

Pro menší, satelitní, kolo je navržen počet zubů 26. Počet zubů centrálního kola je dán vztahem (28). Následně byl počet zubů zaokrouhlen na celé číslo. Skutečný převodový poměr ozubeného převodu, použitý v dalších výpočtech, je dán vztahem (29). [23]

$$z_1 = \frac{z_2}{i_{12}} = \frac{26}{0,398} = 65,33 \cong 65 \quad (28)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{26}{65} \cong 0,40 \quad (29)$$

kde:

|   |          |
|---|----------|
| $z_1$ – počet zubů centrálního kola .....       | [–]      |
| $z_2$ – počet zubů satelitního kola .....       | [–]      |
| $n_3$ – požadované otáčky satelitních kol ..... | [ot/min] |
| $i_{12}$ – skutečný převodový poměr .....       | [–]      |





## 4.6 Výpočet momentů a návrh parametrů ozubení

Moment na vstupním hřídeli pro druhý převod, který je roven výstupnímu momentu z nakupované převodovky, je dán vztahem (30). Kroutící moment přenášený z centrálního kola na satelity je poloviční, protože dochází z rozdělení výkonu na dvě kola. Velikost toho kroutícího momentu je dán vztahem (31). Moment na hřídeli satelitů je dán momentem na vstupním hřídeli a převodovým poměrem dle vztahu(32).[23]

$$M_{k1} = M_{kv_s} = 2\,513,83 \text{ N.m} \quad (30)$$

$$M_{k12} = M_{k1} * 0,5 = 2\,513,83 * 0,5 = 1\,256,92 \text{ N.m} \quad (31)$$

$$M_{k2} = M_{k1} * i_{12} * \eta_{12} = 1\,256,92 * 0,4 * 0,9 \cong 452,49 \text{ N.m} \quad (32)$$

kde:

$M_{k1}$  – kroutící moment na hlavní hřídel.....[N.m]

$M_{k2}$  – kroutící moment na hřídele satelitů.....[N.m]

$\eta_{12}$  – účinnost..... [–]

Návrh ozubeného kola vychází z namáhání zubu v dotyku a je dán vztahem (33). Materiál pastorku je zvolen, s ohledem na doporučené materiály dle zdroje - [23], materiál 16 343 (dle ČSN). Mez únavy zvoleného materiálu v dotyku je  $1\,180 \text{ N/mm}^2$  [23]

$$d_{2_p} = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{k2}}{\left(\frac{b_{wH}}{d}\right) * \sigma_{HP}^2} * \frac{i+1}{i}} \quad (33)$$

$$K_H = K_A * K_{H\beta} \quad (34)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 * \sigma_{Hlim} \quad (35)$$

kde:

$d_{2_p}$  – průměr roztečné kružnice pastorku.....[mm]

$K_A$  – součinitel vnějších dynamických sil..... [–]

$K_{H\beta}$  - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce..... [–]

$\frac{b_{wH}}{d_1}$  – poměrná šířka ozubení..... [–]

$M_{k2}$  – kroutící moment na hřídele satelitů.....[N.m]

$\sigma_{Hlim}$  – mez únavy v dotyku..... [N/mm<sup>2</sup>]

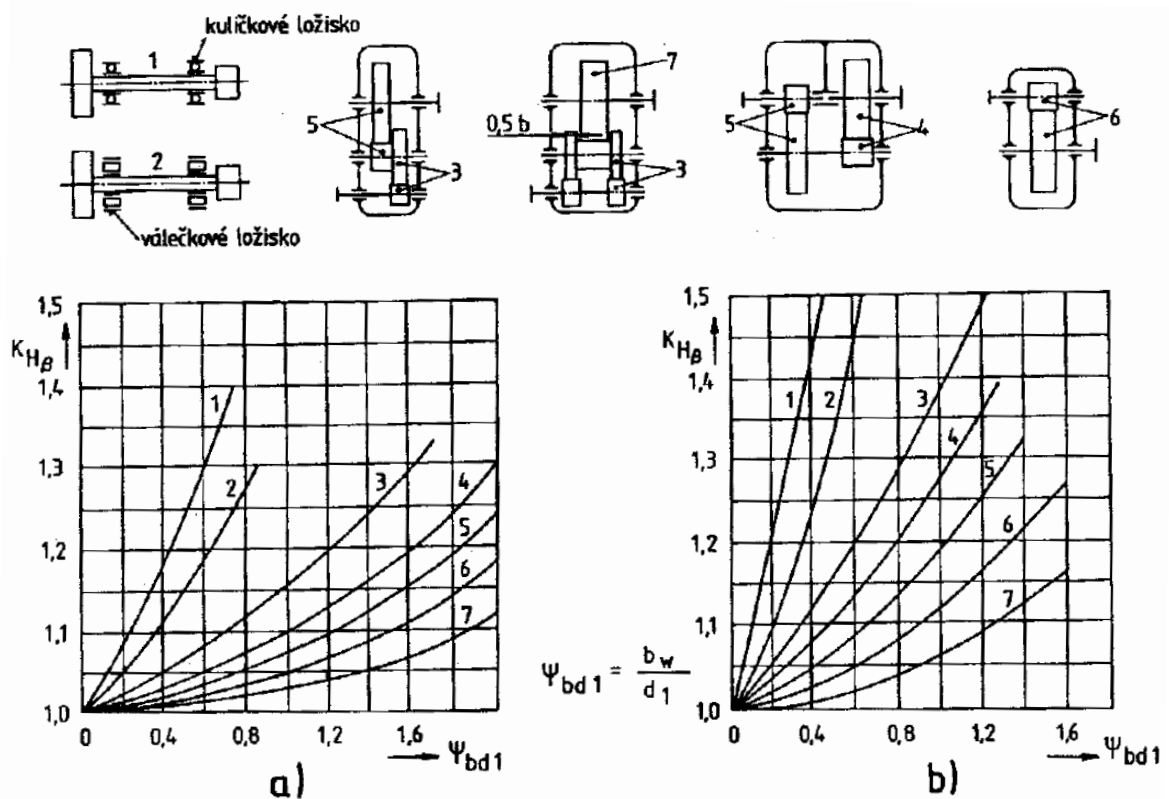
Hodnota poměrné šířky ozubení  $b_{wH}/d = 0,6$  je určena z Obr. 16. Hodnota je zvolena pro obě kola nitridovaná.[23]



|   | $(b_{WH} / d_1)_{max}$ |
|---|------------------------|
| obě kola zušlechtěná  | 1,1                    |
| pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené | 1,1                    |
| obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)                           | 0,9                    |
| obě kola nitridovaná  | 0,6                    |

Obr. 16 Poměrná šířka ozubení [23]

Hodnota součinitele nerovnoměrného zatížení zubů  $K_{H\beta}$  je dána diagramem Obr. 17. Kde je určující křivka 6 v diagramu b v Obr. 17. Hodnota součinitele byla odečtena  $K_{H\beta} = 1,05$ . [23]



Obr. 17 Diagram poměrné tloušťky ozubení [23]

Dosazením vztahu (34) do vztahu (33) získáme vztah (36), který nám dává hodnotu předběžného průměru. Všechny zvolené koeficienty jsou pro přehled uvedeny v Tab. 7. [23]



Tab. 7 Koeficienty pro návrh ozubení [23]

|   |      |
|---|------|
| $K_A$ – součinitel vnějších dynamických sil             | 1,0  |
| $K_{H\beta}$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů | 1,05 |
| $b_{wH}/d$ - poměrná šířka ozubení                      | 0,6  |
| $f_H$ - pro šikmé ozubení                               | 690  |

$$d_2 = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_A * K_{H\beta 1} * M_{k2}}{\left(\frac{b_{wH}}{d}\right) * (0,8 * \sigma_{Hlim})^2} * \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \quad (36)$$

$$= 690 * \sqrt[3]{\frac{1 * 1,05 * 1256,92}{0,6 * (0,8 * 1180)^2} * \frac{0,4 + 1}{0,4}} = 141,58 \text{ mm}$$

Velikost roztečné kružnice se šikmými zuby je dána vztahem (37). Úhel sklonu zubů na soukolí je volen  $\beta = 6$  dle ČSN 01 610. [23]. Předběžná hodnota normálového modulu je dána vztahem (38), normálový modul byl zvolen vyšší, s ohledem na předběžně zvolenou rozteč kol, z přednostní řady dle ČSN 01 4608, viz Obr. .[23]

$$d = \frac{m_n * z}{\cos \beta} \quad (37)$$

$$m_n = \frac{d * \cos \beta}{z} \quad (38)$$

$$m_{12} = \frac{d'_2 * \cos \beta}{z_2} = \frac{141,58 * \cos 6^\circ}{26} \doteq 5,42 \cong 8 \quad (39)$$

kde:

$d$  – roztečná kružnice ozubeného kola s šikmými zuby.....[mm]  
 $m_n$  – normální modul.....[mm]  
 $\beta$  – úhel sklonu zubů.....[°]  
 $z$  – počet zubů na kole..... 0,94  
 $m_{12}$  – normální modul soukolí.....[mm]

|            |              |             |              |             |             |            |             |             |             |
|------------|--------------|-------------|--------------|-------------|-------------|------------|-------------|-------------|-------------|
| <u>0,1</u> | <u>0,11</u>  | <u>0,12</u> | <u>0,14</u>  | <u>0,15</u> | <u>0,18</u> | <u>0,2</u> | <u>0,22</u> | <u>0,25</u> | <u>0,28</u> |
| <u>0,3</u> | <u>0,35</u>  | <u>0,4</u>  | <u>0,45</u>  | <u>0,5</u>  | <u>0,55</u> | <u>0,6</u> | <u>0,7</u>  | <u>0,8</u>  | <u>0,9</u>  |
| <u>1</u>   | <u>1,125</u> | <u>1,25</u> | <u>1,375</u> | <u>1,5</u>  | <u>1,75</u> | <u>2</u>   | <u>2,25</u> | <u>2,5</u>  | <u>2,75</u> |
| <u>3</u>   | <u>3,5</u>   | <u>4</u>    | <u>4,5</u>   | <u>5</u>    | <u>5,5</u>  | <u>6</u>   | <u>7</u>    | <u>8</u>    | <u>9</u>    |
| <u>10</u>  | <u>11</u>    | <u>12</u>   | <u>14</u>    | <u>16</u>   | <u>18</u>   | <u>20</u>  | <u>22</u>   | <u>25</u>   | <u>28</u>   |

Obr. 18 Normalizované modulu pro ozubení [23]



Průměry roztečných kružnic ozubených kol, pro zvolený modul  $m_n = 8$ , jsou dány vztahy (40) a (41). Šířka ozubení pastorku je dána dle vztahu (42), šířka ozubeného kola byla zvolena, dle doporučení z odborné literatury [23], dle vztahu (43). [23],

$$d_2 = \frac{m_n * z_2}{\cos \beta} = \frac{8 * 26}{\cos 6^\circ} = 209,15 \text{ mm} \quad (40)$$

$$d_1 = \frac{m_n * z_1}{\cos \beta} = \frac{8 * 65}{\cos 6^\circ} = 522,86 \text{ mm} \quad (41)$$

$$b_2 = \left( \frac{b_{WH}}{d} \right) * d_2 = 211,21 * 0,6 = 125,49 \text{ mm} \cong 126 \text{ mm} \quad (42)$$

$$b_1 = b_2 - m_n = 233 - 8 = 118 \text{ mm} \quad (43)$$

kde:

$d_2$  – roztečná kružnice pastorku .....[mm]  
 $d_1$  – roztečná kružnice centrálního kola .....[mm]  
 $b_2$  – šířka pastorku.....[mm]  
 $b_3$ – šířka centrálního kola.....[mm]  
 $m_n$  – normální modul .....[mm]

Tab. 8 Základní geometrie kol [Autor]

| Parametr          | Kolo 1 (koruna) | Kolo 2 (planeta) |
|-------------------|-----------------|------------------|
| Počet zubů        | 65              | 26               |
| Kružnice roztečná | 522,86 mm       | 209,15 mm        |
| Šířka ozubení     | 126 mm          | 118 mm           |
| Materiál ozubení  | 16 526          | 16 526           |

Návrhový výpočet byl ověřen pomocí Design Accelerator v programu Autodesk Inventor Professional 2018 a výsledky jsou zobrazeny Obr. 19. Metodou pevnostního výpočtu byla ČSN 01 4686:1988. Ověřovací výpočet vyšel kladně a potvrzuje správnost návrhu ozubených kol pro zadané hodnoty. Součástí ověřovacího výpočtu z program AD Inventor PV18 je i výpočet sílových účinků na ozubení, které jsou uvedeny v Tab. 9. Tyto výsledky slouží k porovnání a ověření, v části práce 4.7.



|                            |                                     |                  |             |
|----------------------------|-------------------------------------|------------------|-------------|
| Metoda pevnostního výpočtu |                                     | CSN 01 4686:1988 |             |
| Zatížení                   |                                     |                  |             |
|                            |                                     | Kolo 1           | Kolo 2      |
| Výkon                      | P                                   | 5,265 kW         | 4,844 kW    |
| Otáčky                     | n                                   | 40 rpm           | 100,00 rpm  |
| Kroučící moment            | T                                   | 1256,92 N m      | 462,547 N m |
| Účinnost                   | η                                   | 0,92 ul          |             |
| Materiálové hodnoty        |                                     |                  |             |
| Kolo 1                     | <input checked="" type="checkbox"/> | CSN 16343        | ...         |
| Kolo 2                     | <input checked="" type="checkbox"/> | CSN 16343        | ...         |
| Mez únavy v ohybu          | σ <sub>Flim</sub>                   | 730,0 MPa        | 730,0 MPa   |
| Mez únavy v dotyku         | σ <sub>Hlim</sub>                   | 1180,0 MPa       | 1180,0 MPa  |
| Modul pružnosti            | E                                   | 206000 MPa       | 206000 MPa  |
| Poissonova konstanta       | μ                                   | 0,300 ul         | 0,300 ul    |
| Tepelné zpracování         |                                     | 8 ul             | 8 ul        |
| Požadovaná životnost       | L <sub>h</sub>                      | 20000 hr         |             |

|                  |              |
|------------------|--------------|
| <b>Výsledky</b>  |              |
| F <sub>t</sub>   | 4768,802 N   |
| F <sub>r</sub>   | 1862,713 N   |
| F <sub>a</sub>   | 501,221 N    |
| F <sub>n</sub>   | 5144,774 N   |
| v                | 1,095 mps    |
| η <sub>E1</sub>  | 1776,888 rpm |
| <b>Kolo 1</b>    |              |
| S <sub>H</sub>   | 4,496 ul     |
| S <sub>F</sub>   | 28,394 ul    |
| S <sub>Hst</sub> | 8,044 ul     |
| S <sub>Fst</sub> | 40,097 ul    |
| <b>Kolo 2</b>    |              |
| S <sub>H</sub>   | 4,102 ul     |
| S <sub>F</sub>   | 39,593 ul    |
| S <sub>Hst</sub> | 8,044 ul     |
| S <sub>Fst</sub> | 53,960 ul    |

Obr. 19 Kontrolní výpočet ozubených kol [Autor]

#### 4.6.1 Výpočet korekcí ozubených kol

Osová vzdálenost ozubeného soukolí je dána vztahem (44). Jelikož se nejedná o běžnou převodovku, nebude osová vzdálenost soukolí korigována na normalizovanou hodnotu dle ČSN 03 1014. Osová vzdálenost byla zaokrouhlena na celé číslo. Rozdíl mezi osovými vzdálenostmi je dán vztahem (45). Rozdíl mezi vypočtou a zvolenou osovou vzdáleností by se neměla lišit o více než 0,3 modulu. Tato podmínka je ověřena pomocí vztahu (45). [23]

$$a_{12} = \frac{m_{n23} * (z_1 + z_2)}{2 * \cos \beta} = \frac{8 * (26 + 65)}{2 * \cos 6^\circ} = 366,01 \text{ mm} \quad (44)$$

$$\Delta_{12} = |a_{12} - a_{12skut}| = |368 - 366,01| = 1,99 < 0,3 * 8 = 1,03 < 1,8 \quad (45)$$

kde:

$a_{12}$  – osová vzdálenost soukolí .....[mm]  
 $a_{12skut}$  – skutečná osová vzdálenost soukolí .....[mm]  
 $\Delta_{12}$  – rozdíl osových vzdáleností .....[mm]

Pro soukolí planetové převodovky je zvolená osová vzdálenost 368 mm. Pro dosažení požadované osové vzdálenosti je potřeba provést korekci ozubených kol.



Velikost korekce je dána vztahem(46). Pro úpravu osové vzdálenosti dále platí vztah (47).

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw12} = \operatorname{inv} \alpha_{t12} + \frac{2 * (x_1 + x_2)}{z_2 + z_3} * \operatorname{tg} (\alpha_{n23}) \quad (46)$$

$$a_{12skut} = a * \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})} \quad (47)$$

kde:

|  |       |
|--|-------|
| $\alpha_{tw}$ – korigovaný úhel záběru v čelní rovině.....                             | [°]   |
| $\alpha_t$ – úhel záběru v čelní rovině.....   | [°]   |
| $(x_1 + x_2)$ – součinitele posunutí nástroje.....                                     | [–]   |
| $z$ – počet zubů .....   | [–]   |
| $\alpha_{n23}$ – úhel záběru nástroje .....  | 20°   |
| $\operatorname{inv} \alpha_{tw}$ – evolventní funkce involuta úhlu $\alpha_{tw}$ ..... | [rad] |
| $\operatorname{inv} \alpha_t$ – evolventní funkce involuta úhlu $\alpha_t$ .....       | [rad] |

Úhel záběru soukolí  $\alpha_t$  lze získat ze vztahu (48). Velikost involuty úhlu záběru v čelní rovině je dána vztahem (49). Korigovaný úhel záběru v čelní rovině lze vyjádřit vztahem (50) a involuta korigovaného úhlu záběru v čelní rovině je dána vztahem (51).

$$\alpha_{t12} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(6)} = 20,10 \quad (48)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{t12} = \operatorname{tg} (\alpha_{t12}) - \widetilde{\alpha}_{t12} = \operatorname{tg} (20,28) - \frac{\pi * 20,28}{180} = 0,01514 \operatorname{rad} \quad (49)$$

$$\alpha_{tw12} = \operatorname{arccos} \left( \frac{a_{12}}{a_{12skut}} * \cos(\alpha_{t23}) \right) = \operatorname{arccos} \left( \frac{369,62}{370} * \cos(20,10) \right) \quad (50)$$

$$= 20,93^\circ$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw12} = \operatorname{tg} (\alpha_{tw12}) - \widetilde{\alpha}_{tw12} = \operatorname{tg} (20,44) - \frac{\pi * 20,44}{180} \quad (51)$$

$$= 0,01717 \operatorname{rad}$$

kde:

|   |       |
|---|-------|
| $\beta$ – úhel sklonu zubů .....  | 10°   |
| $\widetilde{\alpha}_{t23}$ – úhel záběru v čelní rovině v obloukové míře.....             | [rad] |
| $\widetilde{\alpha}_{tw23}$ – korigovaný úhel záběru v čelní rovině v obloukové míře..... | [rad] |
| $\operatorname{inv} \alpha_{tw}$ – evolventní funkce involuta úhlu $\alpha_{tw}$ .....    | [rad] |
| $\operatorname{inv} \alpha_t$ – evolventní funkce involuta úhlu $\alpha_t$ .....          | [rad] |





Pro výpočet korekcí ozubených kol lze vztah (46) upravit do tvaru dle vztahu (52).

$$\begin{aligned} (x_1 + x_2) &= \frac{z_1 + z_2}{2 * \operatorname{tg}(\alpha_{n12})} * (\operatorname{inv} \alpha_{tw12} - \operatorname{inv} \alpha_{t12}) \\ &= \frac{65 + 26}{2 * \operatorname{tg}(20)} * (0,01717 - 0,01514) = 0,2544 \end{aligned} \quad (52)$$

Na základě doporučení z literatury, které říká, že pokud je součet součinitelů posunutí nástroje menší než 0,3, je vhodné korigovat pouze kolo nebo pastorek. Pro korekci soukolí byla zvolena korekce  $x_1 = 0,2544$  a  $x_2 = 0$ , kdy centrální kolo zůstává nekorigováno. Posunutí nástroje v absolutní hodnotě je dáno vztahem (53). [23]

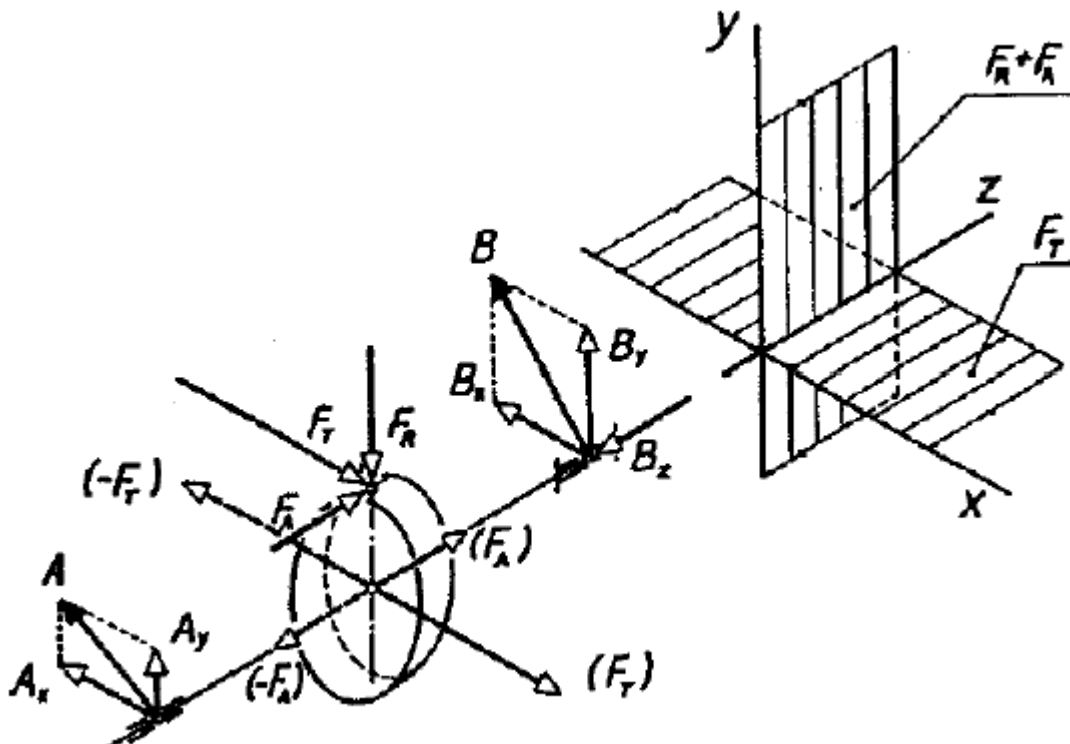
$$|x_2 * m_{n12}| = |0,2544 * 8| = 2,03 \text{ mm} \quad (53)$$

kde:

$x_2$  – součinitel posunutí nástroje satelitní kolo ..... [–]  
 $m_{n12}$  – normální modul ..... [mm]

## 4.7 Silové poměry na ozubených kolech

Silové poměry na hřídelích jsou řešeny ve dvou na sebe kolmých rovinách, do kterých se dají rozložit radiální, axiální i tečné síly dle Obr. 20. Kde jsou vyobrazeny: rovina tečných sil  $F_t$ , rovina axiální sil  $F_a$  a rovina radiálních sil  $F_r$ . [23]



Obr. 20 Silový rozklad do rovin [23]



Pro výpočet silových poměrů, je dle doporučení z literatury vhodné řešit silové poměry na valivých kružnicích  $d_w$ , dány vztahy (54) a (55). Potřebné geometrické kol k výpočtu jsou řešeny ve vztazích (57) a (59), které vychází z vhodných úprav vztahů (56) a (58). [23]

$$d_{w1} = d_1 * \frac{\cos(\alpha_{t12})}{\cos(\alpha_{tw12})} = 522,86 * \frac{\cos 20,10}{\cos 20,93} = 525,71 \text{ mm} \quad (54)$$

$$d_{w2} = d_2 * \frac{\cos(\alpha_{t12})}{\cos(\alpha_{tw12})} = 209,15 * \frac{\cos 20,10}{\cos 20,93} = 210,29 \text{ mm} \quad (55)$$

$$tg(\beta_{w12}) = tg(\beta) * \frac{d_w}{d} \quad (56)$$

$$\beta_{w12} = \arctg\left(tg(\beta_{12}) * \frac{d_{w1}}{d1}\right) = \arctg\left((tg 6) * \frac{525,71}{522,86}\right) = 6,03^\circ \quad (57)$$

$$tg(\alpha_{nw}) = \cos(\beta_w) * tg(\alpha_{tw12}) \quad (58)$$

$$\alpha_{nw} = \arctg(\cos(\beta_w) * tg(\alpha_{tw12})) = \arctg(\cos 6,03 * tg 20,93) = 20,828^\circ \quad (59)$$

kde:

$d_w$  – valivá kružnice ozubeného kola.....[mm]  
 $\beta_w$  – valivý úhel sklonů zubů.....[°]  
 $\alpha_{nw}$  – valivý úhel záběru.....[°]

Silové poměry v ozubení vychází z tečné síly, která je následně rozložena na síly radiální a axiální. Tečnou sílu v ozubení, lze vyjádřit ve tvaru danou vztahem (60). Velikosti radiální a axiální složky síly jsou dané dle vztahů (61) a (62). [23]

$$F_T = \frac{2 * M_{k2}}{d_{w1}} = \frac{2 * 1256,92 * 10^3}{525,71} = 4 781,75 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_R = F_T * \frac{tg(\alpha_{nw})}{\cos(\beta_w)} = 4 781,75 * \frac{tg 20,828}{\cos 6,03} \cong 1829,18 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_A = F_T * tg(\beta_w) = 4 781,75 * tg 6,03 \cong 505,32 \text{ N} \quad (62)$$

kde:

$F_T$  – tečná síla.....[N]  
 $F_R$  – radiální síla.....[N]  
 $F_A$  – axiální síla.....[N]

V Tab. 9 jsou pro přehlednost uvedeny výsledky silových poměrů získaných pomocí Design Acceleratoru, výsledků získaných pomocí analytické metody a výsledků získaných z programu SKF SimPro Quick, při navrhování ložisek v části 4.10.



Při srovnání výsledků je vidět, že hodnoty z výpočtových programů se od analytické metody liší o méně než 5 % (v radiální síle), v ostatních případech je rozdíl menší než 1 %.

Tab. 9 Srovnání výsledků silových poměrů v ozubení [autor]

| Síla                | Design Accelerator | Analytická metoda | SKF SimPro Quick |
|---------------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Tečná síla $F_T$    | 4 768,80 N         | 4 781,75 N        | 4 783,3 N        |
| Radiální síla $F_R$ | 1 862,71 N         | 1 829,18 N        | 1 750,6 N        |
| Axiální síla $F_A$  | 501,22 N           | 505,32 N          | 502,7 N          |

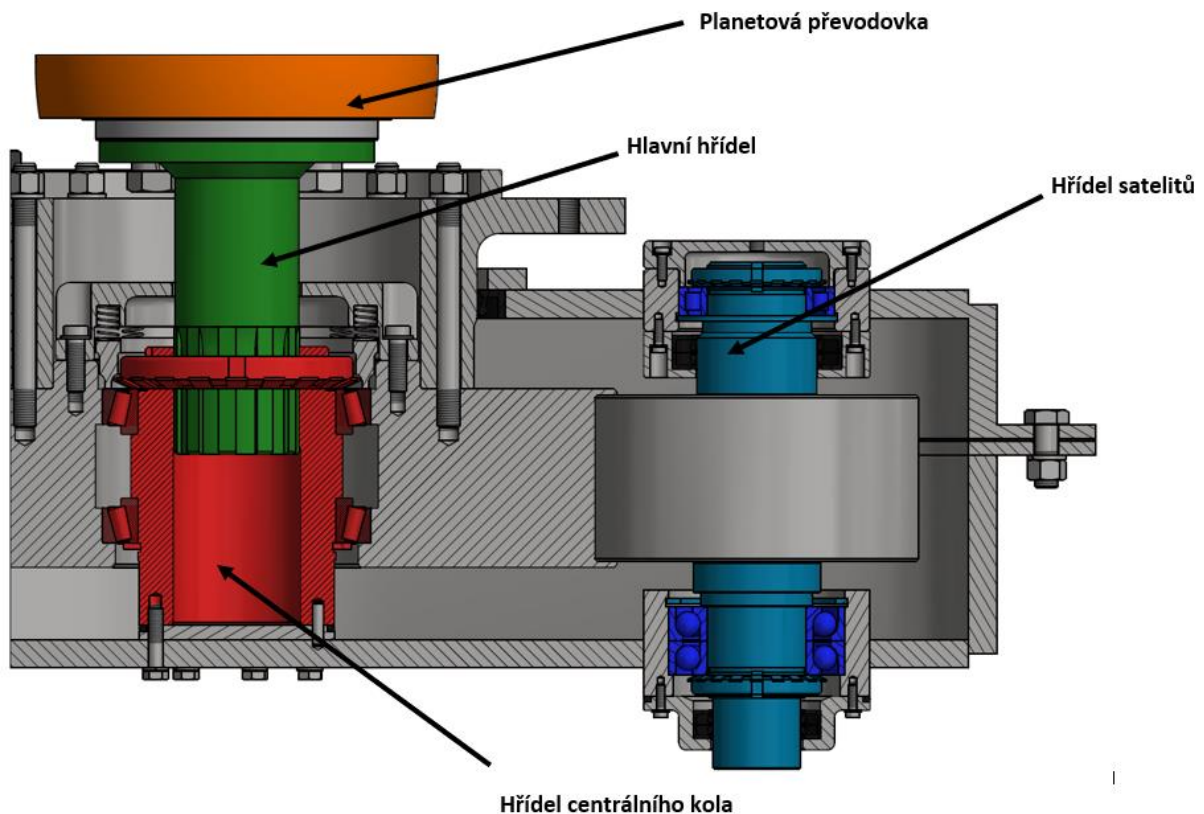
U běžných planetových převodů musí satelitní kolo přenášet dvojnásobné síly z ozubení, dané nutností přenosu sil z planet na korunové kolo. U planetového převodu navrhovaného v rámci této diplomové práce, díky absenci korunového kola, satelity přenáší pouze jednu sílu jako běžné soukolí. Na centrální kolo dále působí setrvačné síly ze zrychlení, vznikající při rozeběhnu nebo brzdění převodovky. [25]

## 4.8 Návrh hřídelů

V navrhované planetové míchačce na betonové směsi se vyskytují tři hřídele. První, hlavní hřídel je spojen s nakupovanou převodovkou a prochází středem navrhovaného ústrojí planetového převodu. Na konci je hlavní hřídel spojen pomocí rovnobokého drážkování s hřídelem centrálního kola, čímž částečně plní funkci zubové spojky. Hřídel centrálního kola je spojen pomocí pevnostních šroubů, a středně pomocí kolíků, s otočným talířem, na který se přenáší otáčky z elektromotoru.

Třetí hřídel vyskytující se v navrhovaném stroji, je hřídel míchačů. Ta se nachází v ramene míchačů. V horní části je na hřídeli nasazeno ozubené kolo a na spodní části je nasazen unašeč míchačů.

Celý uzel je patrný z Obr. 21.



Obr. 21 Hřídele v navrhované planetové míchačce betonu [Autor]

#### 4.8.1 Hlavní hřídel

Hlavní hřídel je pomocí příruby spojený s výstupem z nakupované planetové převodovky a prochází vnitřkem centrálního kola k spodní přírubě. Spodní příruha je pomocí pevnostních šroubů spojena se spodním talířem, na který přenáší kroutící moment z elektromotoru míchače. Přenos kroutícího momentu mezi hlavním hřídelem a spodní přírubou je realizován pomocí rovnobokého drážkování, které je navrženo v části 4.12.1. Tento konstrukční uzel je patrný z Obr. 21.

Hlavní hřídel je namáhán pouze na krut, jelikož váhu celé spodní části míchače nese víko míchače. Ohybové namáhání není předpokládáno, jelikož se uvažuje, že dvojice symetricky uložených satelitů se vzájemně uvedou do rovnováhy. Velikost napětí vyvolané krutem je popsáno ve (63). Kde  $W_k$  je průřezový modul v krutu, který je pro kruhovou hřídel dán tvarem (64). Po dosazení vzorce (64) do vzorce (63) a jeho úpravou lze získat vztah (65). Materiál hlavní hřídele je zvolen materiál 11 500 (dle ČSN) s hodnotou dovoleného napětí pro míjivý krut  $\tau_{DK} = 65 \div 105 \text{ N/mm}^2$ . [19, 26]



$$\tau = \frac{M_K}{W_K} \quad (63)$$

$$W_K = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (64)$$

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16 * M_k}{\tau_D * \pi}} \quad (65)$$

$$d_{h1} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_k}{\tau_D * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{K1}}{\tau_D * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 2\,513,83 * 1000}{65 * \pi}} = 58,40\text{mm} \quad (66)$$

$\cong 70\text{ mm}$

kde:

$d_h$  – předběžný minimální průměr hlavního hřídele ..... [mm]  
 $M_k$  – kroutící moment ..... [N.m]  
 $\tau$  – součinitel smykového napětí ..... [N/mm<sup>2</sup>]  
 $W_K$  – průřezový modul v krutu ..... [mm<sup>3</sup>]  
 $\tau_D$  – dovolené napětí v krutu ..... [N/mm<sup>2</sup>]

#### 4.8.2 Hřídel satelitů

Hřídel satelitů je namáhaná na kombinaci krutu a ohybu. Předběžná velikost hřídele satelitů je dána dle vztahu s ohledem na krut (67). Materiál hřídele satelitů je zvolen materiál 11 500 (dle ČSN) s hodnotou dovoleného napětí pro míjivý krut  $\tau_{DK} = 65 \div 105\text{ N/mm}^2$ . [19, 26]

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * M_k}{\tau_D * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{K2}}{\tau_D * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 452,49 * 1000}{40 * \pi}} = 32,85 \quad (67)$$

$\cong 40\text{mm}$

kde:

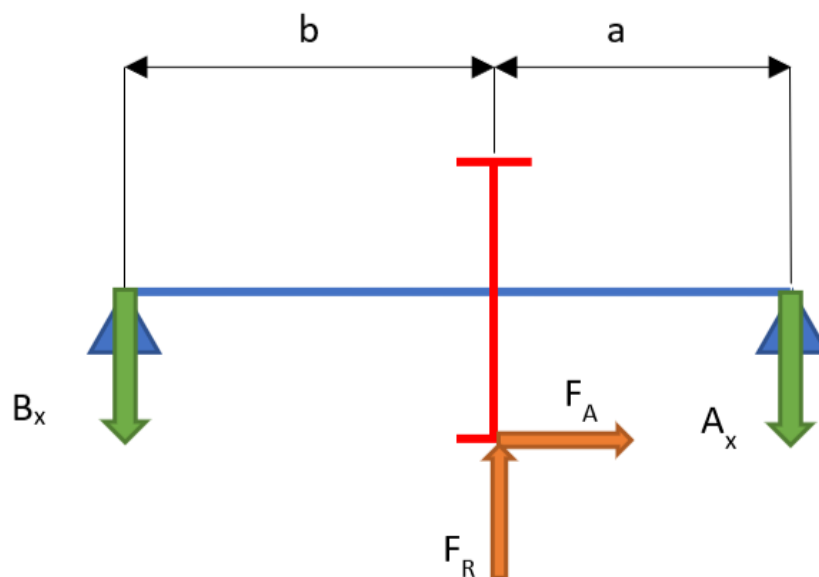
$d_1$  – předběžný průměr hřídele satelitů ..... [mm]  
 $M_k$  – kroutící moment ..... [N.m]  
 $\tau$  – součinitel smykového napětí ..... [N/mm]  
 $W_K$  – průřezový modul v krutu ..... [mm<sup>3</sup>]  
 $\tau_D$  – dovolené napětí v krutu ..... [N/mm<sup>2</sup>]

Takto předběžně navržený průměr hřídele bude, z konstrukční důvodů, v místě uchycení loukotí míchačů.



## 4.9 . Reakce v podporách

V této kapitole jsou vypočteny reakce v podporách pro hřídel satelitů. Výpočet reakčních sil vychází z Obr. 22, kde jsou síly vykresleny v radiální a axiální rovině. Druhou výchozí rovinou pro určení reakčních sil, je rovina tečných sil vyznačena v Obr. 23. V obou obrázcích je hřídel vykreslena pootočená o 90° proti pracovní pozici, přičemž bod A reprezentuje výše položené ložisko.



Obr. 22 Rovina axiální a radiálních sil hřídele satelitů [Autor]

Z Obr. 22 lze odvodit rovnice rovnováhy, ve směru x a momentovou rovnici kolem bodu B, a obě rovnice zapsat ve tvaru dle vztahů (68)(69). Následnou úpravou vztahu (69) lze určit velikost reakční síly v bodu A pomocí vztahu (70). Takto získanou hodnotu lze dosadit do upravené rovnice (68) a získat vztah (71), pro určení velikosti druhé reakční síly v bodě B.

$$F_R - B_x - A_x = 0 \quad (68)$$

$$F_R * b + F_A * \frac{d_w 2}{2} - A_x * (a + b) = 0 \quad (69)$$

$$A_x = \frac{F_R * b + F_A * \frac{d_w 2}{2}}{a + b} = \frac{1\,829,18 * 120 + 505,32 * \frac{210,29}{2}}{120 + 120} \quad (70)$$

$$= 1\,135,97 \text{ N}$$

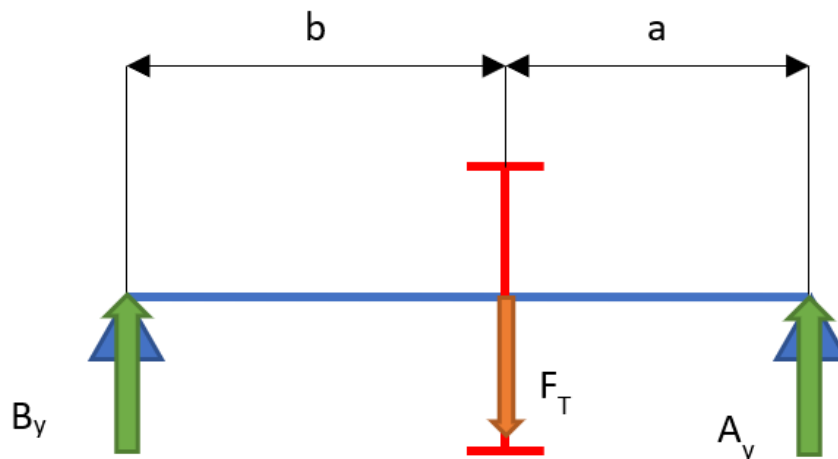
$$B_x = F_R - A_x = 1\,829,18 - 1\,135,97 = 693,21 \text{ N} \quad (71)$$



kde:

|   |      |
|---|------|
| $F_R$ – radiální síla v ozubení.....        | [N]  |
| $F_A$ – axiální síla v ozubení .....        | [N]  |
| a,b – vzdálenosti podpor od ozubení .....   | [mm] |
| $d_w$ – valivá kružnice ozubeného kola..... | [mm] |
| $A_x$ ; $B_x$ – velikosti reakcí .....      | [N]  |

Z Obr. 22 lze odvodit rovnice rovnováhy, ve směru y a momentovou rovnici kolem bodu B, a obě rovnice zapsat ve tvaru dle vztahů (72)(73). Následnou úpravou vztahu (72) lze určit velikost reakční síly v bodu A pomocí vztahu(74). Takto získanou hodnotu lze dosadit do upravené rovnice (72) a získat vztah (75), pro určení velikosti druhé reakční síly v bodě B.



Obr. 23 Rovina tečných sil hřídele satelitů [Autor]

$$F_T - B_y - A_y = 0 \quad (72)$$

$$F_T * b - A_y * (a + b) = 0 \quad (73)$$

$$A_y = \frac{F_T * b}{a + b} = \frac{4\,781,75 * 120}{120 + 120} = 2\,390,87 \text{ N} \quad (74)$$

$$B_y = F_T - A_y = 4\,781,75 - 2\,390,87 = 2\,390,87 \text{ N} \quad (75)$$

kde:

|   |      |
|---|------|
| $F_T$ – tečná síla v ozubení.....         | [N]  |
| a,b – vzdálenosti podpor od ozubení ..... | [mm] |
| $A_y$ ; $B_y$ – velikosti reakcí .....    | [N]  |





## 4.10 Návrh ložisek

Na základě vypočtených reakcí v ložiscích v části 4.9 v rovině axiálně-radiálních sil a rovině tečných sil lze navrhnout ložiska převodového ústrojí planetové míchače stavebních směsí.

### 4.10.1 Hřídel satelitů

Na Obr. 24 je vidět uložení hřídele satelitů. S ohledem na konstrukční řešení míchače byl průměr hřídele pod ložisky navržen na průměr 70 mm. Vnitřní kroužek horního ložiska A je axiálně zajištěn pomocí KM matice a MB podložky, na straně druhé rozpěrným kroužkem. Vnější kroužek ložiska A je axiálně zajištěn pomocí vnitřního kroužku na straně jedné a pomocí víka na straně druhé. Celé ložisko A je utěsněno pomocí dvou hřídelových těsnění Gufero, které mají za úkol těsnit plastické mazivo, kterým je ložisko A mazáno a současně bránit vniknutí mazacího oleje, kterým je mazán ozubený převod.

Spodní ložisko B je axiálně zajištěno pomocí osazení a KM maticí s MB podložkou. Vnější kroužek ložiska B je zajištěn vnitřním kroužkem a osazením v domku. Mazání ložiska B je uvažováno stejným mazacím olejem, kterým je mazán ozubený převod. Pod ložiskem se nachází dvojice hřídelových těsnění Gufero, které brání úniku mazacího oleje a současně brání vniknutí betonové směsi do převodového ústrojí. Víko spodního ložiska je utěsněno pomocí O-kroužku.

Velikost radiální síly působící na ložisko A je dána vztahem (76), obdobně radiální síla působící na ložisko B je dána vztahem (77).

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{1\,135,97^2 + 2\,390,87^2} = 2\,647,02 \text{ N} \quad (76)$$

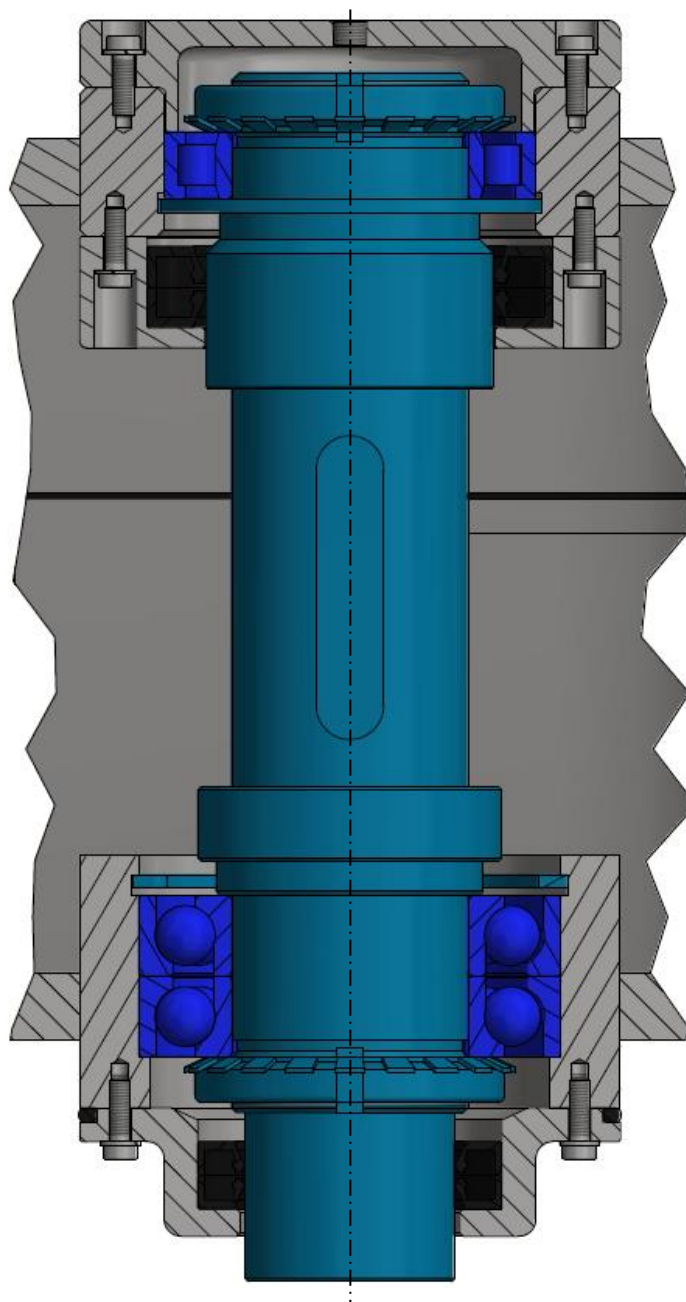
$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{693,21^2 + 2\,390,87^2} = 2\,489,34 \text{ N} \quad (77)$$

kde:

$F_T$  – tečná síla v ozubení ..... [N]

a, b – vzdálenosti podpor od ozubení ..... [mm]

$A_y$ ;  $B_y$  – velikosti reakcí ..... [N]



Obr. 24 Uložení hřídele satelitů [Autor]

Spodní ložisko B bylo navrženo jako dvojice jednořadých ložisek 7214 BEGAP od firmy SKF. Jedná se o kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Horní ložisko A bylo navrženo válečkové jednořadé ložisko NU 1014 ECP od firmy SKF. Nejdůležitější parametry zvolených ložisek jsou uvedeny v Tab. 10 . Katalogové listy zvolených ložisek jsou přílohou diplomové práce. [27]



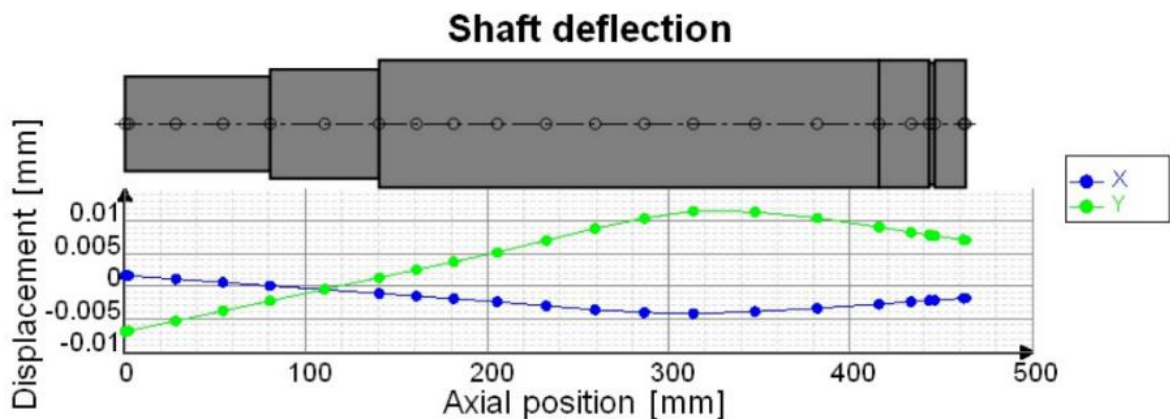
Navržená ložiska byla překontrolována v programu SKF SimPro Quick. Celá výpočtová zpráva je přílohou diplomové práce. Z výpočtové zprávy je patrné, že obě zvolená ložiska vyhovují. Výsledky statické bezpečnosti a trvanlivosti ložisek (dle ISO/TS 16281:2008) jsou uvedeny v Tab. 10.

Tab. 10 Parametry ložisek hřídele satelitů a výsledky návrhu [27]

| Parametr                     | 7214 BEGAP                                      | NU 1014 ECP                  |
|------------------------------|---|------------------------------|
| Typ ložiska                  | Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, jednořadá | Válečkové ložisko, jednořadá |
| Dynamická únosnost $C$       | 72 kN   | 76,5 kN                      |
| Statická únosnost $C_0$      | 60 kN   | 93 kN                        |
| Trvanlivost ložisek $L_{10}$ | $> 10^5$ h                                      | $> 10^5$ h                   |

Součástí kontrolního výpočtu v programu SKF SimPro Quick je i výpočet průhybu hřídele. Tento průhyb je patrný z Obr. 25. Hřídel musí splňovat podmínku ohybové tuhosti pod ozubeným kolem danou vztahem (78). Z hodnot odečtených z grafu je patrné, že hřídel této podmínce vyhovuje. [23]

$$y_{Dmax} = \frac{m_{n23}}{100} = \frac{8}{100} = 0,08 \text{ mm} \quad (78)$$

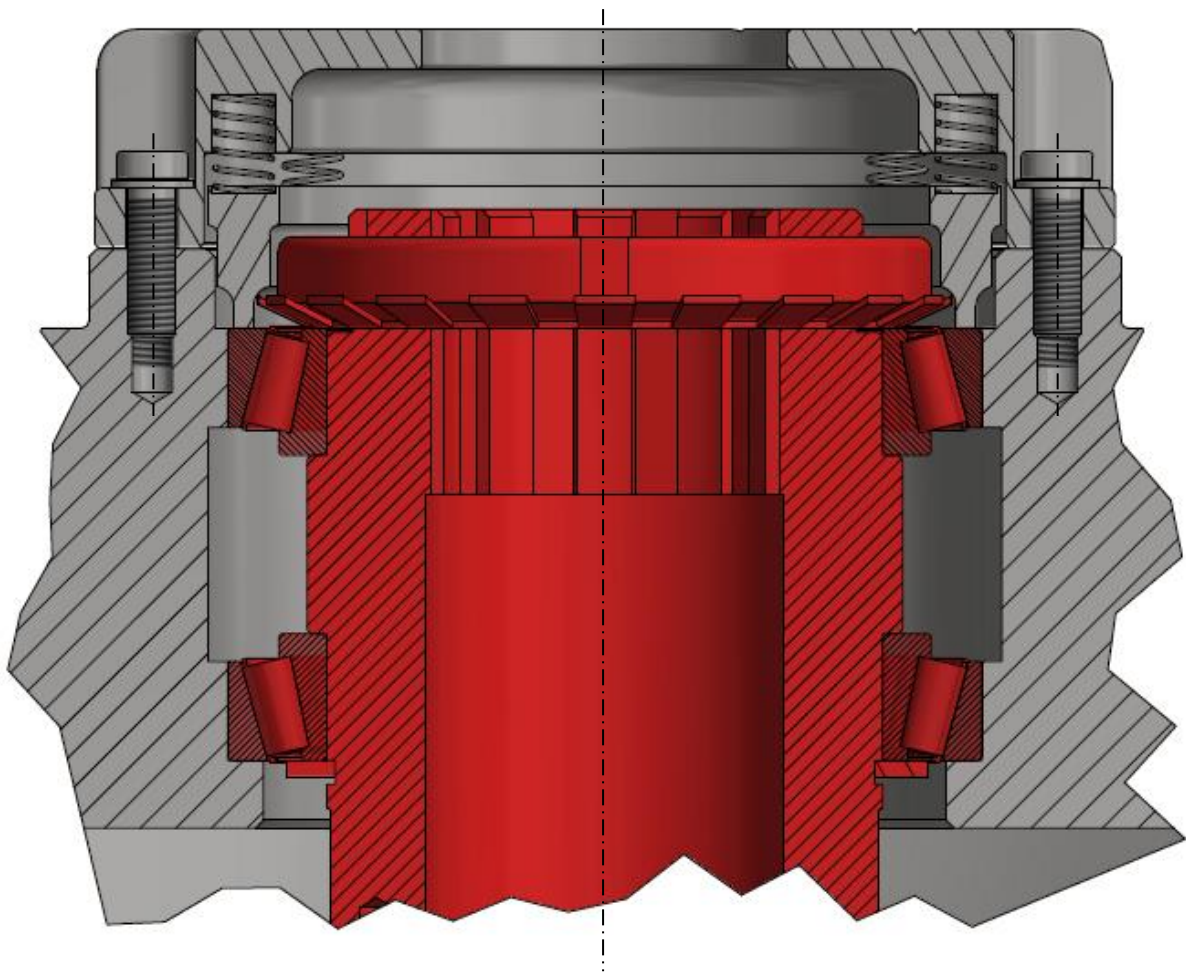


Obr. 25 Průhyb hřídele satelitů [Autor]



### 4.10.2 Hřídel centrální kolo

Na Obr. 26 je vyobrazeno konstrukční uložení hřídele centrálního kola převodového ústrojí planetového míchače. Tento hřídel je uložen, pomocí ložisek, v centrálním kole, které se netočí. Tento hřídel přenáší kroutící moment z hlavního hřídele na spodní talíř a současně přenáší váhu celého převodového ústrojí, přes centrální kolo, do víka míchače.



Obr. 26 Centrální hřídel [Autor]

Na dvojici ložisek, patrných z Obr. 26 působí axiální síla reprezentující váhu převodového ústrojí míchače (odměřenou v 3D modeláři na 734 kg) a dvojnásobnou axiální sílu z ozubení, kterou působí hřídel satelitů na spodní talíř převodového ústrojí. Pro návrh ložiska byla hlavní axiální síla daná vztahem (79), při navrhování ložisek bylo předpokládáno, že by míchací hmota mohla občas přizvedávat celé převodové ústrojí.



Určení velikosti přizvedávací síly není součástí této diplomové práce, ale při návrhu nebylo předpokládáno, že by síla vzniklá z nadzvednutí mohla být větší než axiální síla, která působí směrem dolů.

$$A_y = 2 * F_A + F_T = 2 * 501,12 + 7200 = 8\,204\, N \quad (79)$$

kde:

$F_A$  – axiální síla od ozubení ..... [N]

$F_T$  – síla vyvolaná vlastní tíhou ..... [N]

Na základě vztahu (81) byla zvolena dvojice ložisek 32928, jedná se o kuželíková jednořadá ložiska od firmy SKF. Spárování ložisek je předpokládáno do „X“. Spodní ložisko je axiálně zajištěno pomocí kroužku. Horní ložisko má vnitřní kroužek zajištěn pomocí KM matice a MB podložky. Pro dosažení minimálního provozního předpětí bylo navrženo předpínání vnějšího kroužku ložiska pomocí série pružin. [27]

Nejdůležitější parametry zvolených ložisek jsou uvedeny v Tab. 11. Katalogové listy zvolených ložisek jsou přílohou diplomové práce.

Tab. 11 Parametry ložiska hřídele centrálního kola [27]

|                              |                               |
|------------------------------|-------------------------------|
| Označení ložiska             | 32928                         |
| Typ ložiska                  | Kuželíkové ložisko, jednořadá |
| Dynamická únosnost $C$       | 252 N                         |
| Statická únosnost $C_0$      | 390 N                         |
| Trvanlivost ložisek $L_{10}$ | $> 10^5$ h                    |

Mazání ložisek hřídele centrálního kola je předpokládáno pomocí stejného mazacího oleje, který slouží k mazání ozubeného převodu. Optimální rozvod mazacího oleje do všech požadovaných míst je zajištěno pomocí mazacího čerpadla. Návrh mazacího okruhu není součástí diplomové práce.



## 4.11 Statická kontrola hřídelů

V této části práce je provedena statická kontrola dvou hřídelů v planetové míchačce stavebních směsi. Jedná se o hřídel satelitů a hřídele centrálního kola.

### 4.11.1 Statická kontrola hřídele satelitů

Hřídel satelitů je staticky kontrolován pod ozubeným kolem, kde působí největší ohybový moment a zároveň kroutící moment od přenosu sil v ozubení. Velikosti jednotlivých složek ohybového momentu jsou dány vztahy (80) a (81), celková velikost ohybového momentu je následně dána vztahem (82). Kroutící moment vychází ze vztahu (83).

$$M_{oxz} = A_x * a = 1\,135,97 * 120 = 136\,316,54 \text{ Nmm} \quad (80)$$

$$M_{oyz} = A_y * a = 2\,390,87 * 120 = 286\,904,73 \text{ Nmm} \quad (81)$$

$$M_o = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{136\,316,54^2 + 286\,904,73^2} \\ = 317\,642,13 \text{ Nmm} \quad (82)$$

$$M_K = F_T * \frac{d_{w2}}{2} = 4\,781,75 * \frac{210,29}{2} = 502\,766,38 \text{ Nmm} \quad (83)$$

kde:

$M_o$  – ohybový moment ..... [N. mm]

$M_k$  – kroutící moment ..... [N. mm]

$a$  – vzdálenosti podpor od ozubení ..... [mm]

$A_y; B_y$  – velikosti reakcí ..... [N]

Velikosti modulů hřídele satelitů v ohybu a v krutu jsou dány vztahy (84)(85). [19]

$$W_o = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 70^3}{32} = 33\,373,95 \text{ mm}^3 \quad (84)$$

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * 70^3}{16} = 67\,347,89 \text{ mm}^3 \quad (85)$$

Velikost redukovaného napětí působící v hřídeli satelitů je dán vztahem (88). Dílčí napětí v ohybu je dáno vztahem (86) a napětí v krutu je vyjádřeno vztahem (87). [19],

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{317\,642,13}{33\,673,95} = 9,43 \text{ N/mm}^2 \quad (86)$$





$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{502\,766,38}{67\,347,89} = 7,47 \text{ N/mm}^2 \quad (87)$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha * \tau_k)^2} = \sqrt{9,43^2 + (\sqrt{3} * 7,47)^2} = 16,01 \text{ N/mm}^2 \quad (88)$$

kde:

$\sigma_o$  – Ohybové napětí .....[N/mm<sup>2</sup>]  
 $\tau_k$  – Smykové napětí .....[N/mm<sup>2</sup>]  
 $\sigma_{ored}$  – Redukované napětí .....[N/mm<sup>2</sup>]

Statická bezpečnost hřídele satelitů je dána poměrem mezi kluzu materiálu 11 500 a redukovaného napětí, tento poměr je uveden ve vztahu (89). Z výsledků statické bezpečnosti vyplývá, že hřídel satelitů vyhovuje statické kontrole s bezpečností 55,29. [23].

$$k_s = \frac{Re_{11\,500}}{\sigma_{ored}} = \frac{245}{16,01} = 15,31 \quad (89)$$

kde:

$\sigma_{ored}$  – Redukované napětí .....[N/mm<sup>2</sup>]  
 $Re_{11\,500}$  – mez pevnosti na mezi kluzu materiál 11 500 .....[N/mm<sup>2</sup>]

#### 4.11.2 Statická kontrola hřídele centrálního kola

Hřídel centrálního kola je spojen pomocí rovnobokého drážkování, navrženého v části 4.12.1, s hlavním hřídelem, navrženým v části 4.8.1. Na druhé straně je připojen pomocí pevnostních šroubů se spodním talířem a je středěná pomocí kolíků. Vnější průměr spodní příruby byl navržen s ohledem na dostatečný prostor pro připojovací šrouby a středící kolíky. Vnější průměr spodní příruby byl zvolen jako  $D=138$  mm a vnitřní průměr je uvažován, jako větší než největší průměr drážkování,  $d=90$  mm. Napětí vyvolané krutem je dáno vztahem (91), kde  $W_k$  pro mezikruhový profil je dán vztahem (91), statická bezpečnost je dána vztahem (95). [19]

$$W_K = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} \frac{138^4 - 90^4}{138} = 422\,669,33 \text{ mm}^3 \quad (90)$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{2\,513,83 * 10^3}{422\,669,33} = 5,95 \quad (91)$$

$$S_o = \pi * (R^2 - r^2) = \pi * (138^2 - 90^2) = 34\,381,59 \text{ mm}^2 \quad (92)$$

$$\sigma_t = \frac{N}{S_o} = \frac{8\,073,84}{34\,381,59} = 0,23 \text{ N/mm}^2 \quad (93)$$





kde:

|  |                      |
|--|----------------------|
| $d$ – malý průměr mezikruží.....                                 | [mm]                 |
| $D$ – velký průměr mezikruží .....                               | [mm]                 |
| $S_o$ – plocha mezikruží .....                                   | [mm <sup>2</sup> ]   |
| $\sigma_{ored}$ – Redukované napětí .....                        | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $Re_{11\ 500}$ – mez pevnosti na mezi kluzu materiál 11 500..... | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $\sigma_t$ – tahové napětí .....                                 | [N/mm <sup>2</sup> ] |

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_t^2 + (\alpha * \tau_k)^2} = \sqrt{0,23^2 + (\sqrt{3} * 5,95)^2} = 10,03 \text{ N/mm}^2 \quad (94)$$

$$k_s = \frac{Re_{11\ 500}}{\sigma_{ored}} = \frac{245}{10,03} = 23,78 \quad (95)$$

## 4.12 Návrh uložení náboj-hřídel

### 4.12.1 Rovnoboké drážkování na hlavní hřídeli

Hlavní hřídel – vstupní z planetové převodovky je spojen s centrálním kolem pomocí rovnobokého drážkování, tato volba byla provedena s ohledem na požadavek na axiální vůli při montáži hřídelů – tento spoj není axiálně zajištěn.

Dle normy ČSN ISO 14 bylo pro hlavní hřídel předběžně zvoleno rovnoboké drážkování 10x82g7x88x12f7, jehož rozměry jsou pro přehled uvedeny v tabulce Tab. 12. [19]

Tab. 12 Rozměry rovnobokého drážkování dle ČSN ISO 14 [19]

|                                 |       |
|---------------------------------|-------|
| $d$ – vnitřní průměr drážkování | 82 mm |
| $D$ – vnější průměr drážkování  | 88 mm |
| $z$ – počet zubů drážkování     | 10    |
| $b$ – šířka zubů drážkování     | 12 mm |

Potřebná délka rovnobokého drážkování, daná vztahem (96), vychází z předpokladu, že pouze tři čtvrtiny per přenášení kroutící moment. Kde činná plocha drážek na 1 mm délky náboje je dána vztahem (97). Potřebná délka drážkování byla zjištěna dle vztahu (98) [21].



$$l \geq \frac{4 * M_{KII}}{(D + d) * f' * p_D} \quad (96)$$

$$f' = 0,75 * h * z = 0,75 * \left(\frac{D - d}{2}\right) * z = 0,75 * \left(\frac{88 - 82}{2}\right) * 10 = 21,00 \quad (97)$$

$$l \geq \frac{4 * 2\,626,06 * 10^3}{(88 + 82) * 21,00 * 60} = 49,04 \text{ mm} \cong 50 \text{ mm} \quad (98)$$

kde:

$d$  – malý průměr drážkování .....[mm]

$D$  – velký průměr drážkování .....[mm]

$z$  – počet zubů drážkování ..... [-]

$h$  – výška zubu drážkování .....[mm]

$l$  – potřebná délka drážkování .....[mm]

$f'$  - činná plocha drážkování .....[mm<sup>2</sup>]

Rovnoboké drážkování je dále kontrolováno na smykové napětí dle vztahu (99).

$$\tau_s = \frac{4 * M_K}{b * (D + d) * l * z} = \frac{4 * 2\,626,06 * 10^3}{12 * (88 + 82) * 50 * 10} = 10,3 \text{ N/mm}^2 \quad (99)$$

kde:

$b$  – šířka zubu drážkování .....[mm]

Drážkování splňuje pevnostní podmínku na krut, jelikož materiál hlavní hřídele je 11 500 (dle ČSN) s hodnotou dovoleného napětí pro míjivý krut  $\tau_{DK} = 65 \div 105 \text{ N/mm}^2$ . Na základně ověření dle vztahu (98) a (99) je pro přenos kroutícího momentu z hlavní hřídele na talíř zvoleno:

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 10x82x88x12 dle ČSN 01 4942.

#### 4.12.2 Pero na hřídeli satelitů pod ozubením

Přenos kroutícího momentu ze satelitních kol na hřídel satelitů je realizován pomocí těsného pera. Pro hřídel průměru  $d=70 \text{ mm}$  je dle normy ČSN doporučeno pero: PERO 20e7x12. Pevnostní podmínka na otláčení pera je dána dle vztahu (100). Tento vztah lze upravit do vztahu (101), ze kterého lze učit potřebnou délku pera. Hodnota tlaku  $p_d$  byla dle doporučení z odborné literatury zvolena jako 80 MPa. [19, 24].



$$p = \frac{4 \cdot M_{KII}}{d_h \cdot h \cdot 2 \cdot l_a} \leq p_D \quad (100)$$

$$l_a \geq \frac{4 \cdot M_{KII}}{p_D \cdot h \cdot d_H} = \frac{4 \cdot 452,49 \cdot 10^3}{80 \cdot 12 \cdot 70} = 26,93 \text{ mm} \quad (101)$$

kde:

$h$  – výška pera ..... [mm]  
 $p_D$  – dovolený měrný tlak ..... [MPa]  
 $d_H$  – průměr hřídele ..... [mm]  
 $l_a$  – aktivní délka pera ..... [mm]

S ohledem na šířku pastorku  $b = 118 \text{ mm}$  je délka těsného pera zvolena  $l = 90 \text{ mm}$ . S ohledem na zvolenou délku bylo zvoleno menší PERO 14e7x9, které bylo zkontrolováno na střih dle vzorce (102). Kdy dovolená smykové napětí pro těsná pera lze brát v rozmezí  $t_d = 60 \div 90 \text{ N/mm}^2$ . [19], [24].

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_h \cdot h \cdot 2 \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 452,49 \cdot 10^3}{70 \cdot 9 \cdot 2 \cdot (90 - 12)} = 9,45 \text{ N/mm}^2 \quad (102)$$

kde:

$h$  – výška pera ..... [mm]  
 $p_D$  – dovolený měrný tlak ..... [MPa]  
 $d_H$  – průměr hřídele ..... [mm]  
 $l_a$  – aktivní délka pera ..... [mm]

Těsné pero vyhovuje pevnostní kontrole na střih. Pro spoj satelitní kol s hřídelem bylo zvoleno pero:

PERO 14e7x9x90 dle ČSN 02 2562.

### 4.12.3 Pero na hřídeli satelitů pod unašečem ramen

Přenos kroutícího momentu na druhém konci hřídeli, mezi unašečem lopatek a hřídelí je realizován pomocí těsného pera. Pro hřídel průměru  $d = 52 \text{ mm}$  je dle normy ČSN doporučeno pero: PERO 16e7x10. Pevnostní podmínka na otláčení pera je dána dle vztahu (100). Tento vztah lze upravit do vztahu (103), ze kterého lze učit potřebnou délku pera. Hodnota tlaku  $p_d$  byla dle doporučení z odborné literatury zvolena jako  $80 \text{ MPa}$ . [19], [24].

$$l_a \geq \frac{4 \cdot M_{KII}}{p_D \cdot h \cdot d_H} = \frac{4 \cdot 452,49 \cdot 10^3}{80 \cdot 9 \cdot 52} = 48,34 \text{ mm} \quad (103)$$



kde:

$h$  – výška pera ..... [mm]  
 $p_D$  – dovolený měrný tlak ..... [MPa]  
 $d_H$  – průměr hřídele ..... [mm]  
 $l_a$  – aktivní délka pera ..... [mm]

Byla zvolena délka pera  $l = 63$ , takto zvolená délka pera byla ověřena na smyk dle vztahu (104). Kdy dovolená smykové napětí pro těsná pera lze brát v rozmezí  $t_d = 60 \div 90 \text{ N/mm}^2$ . [19, 24].

$$\tau = \frac{2 * M_{KII}}{d_h * h * 2 * l_a} = \frac{2 * 452,49 * 10^3}{70 * 10 * 2 * (63 - 14)} = 12,72 \text{ N/mm}^2 \quad (104)$$

kde:

$h$  – výška pera ..... [mm]  
 $p_D$  – dovolený měrný tlak ..... [MPa]  
 $d_H$  – průměr hřídele ..... [mm]  
 $l_a$  – aktivní délka pera ..... [mm]

Těsné pero vyhovuje pevnostní kontrole na střih. Pro spoj unašeče míchačů s hřídelem bylo zvoleno pero:

PERO 16e7x10x63 dle ČSN 02 2562.

## 4.13 Návrh lopatky míchače

Ramena míchače jsou osazeny svislými pruty na jejíž konci jsou lopatky, které promíchávají směs. Lopatky mají obdélníkový tvar s rozměry 130x200 mm (šířka x výška). Rameno míchače je namáháno na ohyb od spojitěho zatížení způsobené odporem promíchávané směsi. Pro návrhový výpočet je, stejně jako při návrhu elektromotoru, nahrazeno spojitě zatížení silou působící v těžišti lopatky. Velikost zatěžující síly je dána vztahem (105). Velikost odporové síly na prut ramena míchače jsou zanedbány. [8]

$$F_p = c * \rho * S * \frac{v_L^2}{2} \quad (105)$$

kde:

$v_L$  – rychlost pohybu lopatky ..... [m/s]

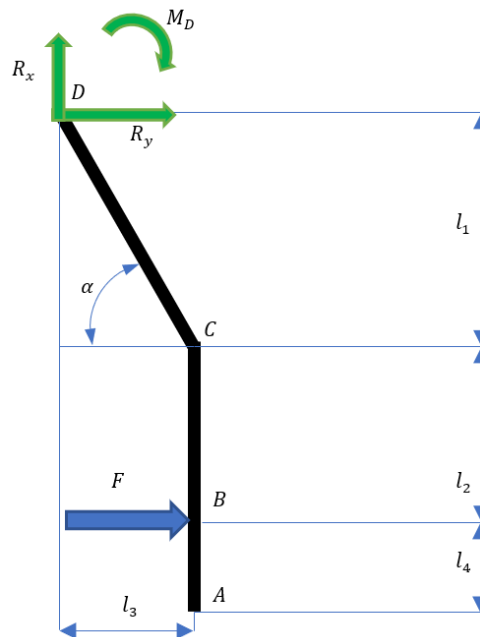
Pro návrh prutu je uvažována nejvyšší rychlost lopatky  $v_1$ , patrnou v Obr. 13 a danou vztahem (106). Velikost zatěžující síly byla spočtena dle vztahu (107)



$$v_L = v_2 = \omega_1 * r_1 + \omega_2 * r_2 = 4,38 * 0,37 + 11 * 0,22 = 4,01 \text{ m/s} \quad (106)$$

$$F_p = c * \rho * S * \frac{v_L^2}{2} = 0,7 * 4\,000 * 0,06 * \frac{4,01^2}{2} = 2\,518,00 \text{ N} \quad (107)$$

Rameno je navrhováno jako křivý prut kruhového průřezu, jehož tvar a rozměry jsou patrné v Obr. 27. Spodní část ramene je namáhána spojitým zatížením a horní část ramene je přidělaná k unašeči pomocí pevnostních šroubů. Tento spoj je v rámci výpočtů uvažován jako pevné vazba.



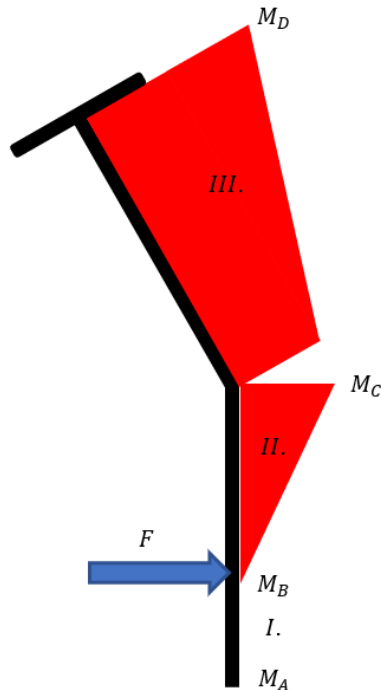
Obr. 27 Návrh prutu [Autor]

Velikost reakcí v uložení prutu jsou dány vztahy (108), (109) a (110), vycházející z rovnic rovnováhy pro staticky určené těleso.

$$R_x = 0 \quad (108)$$

$$R_y = -F \quad (109)$$

$$M_D = F * (l_3 + l_2) \quad (110)$$



Obr. 28 Průběh ohybových momentů na prutu [Autor]

Svislý prut je namáhán osamělou silou, která vyvolává ohybový moment. Velikost ohybového momentu je řešená pomocí metody řezu. Průběh ohybového momentu je patrný z Obr. 28 a dán vztahy (111),(113) a (115) popisující velikost ohybového momentu v polích I - IV.

Ohybový moment v poli I je dán vztahem (111). Velikost ohybového momentu v bodě B je dán vztahem (112). Nulový ohybový moment je dán zjednodušeným výpočtovým vztahem, kde bylo spojitě zatížení nahrazeno silou. Reálný prut bude namáhán od konce.

$$M_I = 0 \cdot dx \quad (111)$$

$$M_B = 0 \text{ N} \quad (112)$$

kde:

$M_I$  – ohybový moment v poli I. ....[N. mm]

$M_B$  – ohybový moment v bodě B. ....[N. mm]

Ohybový moment v poli II je dán vztahem (113). Velikost ohybového momentu v bodě C je dán vztahem (114)

$$M_{II} = F \cdot x \quad (113)$$

$$M_C = F \cdot l_2 = 947,33 \cdot 160 = 151\,573 \text{ N. mm} \quad (114)$$



kde:

$M_{II}$  – ohybový moment v poli II. ....[N.mm]

$M_C$  – ohybový moment v bodě C. ....[N.mm]

Ohybový moment v poli III je dán vztahem (115). Velikost ohybového momentu v bodě C je dán vztahem (116), velikost ohybového momentu v bodě D je dán vztahem (117). V bodě D je největší ohybový moment, s ohledem na tento ohybový moment je navržen potřebný průřez prutu dle vztahu (118).

$$M_{III} = F * \sin \alpha * \left( \frac{x}{\sin \alpha} + \frac{l_2}{\sin \alpha} \right) \quad (115)$$

$$M_C = 2\,518 * \sin 60 * \left( \frac{0}{\sin 60} + \frac{205}{\sin 60} \right) = 362\,591,70 \text{ N.mm} \quad (116)$$

$$M_D = 2\,518 * \sin 60 * \left( \frac{205}{\sin 60} + \frac{250}{\sin 60} \right) = 1\,145\,689 \text{ N.mm} \quad (117)$$

$$\tau_{oa} = \frac{M_D}{W_{oa}} * k \leq \tau_D \quad (118)$$

kde:

$M_{III}$  – ohybový moment v poli III. ....[N.mm]

$M_D$  – ohybový moment v bodě D. ....[N.mm]

Pro návrh prutu byl zvolen, běžně dostupný materiál Hardox 400 Bar dle EN 10060. Pro zvolený materiál je  $\tau_D$  dáno vztahem (119). Koeficient bezpečnosti pro návrh prutu, z důvodu zjednodušení výpočtu a možnému nerovnoměrnému zatížení vzniklým během míchaní směsi, je zvolen  $k = 4$ . Pro zjištění potřebného  $W_o$  lze vztah (118) upravit do nového tvaru (120). Potřebný minimální průmět prutu je dán vztahem (121). [20]

$$\tau_d = 0,4 * \sigma_D = 1000 * 0,4 = 400 \text{ N/mm}^2 \quad (119)$$

$$W_o \geq \frac{M_{op} * k}{\tau_D} = \frac{1\,145\,689 * 4}{400} = 11\,456,89 \text{ mm}^3 \quad (120)$$

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 * W_o}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 11\,456,89}{\pi}} = 48,87 \text{ mm} \cong 50 \text{ mm} \quad (121)$$

#### 4.13.1 Návrh lopatky míchače MKP

Výsledky získané v části 4.13 byly použity pro ověření výpočtu pomocí metody MKP. Výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2018 pomocí systémového prostředí Stress Analysis.



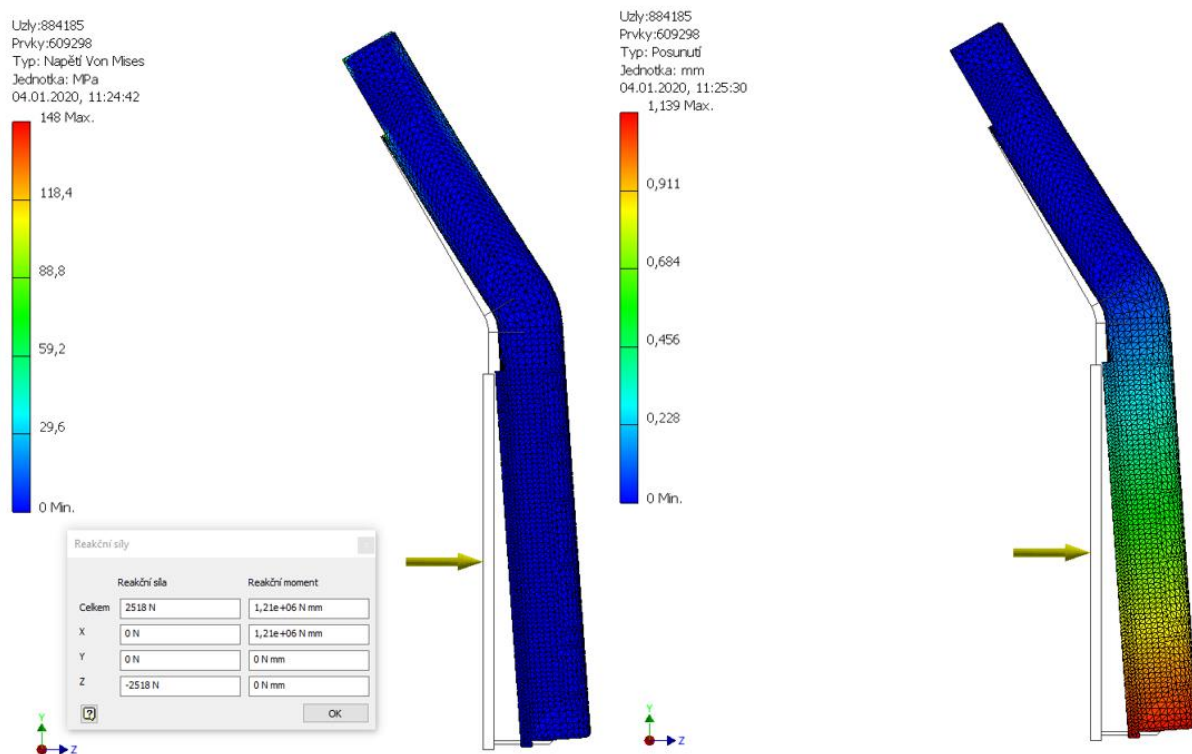


Sít byla nastavená s průměrnou velikostí prvku (jako zlomek délky ohraničujícího kvádru) na hodnotu 0,010. Počty uzlů a prvků jsou viditelné u obrázků příslušné simulace.

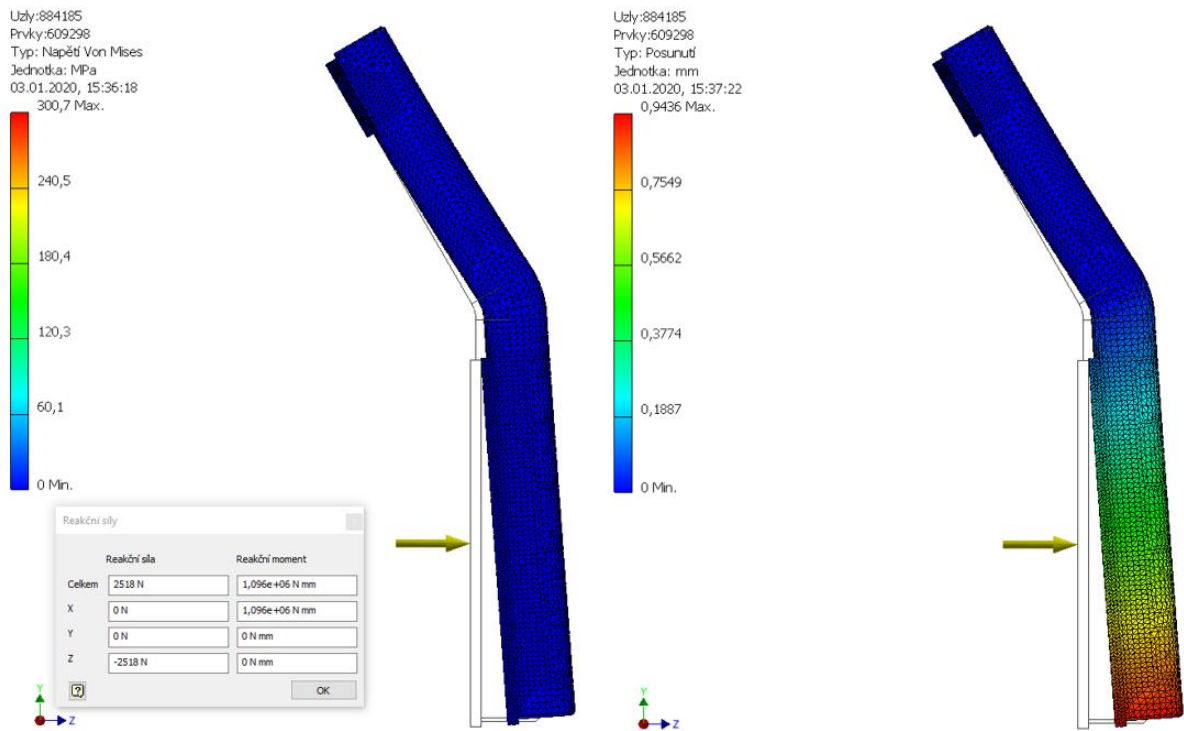
Zatěžované těleso bylo modelováno jako sestava dílců s ideální vazbou. Celkově byly provedeny 4 simulace pro dva druhy zatížení a dva druhy okrajových podmínek. Simulace I. počítala s osamělou silou působící v těžišti desky a s pevnou vazbou na konci prutu stejně jako v Obr. 27. Výsledky simulace (napětí a posunutí) jsou v Obr. 29.

Simulace II. počítala s osamělou silou působící v těžišti desky a s pevnou vazbou v desce na konci prutu, která je přivařena na prut. Výsledky simulace (napětí a posunutí) jsou vyobrazeny v Obr. 30.

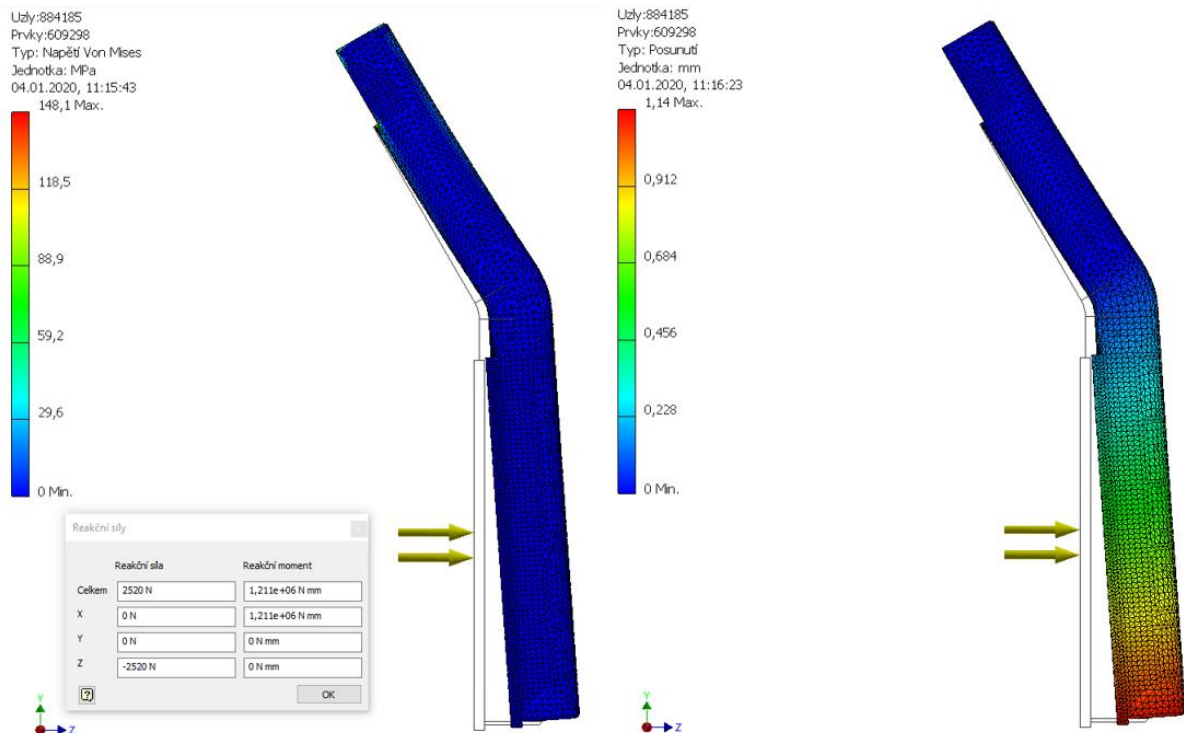
Simulace III. počítala se spojitým zatížením po celé desce a s pevnou vazbou stejně jako v Simulaci I. Výsledky Simulace III. (napětí a posunutí) jsou vyobrazeny v Obr. 31. Poslední simulovaný model v Simulaci IV. počítá se spojitým zatížením po celé desce a s pevnou vazbou stejně jako v Simulaci II.. Výsledky Simulace IV. (napětí a posunutí) jsou vyobrazeny v Obr. 32.



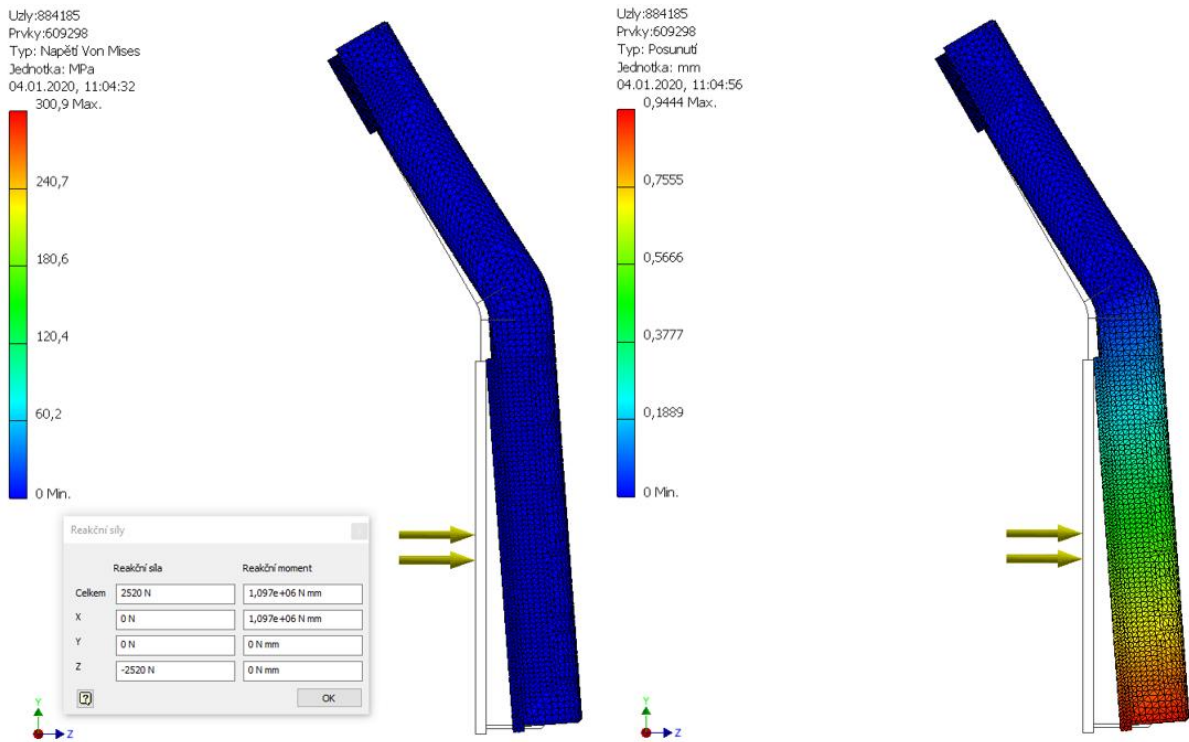
Obr. 29 MKP lopatky – simulace I. [Autor]



Obr. 30 MKP lopatky – simulace II. [Autor]

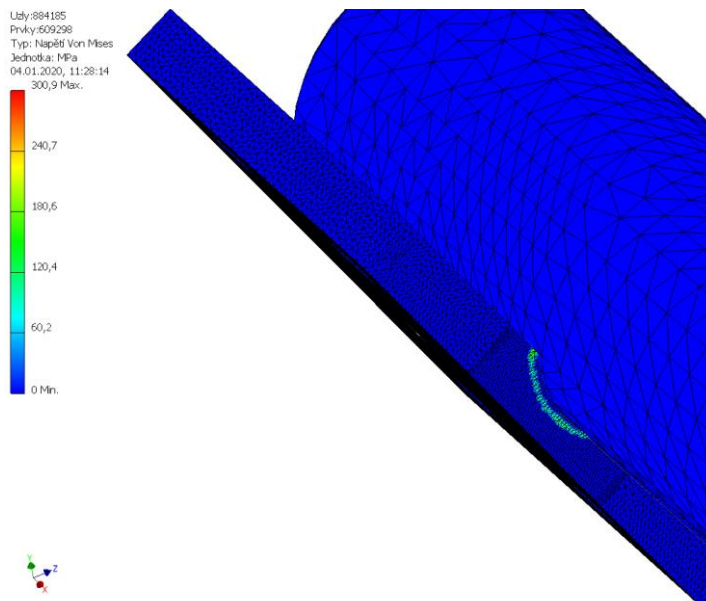


Obr. 31 MKP lopatky – simulace III. [autor]



Obr. 32 MKP lopatky – simulace IV. [Autor]

Z výsledků Simulace I. jsou patrné reakční síly na konci prutu, které vychází podobně jako v analytické metodě. Hodnoty ohybové momentu získané z MKP simulace vychází zhruba o 5,7% větší než výsledky z analytické metody. V Simulaci II. a IV. je vidět napěťové špičky v místě přechodu prutu na unášecí desku, detail toho místa je patrný z obrázku Obr. 33. Z toho výsledku je zřejmé, že při volbě svarového spoje prutu s horní deskou toto bude důležité místo.



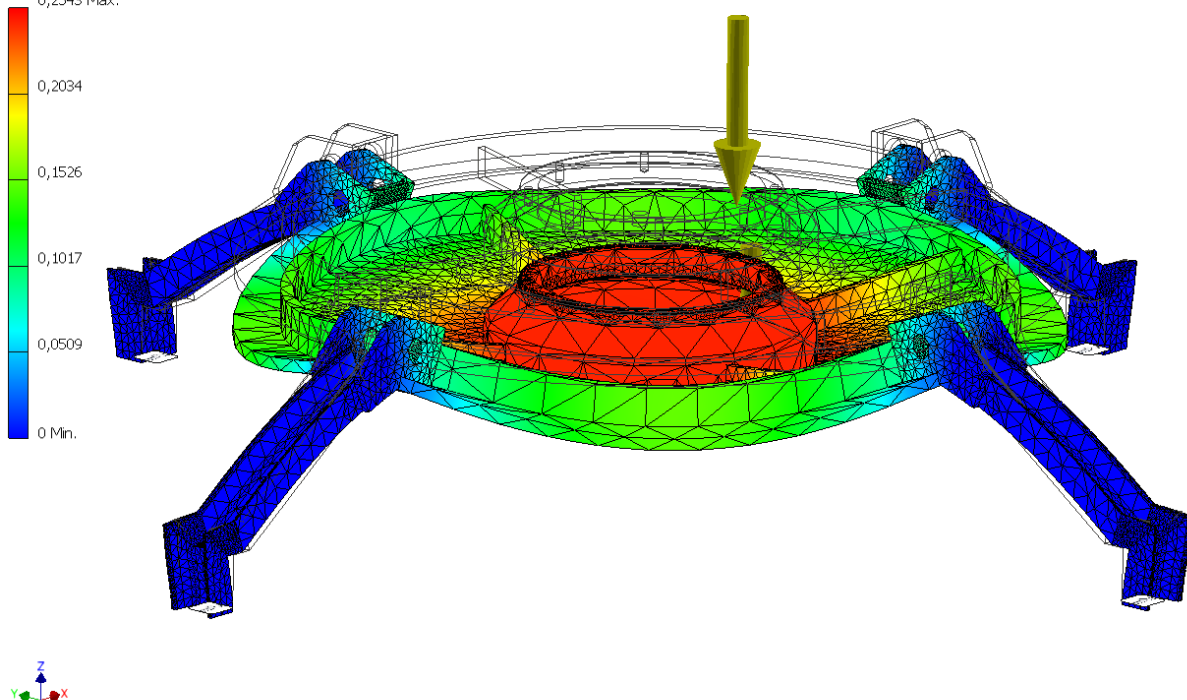
Obr. 33 Detail simulace II. [Autor]



## 4.14 Návrh víka míchačky

V rámci tvorby 3D modelu planetové míchačky betonu byl navržen svařenec víka. Tento předběžný návrh byl ověřen pomocí metody MKP v programu Autodesk Inventor Professional 2018 pomocí systémového prostředí Stress Analysis. Svařenec víka je, v simulaci, zatěžován pouze váhou strojních částí, které nese. Výsledky simulace jsou patrné z Obr. 34, kde průhyb ve středu víka je 0,25 mm. Z výsledku MKP je patrné, že koncepční návrh svařence je dostatečně tuhy a jeví se jako vhodný k dalšímu konstrukčním řešení.

Uzly:121083  
 Prvky:65462  
 Typ: Posunutí  
 Jednotka: mm  
 14.01.2020, 22:06:52  
 0,2543 Max.



Obr. 34 Deformace víka míchače [Autor]

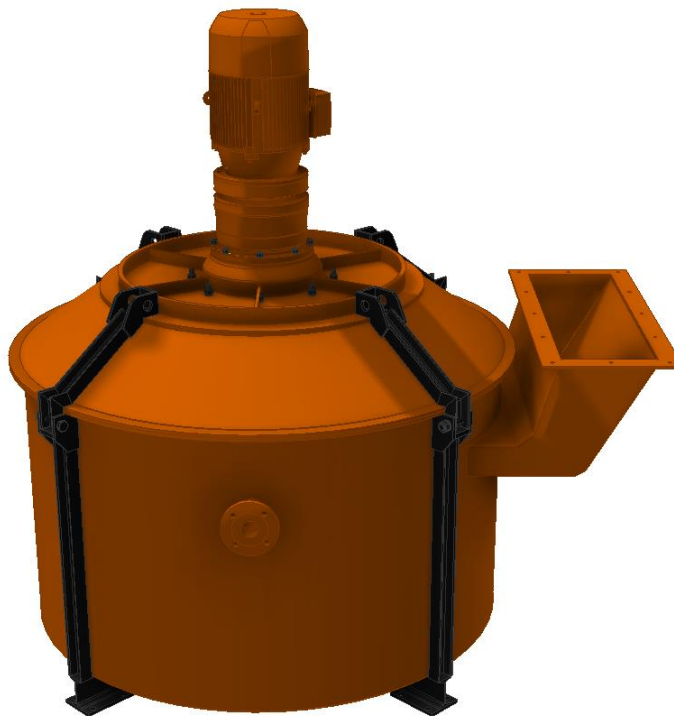


## 4.15 Koncepční návrh plnění a vyprazdňování míchače

V horní části míchače je umístěn násypný otvor, do kterého se sype již předpřipravená stavební směs, která obsahuje všechny potřebné komponenty v požadovaném poměru, kromě vody. Ta je přiváděna pomocí čerpadla, které je mimo míchač na vodovodní přírubu, která je umístěna v horní části míchače. Oba tyto vstupy jsou umístěny tak aby vstupující média, stavební směs i voda, nepadali na planetový převod, který by mohl být jednostranně přetížen.

Vyprazdňování míchače bylo navrhováno pomocí velké příruby umístěné na dně míchače. Na přírubě je umístěna elektricky ovládaná armatura, která se v případě potřeby otevře a dochází k samospádnému vyprazdňování nádrže. V této chvíli je předpokládáno, že se ramena míchačů stále pohybují, čímž zlepšují vyprazdňování. V případě potřeby dodávat betonovou směs dále od míchačky, je možno do vyprazdňovacího potrubního okruhu umístit vhodné čerpadlo, které by mediu dopravoval do místa spotřeby.

Koncepční návrh vyprazdňování a plnění míchače je patrný ze sestavy planetové míchače směsi, která je přílohou této diplomové práce.



Obr. 35 Planetová míchačka betonu [Autor]





## 5 Závěr

Cílem práce bylo vytvořit koncepční návrh míchačky betonových směsí s pracovním objemem 1000 litrů, která by k míchání využívala planetového převodu.

V úvodní části práce je provedena rešerše, která obsahuje stručné seznámení se stavebními směsmi ve smyslu jejich dělení, vyhodnocování a možných způsobů jejich míchání. Následuje část, která se zabývá stručným popisem strojů sloužících k míchání stavebních směsí a principy jejich fungování. Následuje analytická část popisující jednotlivé části planetové míchačky.

V praktické části je dále proveden návrh konceptu planetové míchačky betonu. Tento návrh vychází z navrženého schématu jednoho z možných provedení planetové míchačky stavebních směsí. V praktické části byl zvolen elektromotor potřebného výkonu a následný ozubený převod. Návrh ozubeného převodu obsahuje návrh jednotlivých ozubených kol, statického ověření hřídelů obsažených v planetové míchačce, včetně volby ložisek. Dále byl proveden návrh přenosů kroutících momentů a nastíněno řešení mazání planetového soukolí a ložisek. V neposlední řadě bylo navrženo rameno míchače a tento návrh byl ověřen pomocí metody konečných prvků.

Zde je však nutno konstatovat, že navrhovaná planetová míchačka stavebních směsí není finální výrobní verze. Jedná se o návrh konceptu, u kterého by bylo nutné před prototypovou výrobou dořešit některé dílčí části. Ve stručnosti lze jmenovat konstrukční návrhy vyráběných dílců, které nejsou navrhovány v rámci této diplomové práce. Úpravě technologičnosti výroby jednotlivých dílců, s ohledem na předpokládané výrobní série planetové míchačky. V neposlední řadě, by bylo třeba navrhnout elektroinstalaci celého stroje, včetně automatizace a jednoduchého ovládání. Před samotným uvedením do provozu by bylo třeba ověřit, zda navržený míchač splňuje všechny administrativní náležitosti spojené s uvedením na trh jako je bezpečnost obsluhy, hlučnost, prašnost aj.



## Použitá literatura

- [1] ADÁMEK, Jiří. *Stavební materiály*. Praha: Nakladatelství CERM, 1997. ISBN 978-80-2140-631-3
- [2] *Technická zařízení budov* [online]. [cit. 2017-10-01]. Dostupné z: <http://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/58-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-stavebnich-materialu>
- [3] *eBeton – specialista na beton* [online]. [cit. 2017-10-01]. Dostupné z: <http://www.ebeton.cz/pojmy/vyroba-cementu>
- [4] *Portland Cement Association* [online]. [cit. 2017-11-01]. Dostupné z: <http://slideplayer.com/slide/3919240/>
- [5] BÁRTA, Rudolf. *Chemie a technologie cementu*. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1961.
- [6] *Svaz cementáren ČR* [online]. [cit. 2017-11-01]. Dostupné z: <https://www.svcement.cz/data/data-2017/>
- [7] SVOBODA, Luboš. *Stavební hmoty. 2., přeprac. a dopl. vyd.* Bratislava: Jaga, 2007. ISBN 978-80-8076-057-1.
- [8] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1986.
- [9] *Daswell* [online]. [cit. 2017-12-05]. Dostupné z: [www.daswell.com](http://www.daswell.com)
- [10] *Gapa – prodejce a servis míchaček* [online]. [cit. 2017-12-05]. Dostupné z: [www.gapa.cz](http://www.gapa.cz)
- [11] *Arfo – prodejce míchaček* [online]. [cit. 2017-12-05]. Dostupné z: [www.arfo.cz](http://www.arfo.cz)
- [12] *Advanced concrete technologie* [online]. [cit. 2017-12-05]. Dostupné z: <https://concretebiz.com>
- [13] ČSN 73 8401. *Míchačky na betonové směsi: Všeobecná norma*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1970.
- [14] *ETSAP – Energy technology systems analysis programme* [online]. [cit. 2017-12-10]. Dostupné z: <https://iea-etsap.org>
- [15] *Elektromotory Moravec s.r.o.* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net>
- [16] *RAVEO* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz>
- [17] *FERONA* [online]. [cit. 2017-12-30]. Dostupné z: [www.ferona.cz](http://www.ferona.cz)





- [18] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika tekutin*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2865-8
- [19] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-857-8095-X.
- [20] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [21] BOLEK, Alfred. KOCHMAN, Josef. *ČÁSTI STROJŮ 1. a 2. svazek*. 5. vyd. V Praze: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989.
- [22] *Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <http://www.unmz.cz/urad/unmz>
- [23] KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2
- [24] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 4. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [25] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 80-010-1830-X.
- [26] E-konstrukter: portál pro strojní konstruktéry [online]. [cit. 2020-01-04]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/>



## Seznam obrázků

|  |      |
|--|------|
| Obr. 1 Schéma výroby cementu [4] .....                                 | 13 - |
| Obr. 2 Doba mísení [8] .....   | 18 - |
| Obr. 3 Princip gravitační míchačky [8] .....                           | 20 - |
| Obr. 4 Princip cyklického míchače [8] .....                            | 21 - |
| Obr. 5 Princip šnekového míchače [8] .....                             | 22 - |
| Obr. 6 Princip planetární míchačky [9] .....                           | 22 - |
| Obr. 7 Princip protiproudého míchače [8] .....                         | 23 - |
| Obr. 8 Princip kalového míchače [8] .....                              | 24 - |
| Obr. 9 Schéma planetární míchačky [12] .....                           | 25 - |
| Obr. 10 Míchač [9] .....   | 26 - |
| Obr. 11 Mechanické schéma planetárního míchače [Autor] .....           | 31 - |
| Obr. 12 Elementární síla na lopatku [Autor] .....                      | 32 - |
| Obr. 13 Rozměry elektromotoru [15] .....                               | 36 - |
| Obr. 14 Převodové poměry [25] .....                                    | 37 - |
| Obr. 15 Planetová převodovka AP 285 [16] .....                         | 38 - |
| Obr. 16 Poměrná šířka ozubení [23] .....                               | 41 - |
| Obr. 17 Diagram poměrné tloušťky ozubení [23] .....                    | 41 - |
| Obr. 18 Normalizované modulu pro ozubení [23] .....                    | 42 - |
| Obr. 19 Kontrolní výpočet ozubených kol [Autor] .....                  | 44 - |
| Obr. 20 Silový rozklad do rovin [23] .....                             | 46 - |
| Obr. 21 Hřídele v navrhované planetové míchačce betonu [Autor] .....   | 49 - |
| Obr. 22 Rovina axiální a radiálních sil hřídele satelitů [Autor] ..... | 51 - |
| Obr. 23 Rovina tečných sil hřídele satelitů [Autor] .....              | 52 - |
| Obr. 24 Uložení hřídele satelitů [Autor] .....                         | 54 - |
| Obr. 25 Průhyb hřídele satelitů [Autor] .....                          | 55 - |
| Obr. 26 Centrální hřídel [Autor] .....                                 | 56 - |
| Obr. 27 Návrh prutu [Autor] .....                                      | 64 - |
| Obr. 28 Průběh ohybových momentů na prutu [Autor] .....                | 65 - |
| Obr. 29 MKP lopatky – simulace I. [Autor] .....                        | 67 - |
| Obr. 30 MKP lopatky – simulace II. [Autor] .....                       | 68 - |
| Obr. 31 MKP lopatky – simulace III. [autor] .....                      | 68 - |
| Obr. 32 MKP lopatky – simulace IV. [Autor] .....                       | 69 - |



|  |        |
|--|--------|
| Obr. 33 Detail simulace II. [Autor] .....      | - 69 - |
| Obr. 34 Deformace víka míchače [Autor] .....   | - 70 - |
| Obr. 35 Planetová míchačka betonu [Autor]..... | - 71 - |

## Seznam tabulek

|  |        |
|--|--------|
| Tab. 1 Objemové hmotnosti stavebních směsí [1, 2] .....                | - 12 - |
| Tab. 2 Fyzikální vlastnosti štěrkového betonu [8] .....                | - 30 - |
| Tab. 3 Návrhové rozměry míchače [autor] .....                          | - 30 - |
| Tab. 4 Geometrie lopatek, otáčky a konstanty [Autor] .....             | - 34 - |
| Tab. 5 Parametry elektromotoru [15] .....                              | - 35 - |
| Tab. 6 Parametry převodovky [16].....                                  | - 37 - |
| Tab. 7 Koeficienty pro návrh ozubení [23].....                         | - 42 - |
| Tab. 8 Základní geometrie kol [Autor].....                             | - 43 - |
| Tab. 9 Srovnání výsledků silových poměrů v ozubení [autor] .....       | - 48 - |
| Tab. 10 Parametry ložisek hřídele satelitů a výsledky návrhu [27]..... | - 55 - |
| Tab. 11 Parametry ložiska hřídele centrálního kola [27].....           | - 57 - |
| Tab. 12 Rozměry rovnobokého drážkování dle ČSN ISO 14 [19].....        | - 60 - |



## Seznam příloh

Příloha 1: Technický list ložiska 32928, SKF

Příloha 2: Technický list ložiska NU 1014 ECP

Příloha 3. Technický list ložiska 7214 BEGAP

Příloha 4: Výpočet ložisek I.

Příloha 5: Výpočet ložisek II.

Příloha 6: 3D model planetové míchačky betonu – DPJK2020.step (CD)

## Seznam výkresů

Výkres 1: (DP-2020-00) Planetová míchačka

Výkres 2: (DP-2020-00.01) Ozubený převod

Výkres 3: (DP-2020-01.01) Hřídel satelitů – osazená

Výkres 4: (DP-2020-01.01-01) Ozubené kolo II.

Výkres 5: (DP-2020-01.01-02) Hřídel satelitů